HAL open science

Laminage à froid des aciers : analyse des mécanismes de lubrification et de leurs impacts sur l'usure et le frottement

Kevin Louaisil

▶ To cite this version:

Kevin Louaisil. Laminage à froid des aciers : analyse des mécanismes de lubrification et de leurs impacts sur l'usure et le frottement. Génie mécanique [physics.class-ph]. Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, 2008. Français. NNT : 2008VALE0047 . tel-03015705

HAL Id: tel-03015705

https://uphf.hal.science/tel-03015705

Submitted on 20 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.

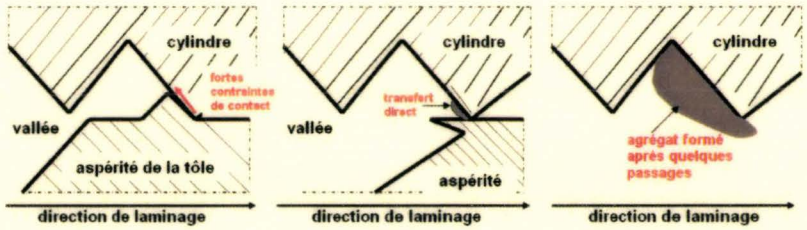
200 VALE 0047

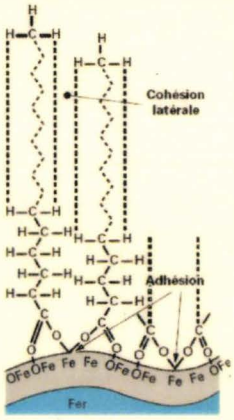
N° d'ordre : 08-41
THESE PRESENTEE A
L'UNIVERSITE DE VALENCIENNES
ET DU HAINAUT CAMBRESIS
EN VUE DE L'OBTENTION D'UN
DOCTORAT EN GENIE MECANIQUE
PAR

Kévin LOUAISIL

Projet de thèse :

LAMINAGE A FROID DES ACIERS : Analyse des mécanismes de lubrification et de leurs impacts sur l'usure et le frottement





Soutenance prévue le 17 Décembre 2008

Devant le jury composé de :

Rapporteurs :
D. MAZUYER, Professeur, Ecole Centrale de Lyon, LTDS,
G. MONTEIL, Professeur, ENSMM, LMS,
Examinateurs :
P. MONTMITONNET, Directeur de Recherche, Ecole des Mines de Paris, CEMEF,
L. DUBAR, Professeur, UVHC, LAMIH, Directeur de thèse,
M. DUBAR, Maître de Conférences HDR, UVHC, LAMIH,
A. DUBOIS, Professeur, UVHC, LAMIH,

Invités :
L. VIELLARD, Responsable du Développement Industriel, MYRIAD,
R. DELTOMBE, LAMIH, Ingénieur de Recherche, CNRS,

Remerciements

Les travaux présentés dans ce mémoire ont été réalisés dans le cadre d'une Convention Industrielle de Formation par la Recherche en partenariat avec le groupe de recherche en Matériaux, Surfaces et Mise en Forme (MSM) du Laboratoire d'Automatique, de Mécanique et d'Informatique industrielles et Humaines (LAMIH) à l'Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis et la société Myriad du groupe TATA/CORUS.

J'adresse tout d'abord un grand remerciement aux membres de l'équipe du LAMIH (MSM) :

- Laurent Dubar, directeur de thèse pour son soutien, ses conseils et la confiance qu'il m'a témoignée durant ces trois années.
- Mirentxu Dubar pour son aide et ses conseils, notamment en vue d'améliorer ma prose et de vous rendre, je l'espère en tout cas, la lecture de ce mémoire plus aisée.
- André Dubois pour sa disponibilité et pour ses conseils et remarques plus judicieuses les unes que les autres.
- Raphaël Deltombe pour son aide quotidienne et ses conseils éclairés ainsi que pour sa constante bonne humeur.

Je n'oublie évidemment les autres membres du laboratoire qui ont pu m'aider et avec qui j'ai pu partager de bons moments, notamment lors des nombreuses sessions gastronomiques et sportives...: Fred R, Cédric, Anastasia, Rémi D., Fabienne, Karine, Estelle, Audrey D., Audrey A., David, Fabrice, Julien B., Julien H., Damien, Fred S., Jamila, Papa Birame, Hervé, Bruno B., Bruno L., Christophe, Rémi C., Philippe, Greg, Benjamin, Fahmi, Thierry R., Thierry G, JD...

Je voudrais également remercier vivement l'ensemble du personnel de Myriad qui a largement contribué à la réussite de ces trois années et notamment :

- James Peter Naylor, directeur général, pour la confiance qu'il m'a accordé dans le cadre de ce projet
- Laurence Viellard, responsable du Développement Industriel, pour sa disponibilité, sa patience et ses nombreux conseils

- Patrick V., pour son aide notamment lors des nombreuses heures passées ensemble à la spectro...
- Perrine, Marie, Ernesto, Georges, Francis, Vincent, Maddy, Fred, Jean-Claude, Bernard G., Bernard B., Christian D., Philippe, Patrick C., Patrick B., Fabrice, Alice pour leur disponibilité et leur convivialité

Evidemment je remercie l'ensemble des amis que j'ai pu rencontrer lors de ces trois années et avec lesquels j'ai pu passer de nombreux moments « épiques » : Julien et ses collègues de Sevelnord, Sylvain, Mélanie, Jacko, Perrine, Nico, Ed, Caro, Rouquin, Oliv. P., Delphine, Julien, Dougie, Sab, Max, Seb, Alex, Fred W., Mimi, Cindy, Oliv D., Cédric P., Aurélien C. et l'ensemble des joueurs de l'US Bavay, les douaniers ...

Enfin, un grand merci à tous ceux sans qui je ne serais pas arrivé jusque dans le nord :
- à mes parents, Fred, Peggy, Romane, Morgane, Arnaud, Linda, Alex et l'ensemble de ma famille
- à mes potes mayennais Guigui et Jeff
- à mes collègues de l'INSA de Rouen, Pranou, Bobo (et Totor...), Sophie (et Yannick...), Quichou, Marion, Paul, Moumoute, Marine, Momo, Soraya, Djay, Mila, le vendéen, Agnès, Michoune, Maria, Kilian, Forest, Louloute, Léo, Béno, Gilou, Brut, Bapt, Laurine, Jérem, Béné, Cécile, Sprewell, Guillaume, Karine, Maaaaathieu, Julien, Mowgli, Crevy, Miboune, Castrais, Lapinou...

Table des matières

Remerciements **2**

Table des matières **4**

Problématiques industrielles et scientifiques **7**

1. Analyse du contact bande-cylindre en LAF sur Sendzimir ZR 22-B **18**

1.1 Les caractéristiques mécaniques de contact **19**
1.1.1 Présentation du modèle éléments finis [DEL01] 20
1.1.2 Modélisation de la bande : choix du type d'éléments finis 21
1.1.3 L'élasticité du cylindre de travail 25
1.1.4 La gestion de contact 28
1.1.4.1. La pression de contact 28
1.1.4.2. La loi de frottement 29
1.2 Le régime de lubrification **33**
1.2.1 L'alimentation du contact : cas de l'émulsion d'huile dans l'eau 33
1.2.2 Un régime de lubrification quasi-limite 34
1.2.2.1. Les différents régimes de lubrification 34
1.2.2.2. Les paramètres influant sur l'épaisseur du film lubrifiant 36
1.2.2.3. Mise en évidence du régime de lubrification du cas d'étude 37
1.3 La température de contact bande-cylindre **40**
1.3.1 Analyse thermique du contact 40
1.3.1.1. Définition d'un problème thermique général 40
1.3.1.2. Le bilan thermique du contact bande-cylindre étudié 43
1.3.2 Analyse des études thermiques existantes de laminage à froid 49
1.3.3 Estimation numérique de la température d'interface 51
1.3.3.1. Un modèle numérique thermomécanique à couplage fort 51
1.3.3.2. Conditions de calcul et résultats 55
1.4 Synthèse **58**

2. L'Upsetting Rolling Test : un outil expérimental de reproduction des conditions de contact industrielles **59**

2.1 L'URT par rapport aux nouveaux objectifs : principe et état des lieux **60**
2.1.1 La cinématique [DEL01] 60
2.1.2 L'URT face aux nouveaux objectifs scientifiques 62
2.1.2.1. La méthodologie [DEL01] 62
2.1.2.2. Les premières avancées [DEL01] 64
2.1.2.3. Les perspectives d'évolution de l'URT 65

2.2 La reproduction des conditions de contact : un nouveau protocole d'essai 66
2.2.1 Passage à l'échelle 1 : 1 66
2.2.1.1. La reproduction des caractéristiques mécaniques 66
2.2.1.2. La maîtrise du glissement en avant 69
2.2.1.3. Le calcul des coefficients de frottement 72
2.2.2 Le régime de lubrification 75
2.2.2.1. Détermination de l'épaisseur de lubrifiant 76
2.2.2.2. Calcul de la masse d'huile correspondante 78
2.2.2.3. Application de l'huile 79
2.2.3 La température de contact 79
2.2.4 Validation industrielle du nouveau protocole d'essai 82
2.3 Synthèse 85

3. La compréhension scientifique des interactions bande- cylindre-lubrifiant au service du laminoir industriel 86

3.1 La tribochimie des additifs de lubrification et les phénomènes d'usure, conséquences du régime de lubrification quasi-limite : problématiques du cas Sendzimir 87
3.1.1 Les additifs de lubrification limite, acteurs clés du contact 87
3.1.2 Les mécanismes d'usure engendrés par la lubrification quasi-limite 88
3.1.2.1. L'usure abrasive 89
3.1.2.2. L'usure adhésive 91
3.1.3 Bilan et problématiques appliquées au contact bande-cylindre Sendzimir 94
3.2 Influence des conditions de laminage sur le frottement et l'usure 99
3.2.1 Influence de la passe 101
3.2.2 Influence de la température de contact : l'importance des additifs polaires .. 103
3.2.3 Influence du glissement en avant 107
3.2.4 Influence du choix du lubrifiant 111
3.3 Les additifs de lubrification limite : phénoménologie et influence sur le frottement et l'usure 115
3.3.1 Les additifs polaires ou d'onctuosité 115
3.3.2 Les additifs anti-usure et extrême-pression 119
3.3.2.1. Les additifs anti-usure 121
3.3.2.2. Les additifs extrême-pression 122
3.3.3 Synergie et compétition entre additifs 122
3.3.4 Cas du contact Sendzimir : influence des additifs sur le frottement et l'usure 123
3.3.4.1. Le plan d'expérience et les résultats bruts 124
3.3.4.2. Cas de l'huile commerciale complète : validation de l'influence de la température et de la passe 127
3.3.4.3. Le rôle des additifs limites 130

3.4 Une couche de transfert prépondérante : conséquence du régime de lubrification quasi-limite 139
3.4.1 Les propriétés de la couche de transfert 139
3.4.1.1. L'état de surface 139
3.4.1.2. La rugosité 141
3.4.2 Etude expérimentale de l'influence de la couche de transfert sur le frottement et l'usure 143
3.4.2.1. Comparatif entre cylindre expérimental et cylindre rectifié 144
3.4.2.2. Influence de l'évolution industrielle du cylindre sur le frottement et l'usure 146
3.5 Impact des avancées scientifiques sur la conduite industrielle 149
3.5.1 Le glissement en avant : indicateur potentiel des conditions de contact 149
3.5.2 Gestion du parc cylindre 151
3.5.3 Aide au choix d'un lubrifiant optimal 153

Synthèse 155

Perspectives : Vers une optimisation des outils expérimentaux et numériques 160
1. Des essais complémentaires 160
2. Un URT « 3ème génération » ? 160
3. La modélisation numérique des phénomènes à l'échelle de l'aspérité ? 161
Les objectifs 161
Les verrous scientifiques 162
4. Conclusion 163

Références : 165

Annexe 1 : Détermination de la loi plastique de la bande 174

Annexe 2 : Etude numérique de l'influence des rugosités du cylindre 176

Problématiques industrielles et scientifiques

Le contexte industriel : le laminage à froid dans l'entreprise Myriad

Myriad, entreprise du groupe Corus, lui-même entité du groupe Tata, est spécialisée dans la production de tôles galvanisées et peintes. Dans un contexte de concurrence de plus en plus sévère, l'augmentation de la productivité et de la qualité du produit (aptitude du métal à l'emboutissage et aspect visuel) sont les deux axes prioritaires sur lesquels l'entreprise travaille. Pour atteindre ces objectifs, elle intervient à tous les niveaux de la chaîne de fabrication, du décapage de l'acier brut laminé à chaud par des fournisseurs extérieurs jusqu'au laquage final des bobines (Figure 1) :

- le décapage chimique doit être contrôlé pour éliminer l'oxydation présente sur les bobines brutes préalablement laminées à chaud et éviter leur trop grande corrosion.
- un bon réglage du cisaillage de rives permet d'obtenir la largeur finale voulue et d'éviter des problèmes de non qualité en rives comme l'apparition de dents de scie lors du laminage à froid [HUB08].
- une bonne maîtrise des conditions de contact bande-cylindre de travail, sujet de ce mémoire, permet d'obtenir une bande de bonne qualité utilisable par le process aval (épaisseur conforme et homogène ainsi que peu polluée en résidus ferreux [DEL01])
- au niveau du four, des paramètres de recuit optimisés permettent de nettoyer totalement la bande des résidus organiques ainsi que de recristalliser le métal écroui lors du laminage à froid.
- cette bande propre favorise l'accroche de la couche de galvanisation dont l'épaisseur déposée doit être la plus homogène possible lors de l'étape suivante
- l'opération de skin-pass en imprimant une rugosité à la bande aide à son bon aspect final notamment en favorisant la tenue de la peinture lors de l'opération finale de laquage [HUA05]
- enfin les paramètres de réglage de l'application de peinture doivent être optimisés pour obtenir l'épaisseur de peinture souhaitée par le client et éviter les effets visuels indésirables tels que le cordage [SZC07]

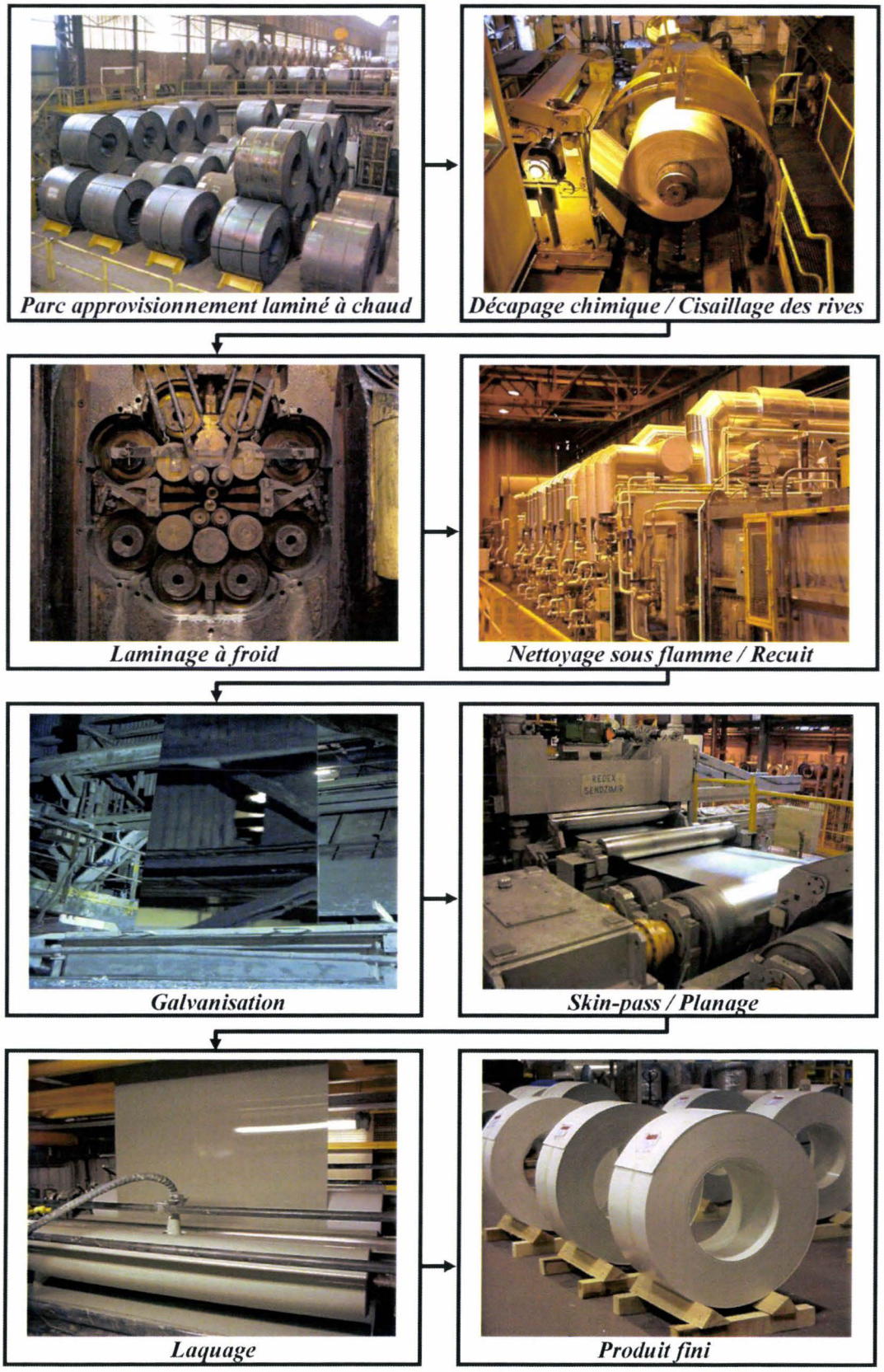


Figure 1 : Les différentes étapes du procédé de fabrication « Myriad » des bobines prélaquées [HUA05]

Les travaux exposés dans ce mémoire se concentrent sur l'étape du laminage à froid. L'une des priorités de l'entreprise étant d'augmenter le tonnage et la qualité de l'acier prélaqué produit, le laminoir à froid, de type Sendzimir ZR 22-B, placé en début de chaîne comme fournisseur interne des lignes de galvanisation et de peinture, doit impérativement suivre cette progression.

Principe du laminage à froid de type Sendzimir

Le principe de ce type de laminoir repose sur un empilement de cylindres et d'arbres (Figure 2).

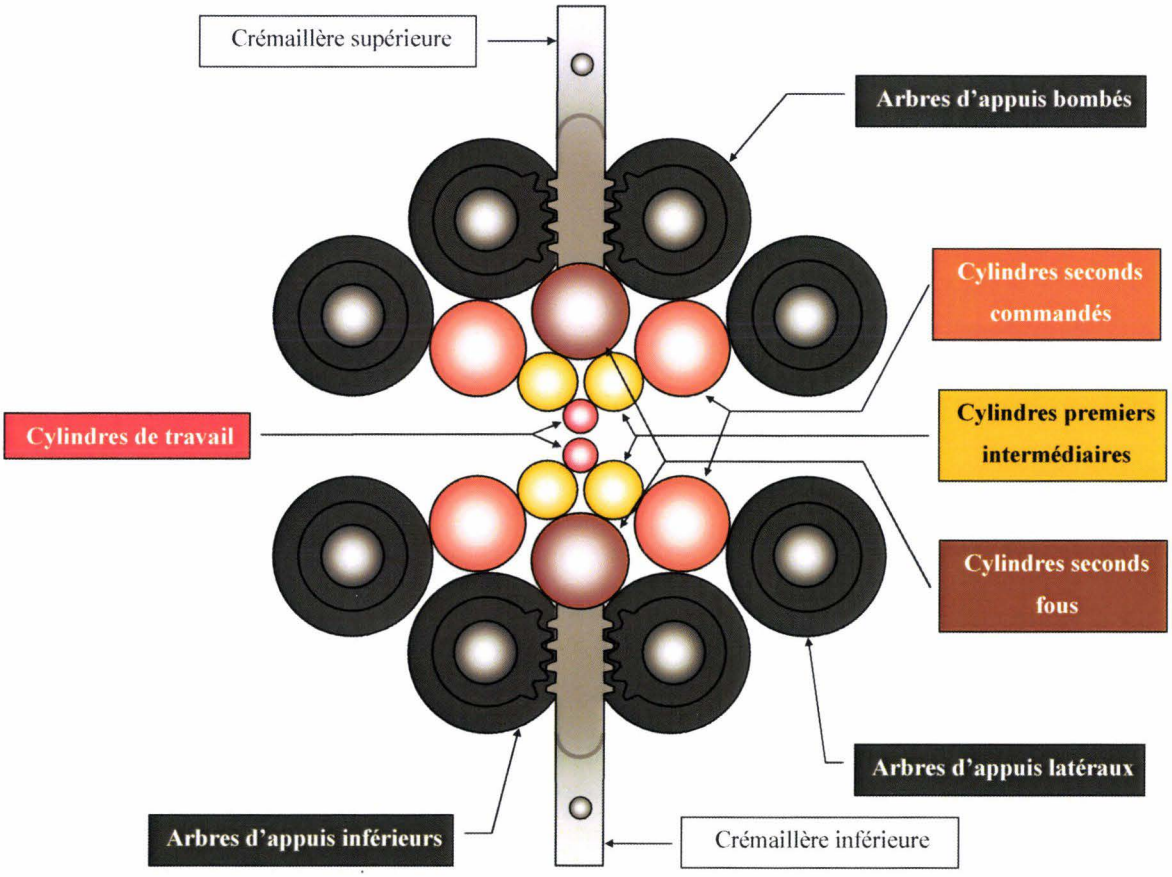


Figure 2 : Représentation de la configuration multicylindres d'une cage Sendzimir ZR 22-B [DEL01]

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. Associée à la démultiplication de l'effort normal issu du contact bande-cylindre dans la cage, cela 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].

En effet, en sortie de décapage, les bobines d'acier à bas carbone issues du laminage à chaud ont une épaisseur trop importante (4 à 5 fois en général). Trois à cinq passes de laminage à froid sont nécessaires afin de pouvoir fournir aux différentes lignes de galvanisation et de laquage des bobines d'une épaisseur conforme et homogène. La réversibilité du laminoir Sendzimir permet de limiter le temps total du schéma complet de laminage (Figure 3).

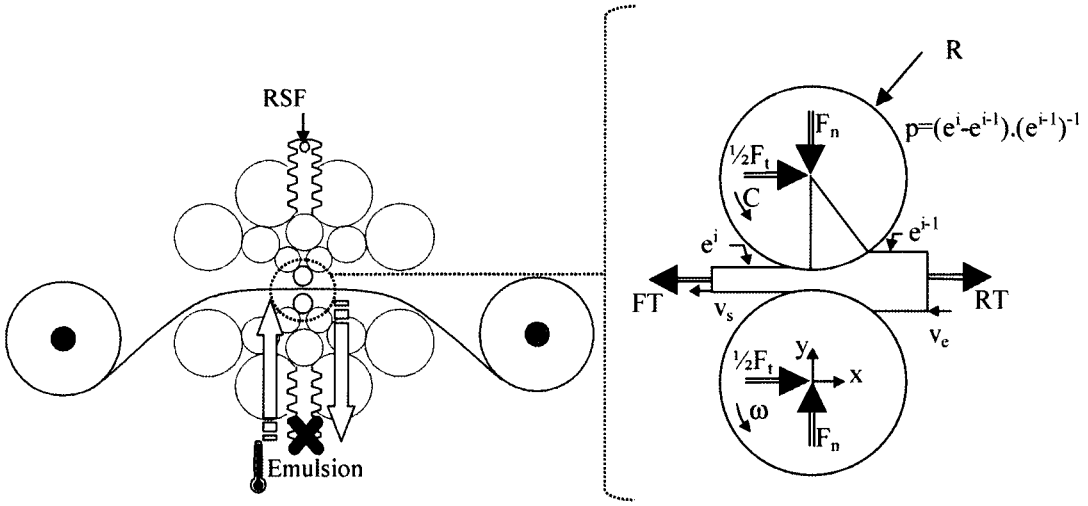


Figure 3 : Paramètres de pilotage et de sortie du laminoir [DEL01]

Ce laminoir est régulé en effort. Cela signifie que ses paramètres de pilotage sont (Figure 3) :

- l'effort de serrage RSF qui correspond à l'expression démultipliée de l'effort normal, F_n, appliqué aux cylindres et permet de contrôler le taux de réduction, p, c'est-à-dire le passage de l'épaisseur initiale, e^{i-1}, à l'épaisseur finale, e^i.

- les efforts de retenue, RT et de traction, FT dont le différentiel FT-RT correspond à l'effort tangentiel, F_t, appliqué sur les cylindres
- le couple appliqué aux seconds intermédiaires commandés permet de contrôler leur vitesse, et par frottement celle des premiers intermédiaires et du cylindre de travail, ω (Figure 2)

La lubrification du contact bande-cylindre de travail s'effectue par une émulsion d'huile dans l'eau maintenue à une température de 43°C.

Conséquence, notamment, des différents réglages du lamineur, les paramètres de sortie sont la vitesse de la bande (V_s en sortie de la cage), la vitesse de rotation des cylindres de travail, ω, ainsi que le taux de réduction p.

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.

Par conséquent, 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 (Eq. 1):

$$G_{av} = \frac{V_s - \omega R}{\omega R}$$

Eq. 1

Un glissement en avant mesuré négatif indique un phénomène de patinage entre les cylindres et la bande pouvant créer des défauts sous forme de griffes et entraîner la mise en rebut de la tôle laminée (Figure 4) [DEL01].

Un glissement en avant mesuré trop élevé peut engendrer des problèmes de dégradation de la tôle entraînant une présence de résidus ferreux sur la tôle après laminage trop importante. Celle-ci est en effet néfaste à la bonne marche du process aval puisqu'elle limite l'adhérence des revêtements appliqués [DEL01].

Or, dans cette équation du glissement en avant (Eq. 1), la vitesse de rotation du cylindre, ω, est parfaitement maîtrisée par le lamineur. La variation du glissement dont les conséquences citées précédemment peuvent être très problématiques, ne peut être due qu'à la variation de la vitesse de sortie de bande.

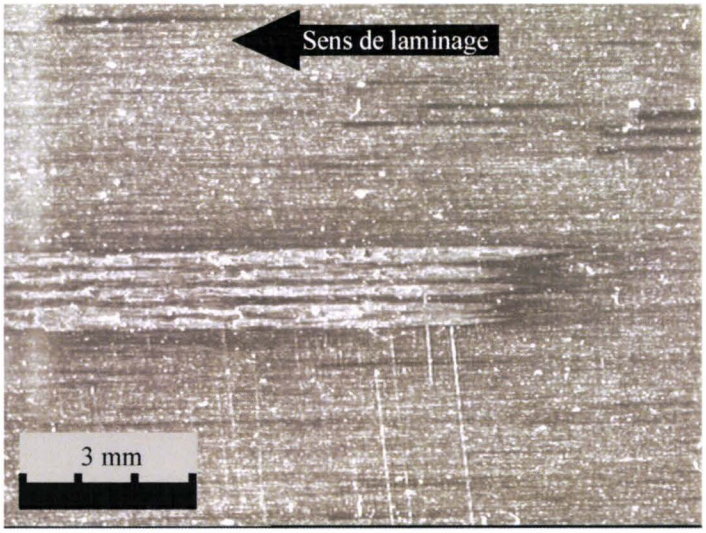


Figure 4 : Griffes sur la bande dues au patinage des cylindres [DEL01]

Deux « acteurs » jouent sur l'avancée de la bande. Le différentiel de traction, FT-RT (Figure 3), 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 contrôlé par le lamineur via la régulation de l'outil industriel, la variation du frottement bande-cylindre est responsable de cette variation de vitesse de sortie observée sur site industriel et donc du glissement.

En effet, le débit de matière étant conservé, en tout point de l'emprise on a (Eq. 2)(Figure 5):

$$V_e.e_{i-1} = V(\varphi).e(\varphi) = V_S.e_i$$

Eq. 2

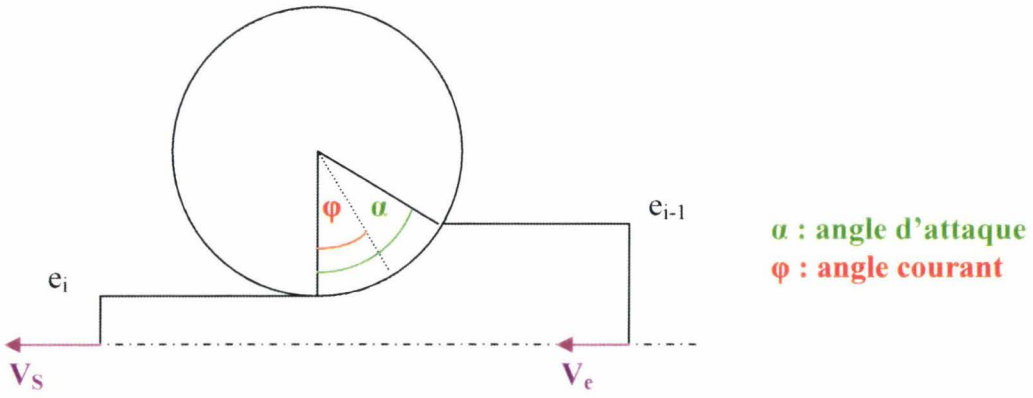


Figure 5 : Géométrie de l'emprise

Si la vitesse linéaire du cylindre est comprise entre les vitesses d'entrée et de sortie de la bande, cela signifie qu'il existe un point neutre dans l'emprise où la vitesse de la bande vaut la vitesse linéaire du cylindre. Entre l'entrée du contact et ce point neutre, le frottement cylindre-bande entraîne la bande alors qu'entre le point neutre et la sortie la bande est freinée. Or, dans le process industriel étudié, il s'avère que le point neutre se trouve très proche de la sortie, c'est-à-dire que la zone d'entraînement est bien plus importante que la zone frein [DEL01]. Concrètement, cela signifie que plus le frottement entre la bande et le cylindre de travail sera important, plus le glissement en avant sera important. Par conséquent, ce frottement doit être suffisamment haut pour éviter tout problème de patinage, mais pas trop haut pour éviter un couple de laminage trop important [MON01].

Des problématiques industrielles et scientifiques étroitement liées :

Les paramètres de conduite du laminoir, que sont la traction, la retenue ainsi que la force de serrage, sont calculés automatiquement par un logiciel informatique selon les propriétés géométriques de la bande, le nombre de passes, les taux de réduction à appliquer ainsi que la configuration de la cage (diamètre des différents cylindre). La plupart du temps le laminage industriel s'effectue sans « correction humaine » et sans problème apparent. Néanmoins, certains incidents (patinage, broutage, présence excessive de résidus ferreux voire grippage de la bande sur le cylindre) reviennent régulièrement, de façon plus ou moins aléatoire, pour des schémas de laminage pourtant classiques et qui, en général, ne posent pas de problème. La question est donc la suivante : pourquoi pour de mêmes schémas de laminage, a-t-on parfois un laminage sans souci et parfois apparition d'incident(s) ? La seule zone non maîtrisée et non contrôlée par le lamineur est la zone de contact bande-cylindre. Or, il a été mis en évidence qu'un changement des conditions de contact peut influer nettement sur la conduite du laminoir : le frottement participant à l'avancée de la bande, sa baisse sensible peut entraîner des problèmes de patinage. Si le lamineur anticipe ce phénomène ou réagit assez vite, cet incident sera bénin. Par contre, s'il ne détecte pas cette modification des conditions de contact, la situation s'aggravera jusqu'à rupture de la bande et la dégradation, non seulement des cylindres de travail mais également des premiers et seconds intermédiaires. La casse de la bande se traduit par son adhésion sur les premiers intermédiaires (Figure 6a) et les cylindres de travail (Figure 6b). L'inertie de la cage entraîne également de forts patinages pouvant occasionner des plats sur les cylindres (Figure 6c).

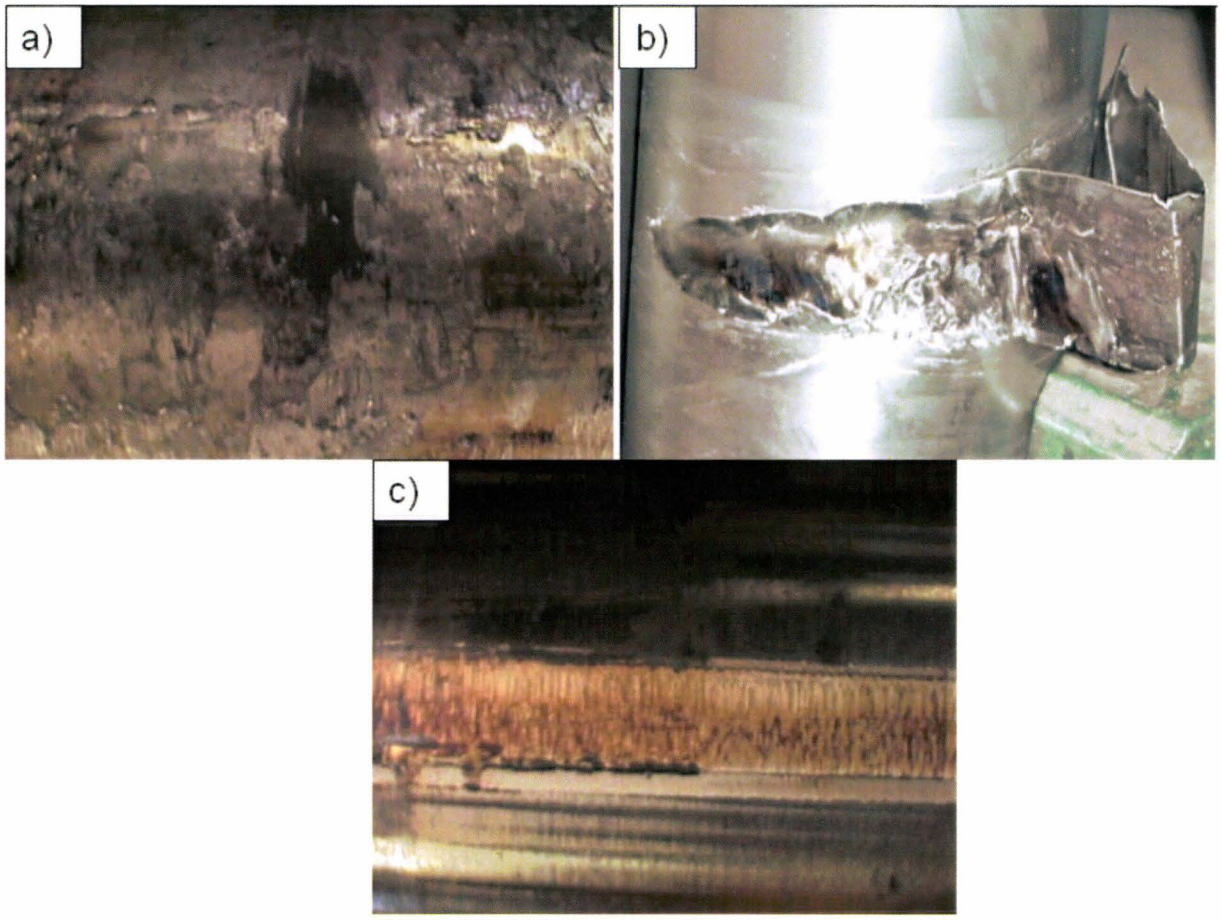


Figure 6 : Conséquences de défauts récurrents du laminoir (a) apport de métal sur un premier intermédiaire (b) apport de métal sur un cylindre de travail (c) plat sur un premier intermédiaire

Dans un souci d'augmentation de la productivité et d'amélioration de la qualité de la bande, il s'agit déjà de prévenir ce genre d'incident, c'est-à-dire anticiper, ou au moins détecter le plus tôt possible, une modification des conditions de contact au cours de la production. Une des solutions concrètes serait la mise en place d'indicateurs fiables d'un changement des conditions de contact et l'instauration d'actions réactives adaptées. Plus en amont, un choix plus judicieux de l'huile de laminage pourrait également limiter ces incidents : mais comment caractériser la bonne performance d'une huile de laminage ?

Pour atteindre ces objectifs, la compréhension scientifique de l'ensemble des phénomènes de contact est par conséquent indispensable : quels sont les mécanismes tribologiques et notamment les mécanismes de lubrification, quelles sont les différentes interactions entre les acteurs du contact, comment évoluent ces partenaires au cours du contact et quel est l'impact

de ces évolutions sur le frottement, sur la dégradation de la tôle ou l'usure du cylindre ? De nombreux paramètres de laminage peuvent également sensiblement évoluer au cours de la production et la question de leur influence doit être traitée :

- la nature et les propriétés mécaniques de la bande décapée
- l'état de surface du cylindre compte tenu de son usure ou de son passage à la rectification
- la concentration de l'émulsion et donc le régime de lubrification
- la température de contact
- le schéma de laminage : taux de réduction et nombre de passes
- les vitesses et le glissement en avant
- ...

Démarche scientifique :

Pour toutes ces raisons, le LAMIH a entamé dès 1998, au travers de la thèse de Raphaël Deltomb,e cette démarche d'optimisation et de compréhension du procédé de laminage à froid propre à Myriad avec notamment l'analyse des phénomènes tribologiques au niveau de l'emprise [DEL01]. 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. Une méthodologie expérimentale a été développée à partir d'un nouveau banc d'essai, l'Upsetting Rolling Test, permettant expérimentalement d'être au plus proche des conditions industrielles de contact. Via cette méthodologie, l'influence de certains paramètres comme le taux de réduction, le glissement en avant, le nombre de passes ou encore le sens de laminage sur la formation de résidus ferreux et sur le frottement a pu être analysée.

L'ensemble de ce listing ne représente qu'un très bref résumé non exhaustif des travaux réalisés. Pour plus de détails et d'informations complémentaires, le lecteur pourra se référer à son mémoire [DEL01].

Ainsi, les nouvelles avancées présentées dans ce mémoire s'inscrivent dans la continuité de cette démarche de compréhension et d'optimisation des conditions de contact.

En effet, tous les nombreux facteurs influants et tous les nombreux phénomènes tribologiques n'ont pu être traités pendant les travaux de Deltombe. On peut, par exemple, citer l'influence de la température de contact puisque la génération de chaleur est intrinsèque au procédé du fait de la déformation plastique et du frottement [KHA04][TIE06]. A cela on peut ajouter l'étude précise des mécanismes de lubrification, ou encore les phénomènes éventuels d'usure adhésive et de son corollaire qu'est la formation de la couche de transfert [MON-DEL00].

L'étude de ces différents points, propre au contact Sendzimir analysé, demande une connaissance et une reproduction expérimentale très précise du process industriel et notamment des conditions de lubrification entre la bande et les cylindres de travail. En effet, dès 2001, des pistes d'optimisation du banc d'essais avaient été émises et le point critique concernait cette reproduction expérimentale du régime de lubrification. Ainsi, avant d'entamer la démarche de compréhension de l'ensemble des phénomènes de contact, il s'agit déjà de définir parfaitement les conditions industrielles et d'adapter l'URT pour pouvoir reproduire ces conditions. Voici donc comment s'organise ce mémoire.

La première partie se consacre donc à la définition du contact industriel bande-cylindre de travail. Grâce aux progrès informatiques de ces dernières années, le modèle numérique (sous le logiciel Abaqus) développé par Deltombe est optimisé afin de définir encore plus précisément les caractéristiques mécaniques de contact. Il permet notamment de prendre en compte l'élasticité du cylindre et améliore la gestion du contact. Le régime industriel de lubrification, prépondérant dans les phénomènes de contact et notamment d'usure, est également identifié par l'observation de micrographies de différentes tôles industrielles. Influante dans les mécanismes de lubrification, la température de contact est ainsi estimée par l'étude des analyses thermiques de laminage à froid existantes et le développement d'un modèle numérique thermomécanique à couplage fort.
La seconde partie présente les différentes modifications qui sont apportées à l'URT afin de reproduire au mieux les conditions définies dans la première partie. Les trois grandes évolutions concernent le changement d'échelle du contact expérimental qui est passée de l'échelle 1 : 2 à l'échelle 1 : 1, la mise en place d'un moyen de chauffe ainsi que la reproduction du régime de lubrification. Le changement d'échelle, c'est-à-dire le passage du rayon du cylindre de travail de 15 mm à 30 mm, implique une hausse du couple de laminage

expérimental : l'ensemble des pièces mécaniques de l'URT est renforcé et la mesure du glissement en avant instrumentée via un codeur. En ce qui concerne le régime de lubrification, un nouveau protocole expérimental est développé pour s'assurer de la bonne reproduction du du régime quasi-limite industriel. Ensuite, un moyen de chauffe convectif est ajouté afin d'appliquer la température de contact industrielle. Enfin, l'ensemble de ces modifications est validé par la comparaison des états de surface de tôles expérimentales et industrielles.

La troisième partie présente l'ensemble des travaux d'analyse des phénomènes de contact effectués grâce à l'URT optimisé. On s'est ainsi concentré sur trois points. Tout d'abord, l'impact des conditions de laminage (température, glissement, passe et lubrifiant utilisé) sur le frottement et l'usure est étudié. Ensuite, via une collaboration avec le fournisseur d'huile de laminage industrielle, l'analyse phénoménologique des mécanismes de lubrification est effectuée par l'étude des différents constituants de l'huile et de leur influence sur le coefficient de frottement et la mesure de résidus ferreux sur tôle. Enfin, toujours au travers de ces indicateurs de frottement et d'usure, l'influence de l'évolution de l'état de surface du cylindre, avec la formation d'une couche de transfert préalablement mise en évidence, est discutée. Il est important de préciser que dans ce mémoire, le mot usure ne s'appliquera pas exclusivement à la perte de volume de l'outil (ici du cylindre de travail) comme à l'accoutumée. Il prendra également en compte les phénomènes de dégradation de la tôle et les phénomènes d'adhésion sur le cylindre.

Ainsi, les avancées scientifiques obtenues permettent, si ce n'est d'aider directement le lamineur dans la conduite de son outil de production, au moins de l'orienter dans ses choix : la possibilité de la mise en place du glissement en avant comme indicateur de changement des conditions de contact et la définition d'actions correctives adaptées, la mise en place d'une procédure expérimentale d'aide au choix de nouveaux lubrifiants de laminage ainsi que des pistes d'une meilleure gestion du parc de cylindre sont ainsi proposées.

PARTIE 1 :

Analyse du contact bande-cylindre en LAF sur Sendzimir ZR 22-B

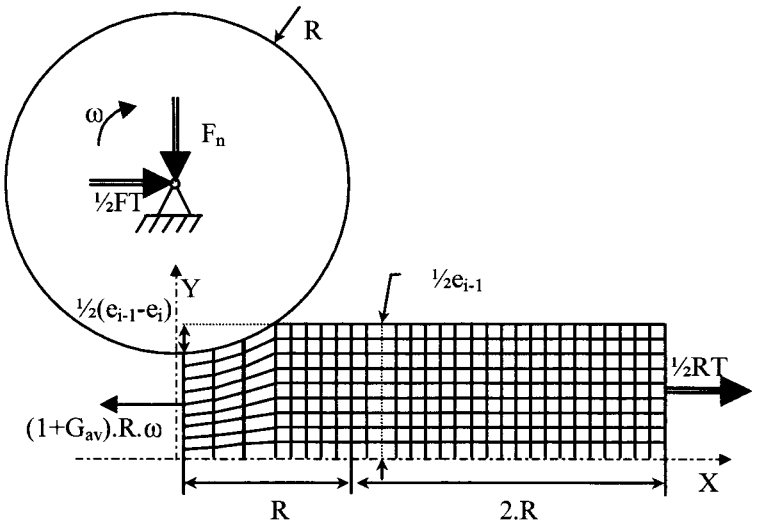
Afin d'étudier les mécanismes de contact bande-cylindre via l'outil expérimental de reproduction des conditions industrielles qu'est l'URT, il est avant tout indispensable de définir au mieux ces conditions. Ainsi, cette partie se concentre sur les points du contact industriel suivants :

- *les caractéristiques mécaniques de contact*
- *le régime de lubrification*
- *la température de contact*

1. Analyse du contact bande-cylindre en LAF sur Sendzimir ZR 22-B

1.1 Les caractéristiques mécaniques de contact

La première étape de caractérisation des conditions de contact concerne les caractéristiques mécaniques du contact que sont les contraintes normales et tangentielles de contact ainsi que la déformation plastique de la bande. Cette analyse mécanique de l'emprise s'appuie sur les travaux de Deltombe [DEL01]. Ce dernier a en effet développé un modèle élément finis simulant le procédé de laminage à froid étudié (Figure 1-1).



ω : vitesse de rotation du cylindre de travail
G_{av} : glissement en avant
R : rayon du cylindre de travail
e_{i-1} : épaisseur de la tôle avant la passe
e_i : épaisseur de la tôle après la passe
F_n : effort normal subi par le cylindre
FT : effort de traction
RT : effort de retenue

Figure 1-1 : Schéma du modèle éléments finis du procédé de laminage à froid [DEL01]

Cet outil numérique permet de définir les caractéristiques mécaniques de contact de l'emprise industrielle qui devront être reproduites sur l'URT. Cet outil a d'ailleurs fait industriellement ses preuves en permettant la baisse du nombre de passes pour certains schémas de laminage [DEL01].

Néanmoins, il est important de signaler que, depuis 2001, des progrès ont été effectués dans le domaine des codes de calcul et des capacités machine permettant une précision accrue des résultats numériques et une baisse des temps de calcul. Ainsi, en appui de la simulation développée par Deltombe, plusieurs points de la modélisation ont pu être discutés. Ils concernent :

- le choix des éléments de maillage de la bande
- la prise en compte ou non de l'élasticité du cylindre de travail
- la gestion de contact bande-cylindre

Par conséquent après la présentation du modèle développé en 2001 [DEL01], l'analyse de l'impact de ces trois points de modélisation sur les résultats numériques est effectuée.

1.1.1 Présentation du modèle éléments finis [DEL01]

Compte tenu du grand rapport largeur de bande sur son épaisseur (de l'ordre de 5.10^2), l'utilisation d'un modèle bidimensionnel avec l'hypothèse de la déformation plane suffit pour appréhender le contact bande-cylindre. Une vitesse de rotation, ω, est appliquée au cylindre de rayon R (Figure 1-1). Des conditions de symétrie sont placées au niveau de la bande à laquelle sont appliquées une vitesse de sortie $(1+G_{av}).R.\omega$. et une retenue RT. Une réduction d'épaisseur, $e^i - e^{i-1}$, correspondant à celle du contact industriel est imposée à la tôle. En sortie, les efforts Fn et FT appliqués au cylindre sont calculés (Figure 1-1).

Le calcul s'effectue classiquement à partir de la forme variationnelle faible dérivée directement du principe des travaux virtuels utilisée pour la résolution des équations d'équilibre. Cette équation non linéaire (grands déplacements, grandes déformations) est discrétisée spatialement par éléments finis via des fonctions d'interpolation des déplacements. Pour ce type de calcul quasi-statique, la résolution du système algébrique non linéaire

résultant est ensuite linéarisée par la méthode de Newton-Raphson (intégration temporelle implicite).

Contrairement au pilotage industriel en effort via les tractions 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. Ce pilotage équivalent au pilotage industriel en effort permet de rendre la position du point neutre indépendante du coefficient de frottement, des tractions ou du taux de réduction. Les valeurs du glissement en avant et du taux de réduction implantés dans le modèle sont directement tirées du site industriel.

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.

La base de la simulation numérique définie, les trois points de modélisation énoncés précédemment vont maintenant être analysés :

- la bande et notamment le choix d'éléments
- le cylindre avec la prise en compte ou non de son élasticité
- la gestion de contact.

1.1.2 Modélisation de la bande : choix du type d'éléments finis

L'acier laminé chez Myriad est un acier bas carbone. Le Tableau 1-1 donne les compositions de 4 échantillons selon leur provenance (filière classique ou « haut fourneau », filière recyclage à l'aide de fours électriques, filière par coulée continue).

Filière	C	Mn	*S*	*P*	*Si*	*Cu*	*Sn*	*Ni*	*Nb*	*Al*	*N*
classique	**30**	200	7	13	6	10	1	0	0	29	3
classique	**60**	340	16	11	5	9	2	20	1	55	4
coulée continue	**61**	217	2	6	-	12	-	-	-	-	3,5
recyclage	**61**	310	16	8	12	104	7	53	0	47	7,6

Tableau 1-1 : composition d'échantillons prélevées en millièmes de % massique

Pour éviter des différences de comportement d'une coulée à l'autre, tout l'acier utilisé et analysé dans les différentes campagnes d'essai de ces travaux a été prélevé sur la même bobine. Cette bobine provient de la filière coulée continue et correspond à la nuance la plus utilisée industriellement (Tableau 1-1).

Il a été prouvé que le comportement de ce type d'acier est très peu dépendant de la vitesse de déformation [DEL01]. Par conséquent sur chaque élément de la bande est appliqué un comportement élastoplastique suivant une loi de Ludwick (Eq. 1-1). Les coefficients de cette loi sont déterminés par une série d'essais de traction et la méthodologie correspondante a été validée par Deltombe [DEL01].

$$\sigma_0 = \sigma_L \left(1 + \alpha_L \varepsilon_p^n\right)$$

Eq. 1-1

- σ_0 : *contrainte d'écoulement courante*
- σ_L : *limite élastique*
- α_L : *facteur de plasticité de Ludwick*
- ε_P^n : *coefficient d'écrouissage de Ludwick*

5040 éléments à déformation plane sont utilisés pour mailler la bande. La forme géométrique de la bande à mailler n'étant pas complexe, des éléments à 4 noeuds sont utilisés. Les éléments du second ordre, certes généralement plus précis, ne sont pas adaptés aux problèmes de contact : le choix se portera sur des éléments du premier ordre qui peuvent être de trois types :

les éléments classiques à intégration complète (4 points d'intégration) :

Ce type d'éléments classique présente un grand défaut : il est très peu précis en flexion et peut ainsi influer sur les résultats dans l'emprise, lieu qui est précisément le sujet de l'étude. En effet, il est soumis au phénomène de verrouillage en cisaillement. Soumis à une flexion pure, la déformation théorique d'un élément doit être celle représentée sur la Figure 1-2a. Or, les côtés d'un élément linéaire ou du premier ordre ne peuvent se courber, ce qui implique que dans les mêmes conditions de flexion pure, sa déformée est de forme trapézoïdale (Figure 1-2b). On peut remarquer sur la Figure 1-2b que les longueurs des côtés horizontaux supérieurs et inférieurs ont respectivement augmenté et diminué après la déformation.

D'un point de vue mécanique, cela implique que les contraintes dans la direction 1, σ_{11}, aux niveaux supérieur et inférieur sont respectivement de traction et de compression. Les longueurs des lignes verticales sont restées, quant à elle, constantes, impliquant une contrainte dans la direction 2, σ_{22}, nulle. Ces phénomènes, retrouvés sur la Figure 1-2a, sont cohérents avec un état de contraintes d'un matériel soumis à une flexion pure. Par contre, l'angle entre les lignes verticales et horizontales change tout au long de la déformation. Cela indique que la contrainte de cisaillement, σ_{12}, est non nulle, ce qui est incorrect dans le cas d'une flexion pure. Cette contrainte de cisaillement « numérique » supplémentaire implique qu'une partie de l'énergie de déformation plastique provient de cette contrainte virtuelle. Si l'on pilote un modèle en déplacement et qu'il est soumis à de la flexion, cela signifie que l'énergie nécessaire à sa déformation sera surestimée. Si l'on pilote le modèle en effort, ce seront les déformations qui seront, quant à elles, sous-estimées.

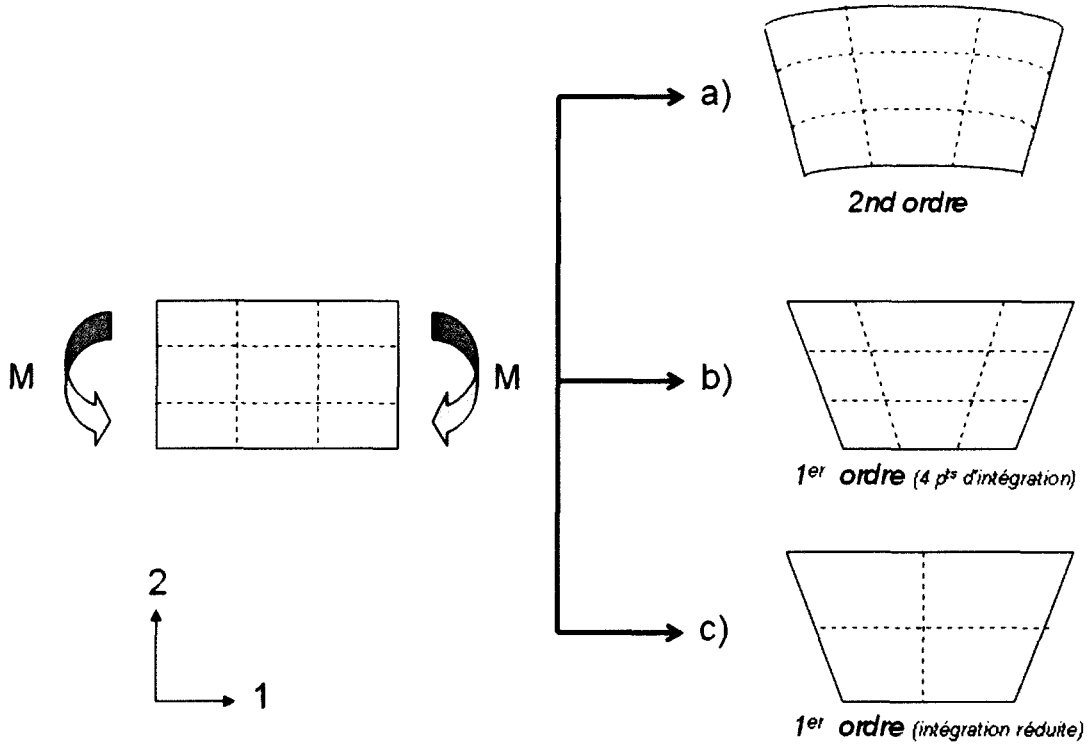


Figure 1-2 : comportement des différents types d'éléments 2D soumis à une flexion pure

les éléments à intégration réduite (1 point d'intégration) :

Les principaux avantages de ce type d'éléments sont la diminution du temps de calcul par un nombre moins important de points d'intégration, la tolérance à la distorsion et la suppression

du problème de verrouillage en cisaillement (Figure 1-2c). Par contre ce seul point d'intégration implique deux effets négatifs. Premièrement, le problème numérique des modes « hourglass » rend l'élément trop flexible. Toujours dans le cas d'une flexion pure, ni les longueurs des lignes, ni l'angle entre elles n'ont changé (Figure 1-2c). Cela implique qu'aucune énergie de déformation n'est générée par cette distorsion de l'élément. Celui-ci est donc incapable de résister à la déformation puisqu'il n'a aucune rigidité dans ce mode. Si on a affaire à un maillage grossier, ce mode « zéro-énergie » peut se propager à travers le maillage et produire des résultats qui n'ont aucun sens. Pour limiter ce problème, une rigidité artificielle peut être appliquée, mais celle-ci n'est pas forcément efficace notamment si le maillage n'est pas suffisamment fin. Deuxièmement, ce seul point d'intégration implique évidemment une baisse de la précision des résultats à moins d'avoir un maillage très fin et perdre ainsi l'avantage de la baisse du temps de calcul. Pour résumer, l'utilisation de cet élément à intégration réduite résout le problème de verrouillage en cisaillement mais la précision des calculs qui en découlent ne semble pas garantie.

éléments à intégration complète avec mode incompatible (4 points d'intégration et 5 degrés de liberté internes) :

Ces éléments permettent d'éviter le problème de verrouillage en cisaillement. En effet, ce problème numérique est dû au fait que les champs de déplacement des éléments du premier ordre classiques ne peuvent modéliser la cinématique associée à la flexion. Ces éléments avec « mode incompatible » ajoutant des degrés de liberté internes permettant la reproduction du gradient de déformation à l'intérieur de l'élément. De plus, ces éléments sont peu coûteux en terme de temps. Néanmoins, il est important de noter que pour garder une bonne précision, il faut s'assurer qu'ils soient soumis à une faible distorsion durant le calcul.

En conclusion, les éléments du premier ordre à intégration complète avec mode incompatible semblent les plus adaptés et ont été choisis pour mailler la bande. Ils permettent une grande précision du résultat en limitant l'augmentation du temps de calcul. De plus, la distorsion des éléments, seul phénomène limitant leur efficacité, est largement minimisée par la régénération du maillage après chaque passe.

1.1.3 L'élasticité du cylindre de travail

Les cylindres de travail industriels proviennent de deux fournisseurs différents. Ils possèdent un diamètre d'environ 60 mm et sont alliés au chrome principalement (Tableau 1-2). Leur dureté HRC est comprise entre 61 et 63. Etant donné leur dureté nettement supérieure à celle de l'acier laminé et leur non-déformation observée industriellement après laminage, il est inutile d'appliquer une loi plastique au cylindre. Néanmoins, il peut être intéressant d'étudier l'effet de son élasticité sur les différents paramètres mécaniques [YUE96] [ARI04].

	C	**Cr**	*Si*	*Mn*	***Mo***	*P*	*S*	*Ni*	***Va***	*Cu*	*V*
ZP2	**0,83**	**7,86**	1,05	0,39	**1,52**				**2,51**		
OCR12 VMS	**0,54**	**11,25**	0,22	0,26	**0,76**	0,028	0,004	0,20		0,12	0,84

Tableau 1-2 : composition des cylindres de travail en % massique

A cette fin deux calculs ont été réalisés dans des conditions de laminage identiques (glissement en avant et taux de réduction) exceptée la prise en compte ou non de l'élasticité du cylindre. Ce dernier est modélisé par un maillage représenté en Figure 1-3 comprenant 555 éléments répartis sur quatre couches auxquels on a appliqué une loi élastique linéaire (E = 210 GPa).

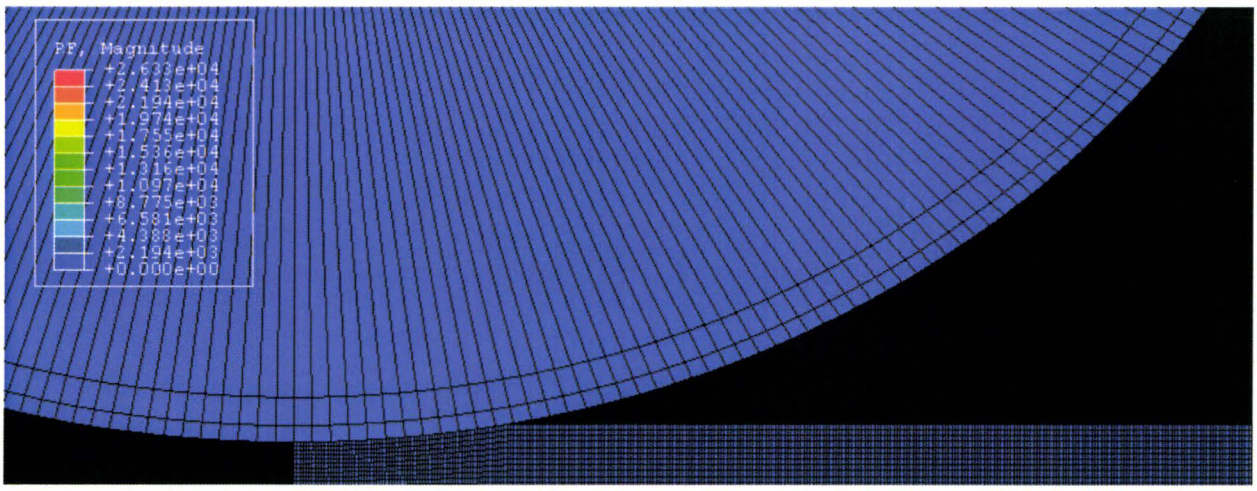


Figure 1-3 : Modèle numérique du procédé de laminage à froid avec prise en compte de l'élasticité du cylindre

Les calculs sont réalisés dans les conditions d'une première passe, c'est-à-dire pour un taux de réduction de 28% et un glissement en avant de 2%. Le contact plus amplement discuté dans la partie suivante est géré par une loi de Coulomb [DEL01] : le coefficient de frottement de Coulomb a été fixé à 0,04 pour les deux calculs. Les contraintes tangentielles et normales de contact sont respectivement représentées Figure 1-4 et Figure 1-5.

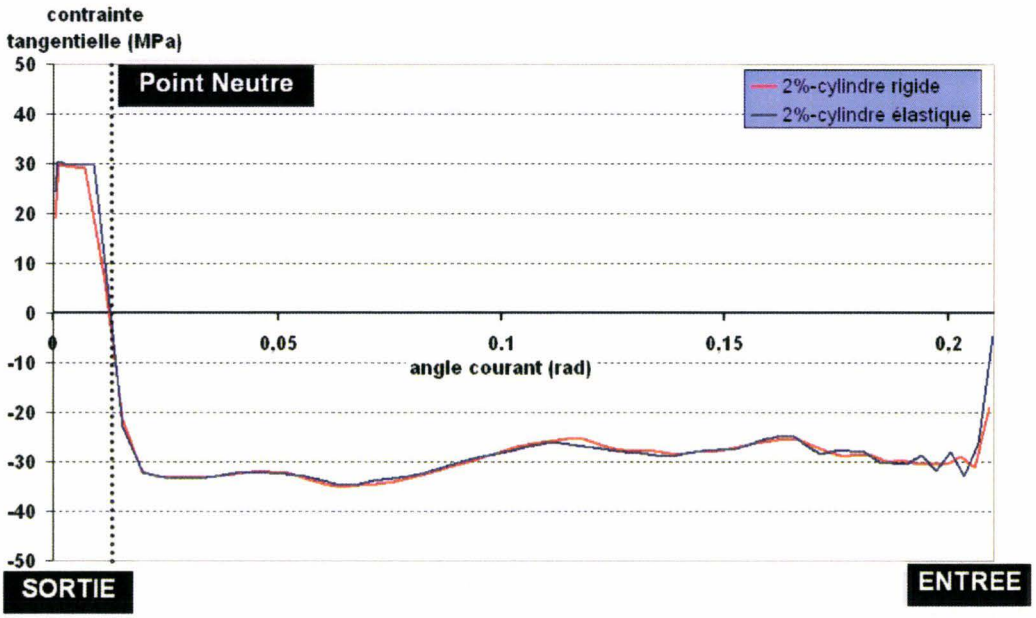


Figure 1-4 : Influence de l'élasticité du cylindre sur les contraintes tangentielles de contact dans l'emprise

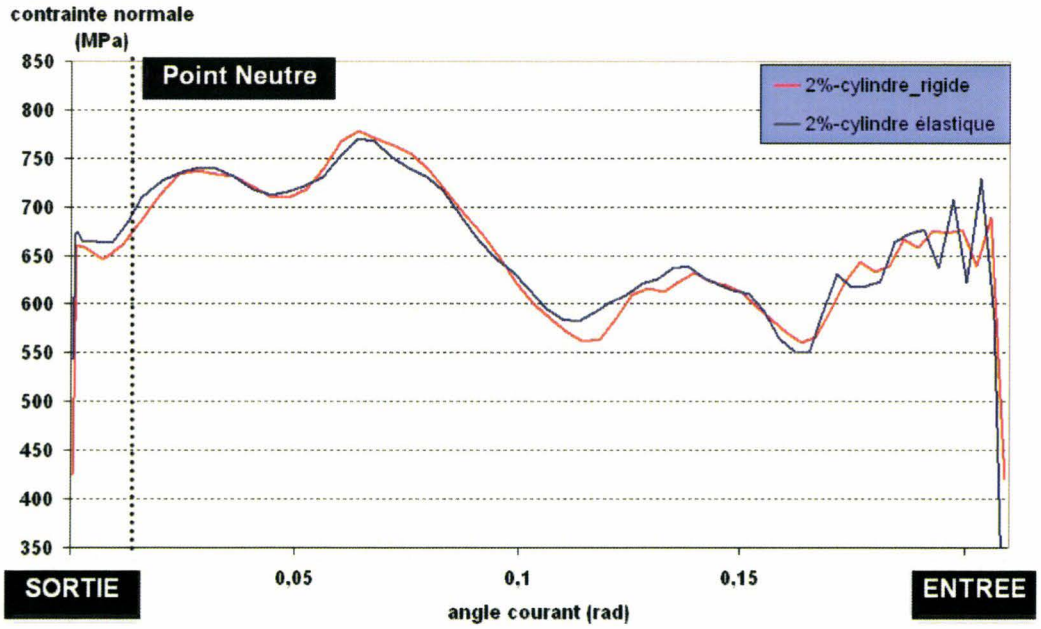


Figure 1-5 : Influence de l'élasticité du cylindre sur les contraintes normales de contact dans l'emprise

Du point de vue de leur comportement global, on peut d'ailleurs remarquer que la contrainte tangentielle change de signe à un niveau très proche de la sortie du fait du faible glissement en avant. Concrètement, cela signifie que le cylindre entraîne plus la bande qu'il ne la freine puisque l'entraînement se fait de l'entrée au point neutre et le frein du point neutre à la sortie de l'emprise. L'autre point intéressant concerne la forme de la courbe de la contrainte normale qui n'a pas un pic au niveau du point neutre que l'on peut retrouver, par exemple, dans le cas de laminoirs tandem. On observe en effet un comportement en « trois collines » : ceci est dû au faible rapport de la longueur de contact sur l'épaisseur de la bande qui ne dépasse pas 4 durant les 5 passes de laminage [DEL01]. Ces collines proviennent en fait de l'hétérogénéité des déformations plastiques de la matière en surface de la bande par rapport au centre [SCH83].

Les Figure 1-4 et Figure 1-5 montrent peu d'influence globale de l'élasticité du cylindre sur les contraintes de contact. Le fait que le taux de réduction soit un paramètre de pilotage du modèle en est la raison. En effet, on impose à la bande un taux de réduction constant quel que soit le comportement du cylindre ce qui équivaut à une déformation plastique de la bande constante. Or la rhéologie de la bande et la gestion de contact ne changeant pas entre les deux calculs, les contraintes restent sensiblement les mêmes.

Par contre, l'élasticité du cylindre absorbe une certaine quantité d'énergie lors de la compression de la bande : une hausse de l'effort normal appliqué au cylindre, Fn, est nécessaire pour compenser la déformation du cylindre et obtenir un même taux de réduction. La précision de calcul de cet effort normal sera donc accrue par la prise en compte de l'élasticité du cylindre.

En bref, si l'analyse se porte sur les contraintes locales au niveau de la bande, le pilotage par le taux de réduction inhibe les effets de l'élasticité du cylindre et permet de se limiter à un cylindre rigide minimisant ainsi le temps de calcul. Par contre, si les paramètres de sortie que l'on souhaite étudier concernent les efforts appliqués au cylindre, cette prise en compte est nécessaire pour un résultat précis de Fn. Or, ce paramètre (Fn) est essentiel dans le cadre des essais expérimentaux explicités en partie 2. Un des objectifs de base de cet outil expérimental est le calcul du coefficient de frottement bande-cylindre, effectué en recalant les efforts normal, Fn, et tangentiel, Ft numériques avec les efforts expérimentaux mesurés. Par

conséquent, l'effort normal calculé numériquement doit être le plus précis possible : dans la suite de ce mémoire l'élasticité du cylindre sera prise en compte.

1.1.4 La gestion de contact

La gestion numérique de contact concerne la modélisation de la pression de contact ainsi que celle de la contrainte tangentielle par une loi de frottement.

1.1.4.1. La pression de contact

Signorini a exposé en 1933 les conditions que doit satisfaire un contact entre une fondation rigide et un corps déformable (Figure 1-6) [LIN05].

Les trois conditions ou « contraintes » à respecter sont :

- l'impénétrabilité entre les deux corps : $u_n \leq 0$
- la compression des solides au niveau du contact : $F_n \leq 0$
- la condition de complémentarité (si le contact est établi, $u_n = 0$ et $F_n \leq 0$, sinon $u_n \leq 0$ et $F_n = 0$)

Ces conditions à satisfaire s'appliquent aussi au cas du cylindre élastique « dur » en contact avec la bande élasto-plastique « molle ».

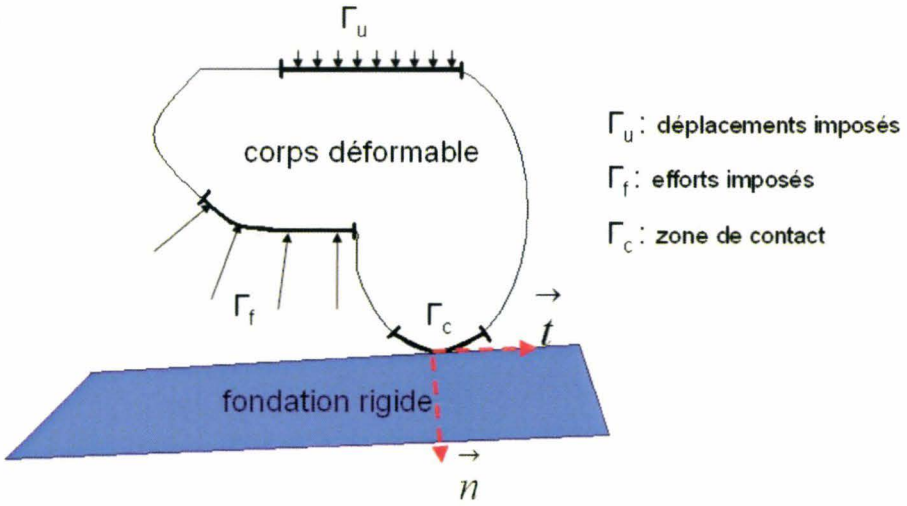


Figure 1-6 : Corps élastique en contact sur une fondation solide [LIN05]

D'un point de vue numérique, il existe différentes méthodes numériques pour gérer le contact et notamment le passage du contact non établi au contact établi. La méthode par défaut de notre code de calcul est la méthode par pénalité. En fait une raideur virtuelle est appliquée au contact. Celle-ci permet une légère pénétration du premier corps le plus mou (la bande) dans le second (le cylindre). Le degré de pénétration dépend de la valeur de la raideur : plus celle-ci est basse, plus la convergence du calcul se fait rapidement mais plus on s'éloigne de la réalité physique avec une grande interpénétration [LIN05]. C'est pourquoi on applique un scalaire, le multiplicateur de Lagrange, à cette contrainte d'interpénétration. Tout en satisfaisant les trois conditions précédemment explicitées dont l'impénétrabilité, cette méthode permet de linéariser la contribution de la contrainte de contact à la formulation variationnelle faible dérivée du principe des travaux virtuels, celle-ci représentant la base des équations d'équilibre pour la formulation des éléments finis [LIN05]. Concrètement, elle permet d'empêcher la pénétration des noeuds d'une surface esclave (la bande) dans une surface maître (le cylindre) préalablement définis et donc de satisfaire les conditions de contact [LIN05]. Cette méthode par défaut du code de calcul est donc utilisée.

1.1.4.2. La loi de frottement

Le choix de la loi se porte sur deux modèles couramment utilisés dans la simulation de procédés de mises en forme car généralement implantés en standard dans les codes de calcul : les lois de Coulomb et Tresca [MON93]. D'autres auteurs ont développé des modèles de frottement non linéaires spécifiques à la mise en forme mais parfois difficiles à mettre en oeuvre numériquement [BAY90][VID01].

Dans les conditions étudiées de laminage et notamment du rapport entre la pression réduite de contact et la contrainte d'écoulement (ici inférieur à 1,3 [DEL01]), la loi de Coulomb est la plus adaptée [HUA05]. Dans le code de calcul, elle est implantée sous sa forme limitée « Coulomb-Amonton » (Eq. 1-2).

$$\tau = \min(\mu\sigma_n ; k)$$

Eq. 1-2

- $k = \frac{\sigma_0}{\sqrt{3}}$: *scission limite au sens de Von Mises*

Néanmoins le passage du contact glissant ($\gamma \neq 0$) au contact collant ($\gamma = 0$) pose des problèmes numériques : il induit la perte de l'équation de Coulomb ($\tau = \mu\sigma_n$) et l'apparition de l'inéquation $\tau < \mu\sigma_n$ où les solutions sont infinies (Figure 1-7).

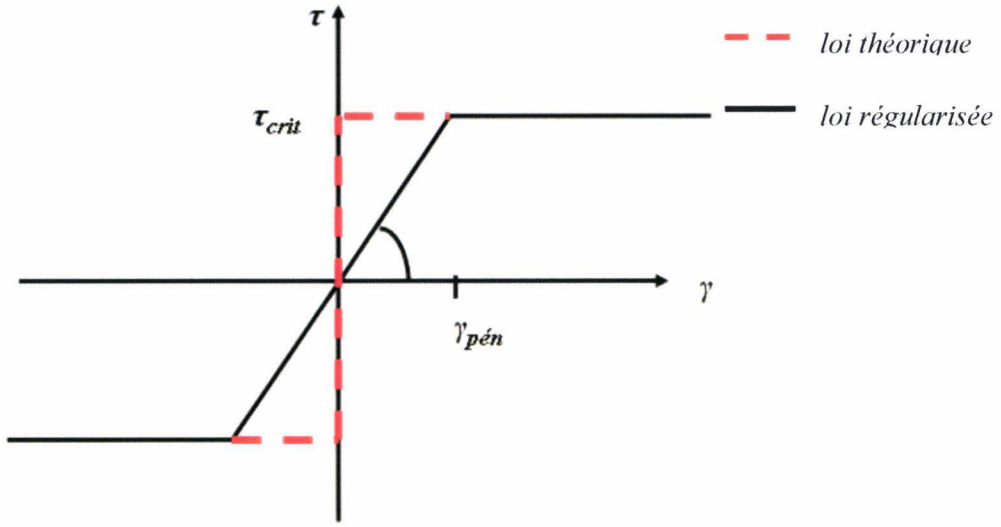


Figure 1-7 : Régularisation de la loi de frottement de Coulomb

Ces problèmes de résolution numérique peuvent être artificiellement évités [ZHO89] notamment en régularisant la loi en vitesse [MON93] (Figure 1-7). Ainsi, le code de calcul permet de définir une valeur critique de vitesse de glissement, $\gamma_{pen} \neq 0$, en dessous de laquelle le contact est considéré collant et où la contrainte tangentielle est une fonction linéaire de la vitesse de glissement (Figure 1-7). Plus cette valeur critique de la vitesse de glissement est grande, plus le calcul converge facilement mais moins il est précis au niveau des zones de faibles glissements ou collage.

Or, la zone du point neutre, où justement le contact est collant, est primordiale dans la caractérisation du laminage [SCH83][DEL01]. En effet les vitesses relatives y sont faibles : le régime de lubrification peut se modifier et les contacts métalliques entre la bande et le cylindre y sont favorisés [SCH83][ZAN91]. Il s'agit donc de modéliser le plus précisément cette zone.

Le passage du contact collant au contact glissant représente une « contrainte » ou condition non linéaire à respecter dans le calcul de la contrainte tangentielle de la même façon que le

passage du contact non établi au contact établi représentait une « contrainte » non linéaire à respecter dans le cas du calcul de la pression de contact.

Par conséquent, la méthode des multiplicateurs de Lagrange est également appliquée à cette condition. La contribution de la contrainte tangentielle modifiée est ainsi parfaitement prise en compte dans le principe des travaux virtuels, permettant une application exacte des conditions de collage.

Deux calculs ont donc été réalisés dans les mêmes conditions de laminage, le premier sans les multiplicateurs de Lagrange et le second avec. L'influence sur les contraintes tangentielles (Figure 1-8) se situe quant à elle logiquement uniquement proche de la zone « collante », c'est-à-dire proche du point neutre, sa position et ses caractéristiques mécaniques se trouvant d'ailleurs modifiées.

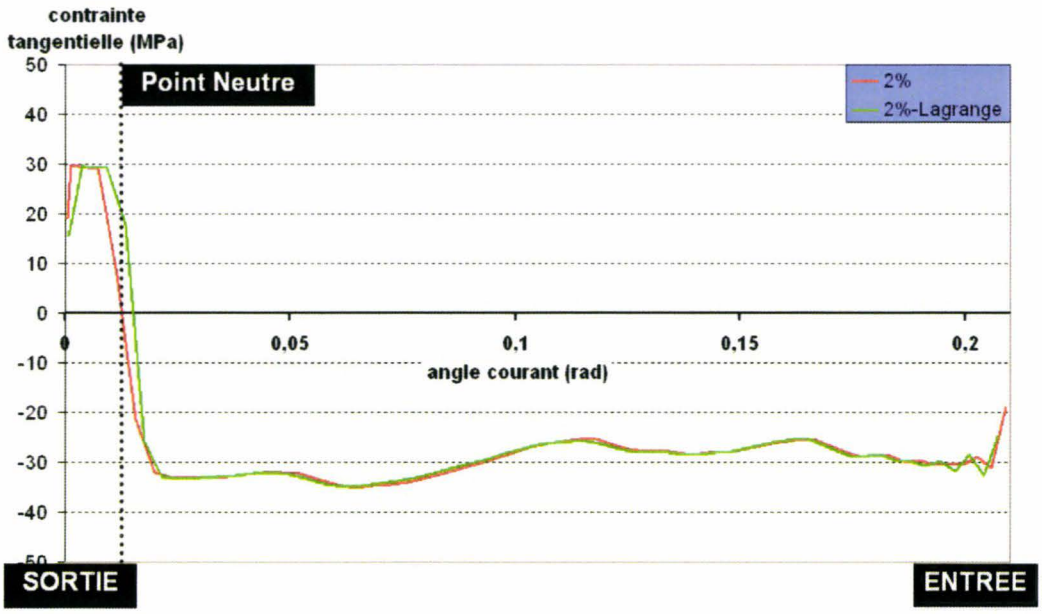


Figure 1-8 : Influence des multiplicateurs de Lagrange sur le calcul des contraintes tangentielles

Néanmoins, l'influence de l'utilisation des multiplicateurs de Lagrange reste légère. A titre d'exemple, la variation de la contrainte normale au point neutre est d'à peine 7%. De plus, si on considère l'ensemble du contact, l'utilisation des multiplicateurs de Lagrange apporte peu de modifications sur les contraintes de contact. Ceci est dû au fait que le glissement en avant et le taux de réduction sont suffisamment grands pour réduire la zone collante à une extrême petite longueur comparée à la longueur de contact. Il serait donc intéressant d'analyser

l'influence de cette méthode numérique sur d'autres laminages, comme le skin-pass [HUA05] où la zone collante est importante.
Par conséquent, la nécessité de l'utilisation de la méthode des multiplicateurs de Lagrange dépend des objectifs du calcul. Si on cherche à connaître les caractéristiques au point neutre, elle améliore la précision du calcul. Sinon, son utilisation, impliquant des difficultés de mise en place, de convergence et un plus grand temps de calcul, semble superflue.

En conclusion de cette étude numérique, un modèle éléments finis fiable du procédé de laminage à froid sur Sendzimir a été développé. Il permet tout d'abord de calculer précisément, quelles que soient les conditions de laminage, les différentes caractéristiques mécaniques locales qui devront être reproduites sur le moyen d'essai (les contraintes tangentielles et normales de contact et la déformation plastique équivalente) ainsi que les caractéristiques plus macroscopiques (les efforts normal et tangentiel et le couple). Pour plus d'information concernant l'analyse mécanique du contact et notamment les sensibilités de ces caractéristiques mécaniques aux paramètres de laminage, tribologiques et rhéologiques, le lecteur pourra se reporter aux travaux de Deltombe [DEL01]. Il est d'ailleurs important de noter que les tendances mises en évidence dans son étude ont été retrouvées par ce nouveau modèle éléments finis.

1.2 Le régime de lubrification

Au cours du procédé de laminage à froid, un certain débit constant d'émulsion d'huile dans l'eau alimente l'entrée de l'emprise. Cette alimentation permet évidemment la formation du film lubrifiant protégeant les deux surfaces frottantes mais elle sert également de fluide caloporteur. Les énergies de déformation plastique et de frottement sont en effet génératrices de chaleur (cf paragraphe 1.3).

Dans cette section, la composition et l'épaisseur du film lubrifiant sont définies.

1.2.1 L'alimentation du contact : cas de l'émulsion d'huile dans l'eau

Dans le cas des émulsions d'huile dans l'eau, trois théories d'alimentation du contact en lubrifiant existent :

- la théorie du plate-out [SCH96] : les gouttelettes d'huile sont piégées sur la bande ou le cylindre du fait de leur affinité polaire avec les surfaces métalliques. Néanmoins, cette théorie ne semble pas valide pour les hautes vitesses de laminage à froid [DEL01].
- la théorie des mélanges qui ne concernent pas notre cas de lubrification avec un film mince (cf paragraphe 1.2.2) mais les cas où le diamètre des gouttelettes est inférieur à l'épaisseur du film lubrifiant dans le contact [SZE96].
- la théorie de la concentration dynamique énoncée par Wilson (Figure 1-9) [BAR03][SCH97][BUG00] qui correspond à notre cas d'étude [MAR98]

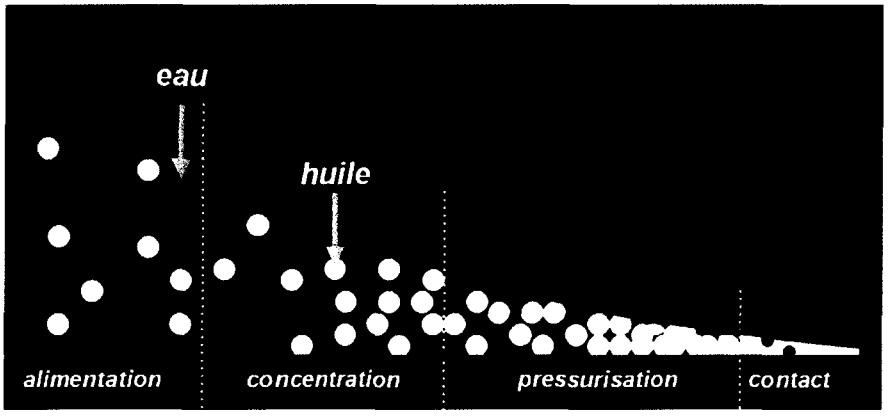


Figure 1-9 : théorie de la concentration dynamique

En pénétrant dans l'emprise, le lubrifiant subit une pression entre le cylindre et la bande de plus en plus importante : les gouttelettes sont aplaties. Ainsi, en raison de la plus haute viscosité de l'huile, les forces tangentielles sont plus fortes sur les gouttelettes d'huile que sur l'eau. Ainsi l'huile est entraînée à l'entrée du contact tandis que l'eau en est rejetée : l'émulsion d'huile dans l'eau devient une émulsion d'eau dans l'huile. Lorsque les gouttelettes d'huile atteignent le point où leur diamètre est égal à la distance entre la bande et le cylindre, elles sont irrémédiablement piégées. Par conséquent, pas d'eau ou une infime quantité pénètre dans l'emprise [MON01][DIC05][GAY90][KOS07] : l'eau sert donc de fluide caloporteur. Ainsi, au niveau du contact, on a un film lubrifiant composé quasi-exclusivement d'huile pure qui est elle-même composée d'après les données industrielles :

- d'une base minérale (35 %)
- d'esters synthétiques et de corps gras qui sont les additifs dits d'onctuosité ou polaires (50 %)
- d'émulgateurs (10 %) pour maintenir la stabilité de l'émulsion
- des additifs extrême-pression et anti-usure (2%)
- d'autres additifs (anti-corrosion, bactéricides...)

1.2.2 Un régime de lubrification quasi-limite

1.2.2.1. Les différents régimes de lubrification

La nature du lubrifiant présent entre la bande et le cylindre étant identifiée, le deuxième point à définir reste la quantité, c'est-à-dire l'épaisseur du film lubrifiant entre la bande et le cylindre. En effet, le régime de lubrification peut être défini par le rapport R_h (Eq. 1-3) :

$$R_h = \frac{e_{\text{lub}}}{\sqrt{R_a^{cyl} + R_a^{bande}}}$$

Eq. 1-3

- $\sqrt{R_a^{cyl} + R_a^{bande}} = \sigma_{Ra}$ *: représente les rugosité moyennes du cylindre et de la bande*
- e_{lub} *: épaisseur du film lubrifiant*

Il existe trois régimes de lubrification [MAR98][MOL99][LET00] comme le montre la courbe de Stribeck (Figure 1-10) :

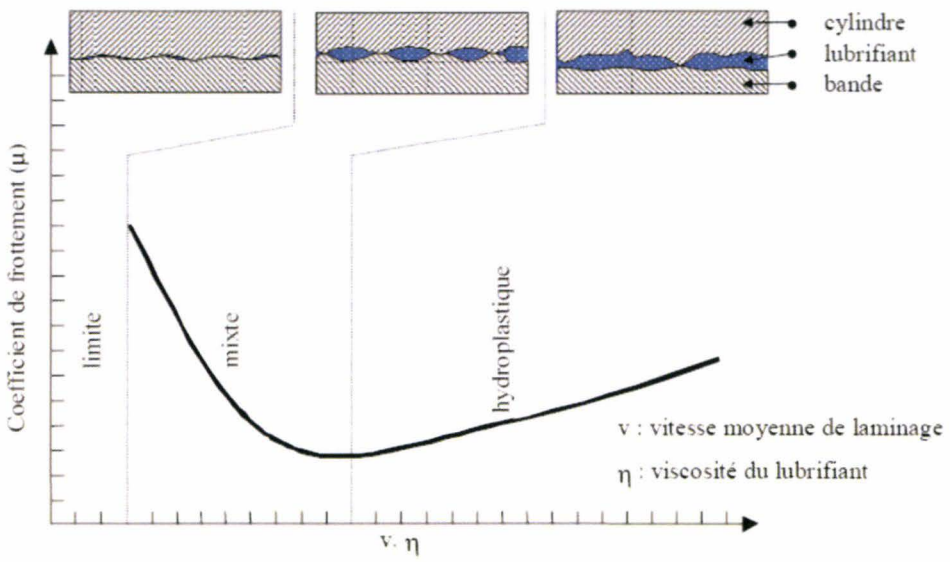


Figure 1-10 : Courbe de Stribeck [DEL01]

- si $R_h > 3$, le régime est hydrodynamique ou hydroplastique en cas de déformation plastique de la tôle : sur toute la longueur de contact, un film fluide de lubrifiant sépare les deux corps antagonistes et supporte seul la pression de contact. On peut distinguer deux types de régime hydrodynamique [MAR98]. Si $R_h > 10$, on est en film épais et l'écoulement du lubrifiant ne dépend pas des rugosités de la bande et du cylindre. Sinon, l'épaisseur du film est influencée par les différents profils géométriques.
- si $R_h < 0{,}35$, le régime est limite : le contact y est très sévère et l'usure plus rapide et importante. On a affaire à de nombreux contacts entre aspérités où la physico-chimie des additifs de lubrification protègent les surfaces [BOE98][MAR98][RIS05].
- si $0{,}35 < R_h < 3$, le régime est mixte : le contact est composé, plus ou moins, de contact entre aspérités au niveau des plateaux et de poches de lubrifiant dans les vallées.

Pour connaître le régime de lubrification, il s'agit donc de connaître l'épaisseur de film lubrifiant.

1.2.2.2. Les paramètres influant sur l'épaisseur du film lubrifiant

D'un point de vue général, les hautes vitesses de laminage favorisent une plus grande épaisseur de .film lubrifiant [LUB01] [KOS07]. Néanmoins, cette tendance semble moins nette que dans le cas de l'huile pure. L'augmentation de la vitesse semble effectivement avoir un deuxième effet « antagoniste » au premier limitant le regroupement d'huile en entrée d'emprise : à partir d'une certaine vitesse, l'huile n'a plus le temps de se séparer de l'eau et est susceptible de pénétrer dans le contact [YAN97].

De la même manière, la viscosité de l'huile, en favorisant le phénomène de concentration dynamique, induit une plus grande épaisseur [LUB01]. Cette viscosité est elle-même dépendante de la température et de la pression, avec lesquelles elle diminue et augmente respectivement [LET00][BAI01] : ces deux facteurs sont donc aussi importants.

Le profil de rugosité avec des vallées pouvant servir de réservoirs à lubrifiant est également doit être pris en compte [DEL01].

Enfin, les paramètres de l'émulsion ne sont pas négligeables. En effet, l'épaisseur augmente avec la concentration d'huile dans l'émulsion [YAN97][MAR98][BUG00]. De plus, la taille des gouttelettes d'huile, qui peuvent être « pénétrantes » (entrant dans le contact et le traversant), « stagnantes » (restant toujours à la même position) ou « rejetées » (étant repoussées hors de l'entrée), ont une influence [KUM97]. Néanmoins, celle-ci ne semble pas clairement établie : Schmid affirme que les grosses gouttelettes ont une plus grande probabilité d'être entraînées dans le contact [SCH97] alors que les résultats expérimentaux de Kimura et Okada montrent l'inverse [MAR98]. L'influence de la taille des gouttelettes ne paraît donc pas, à ce jour, clairement définie. En tout cas, il faut noter que son influence sur l'épaisseur du film est négligeable devant celle de la concentration en huile dans l'émulsion [MAR98].

En résumé, par le phénomène de concentration dynamique, on a un regroupement d'huile en entrée. Le film lubrifiant à l'intérieur du contact est quasi-exclusivement composé d'huile et son épaisseur dépend de nombreux facteurs dont les principaux sont la vitesse de laminage, la viscosité de l'huile (et ainsi la pression et la température), la concentration d'huile dans l'émulsion initiale et les différentes rugosités de l'emprise.

1.2.2.3. Mise en évidence du régime de lubrification du cas d'étude

Que ce soit en entrée de contact ou dans la zone de contact elle-même, l'équation de Reynolds est applicable et pourrait permettre de calculer cette épaisseur [KOS07] [MON-MAR01]. Dans le cas d'une émulsion, on retrouve les deux paramètres prépondérants du cas de l'huile pure que sont la vitesse de laminage et la viscosité de l'huile (Figure 1-10) auxquels il faut ajouter les propriétés de l'émulsion et notamment la concentration d'huile [KOS07]. Une équation dérivée de l'équation de Reynolds peut alors être utilisée (Eq. 1-4) :

$$\frac{d}{dx}\left(\frac{\phi \cdot h_t^3}{\xi}\frac{dp_f}{dx}\right) = -6\frac{d}{dx}((V_b + V_c)h_t)$$

Eq. 1-4

- x : *position dans l'emprise*
- h_t : *épaisseur du film*
- V_s, V_r : *vitesses de la bande, du cylindre*
- p_f : *pression du lubrifiant*
- ξ : *viscosité équivalente du lubrifiant, fonction notamment de la concentration initiale d'huile dans l'eau*
- Φ : *facteur d'écoulement dépendant des rugosités de la bande et du cylindre*

Compte tenu du nombre important de facteurs influant, cette épaisseur de lubrifiant est complexe à calculer a priori. Par contre, a posteriori, l'observation des états de surface de la tôle après laminage est une indication fiable du régime de lubrification. En effet, un régime hydrodynamique aura tendance à augmenter la rugosité de la bande du fait de la déformation plastique de la bande en surface libre. Un régime limite aura, quant à lui, tendance à écraser les rugosités et permettre les rayures et le labourage de la tôle par les aspérités présentes sur la surface du cylindre [MAR98][MON01].

Des observations au MEB de tôles laminées sur le laminoir industriel de l'étude (Figure 1-11) ont donc été effectuées. La Figure 1-11a, après décapage (juste avant la première passe de laminage) montre une grande quantité de cratères qui pourront servir de réservoir à lubrifiant pendant la première passe. Dès la fin de la seconde passe, un profil en « écaille » est mis en évidence (en rouge sur la Figure 1-11b). Enfin, de mêmes écailles, mais cette fois plus marquées, sont retrouvées après quatre passes (Figure 1-11c). Ces écailles sont en fait la preuve du labourage de la tôle du fait de l'état de surface du cylindre [MON01]. On se rapprocherait donc d'un régime de lubrification limite.

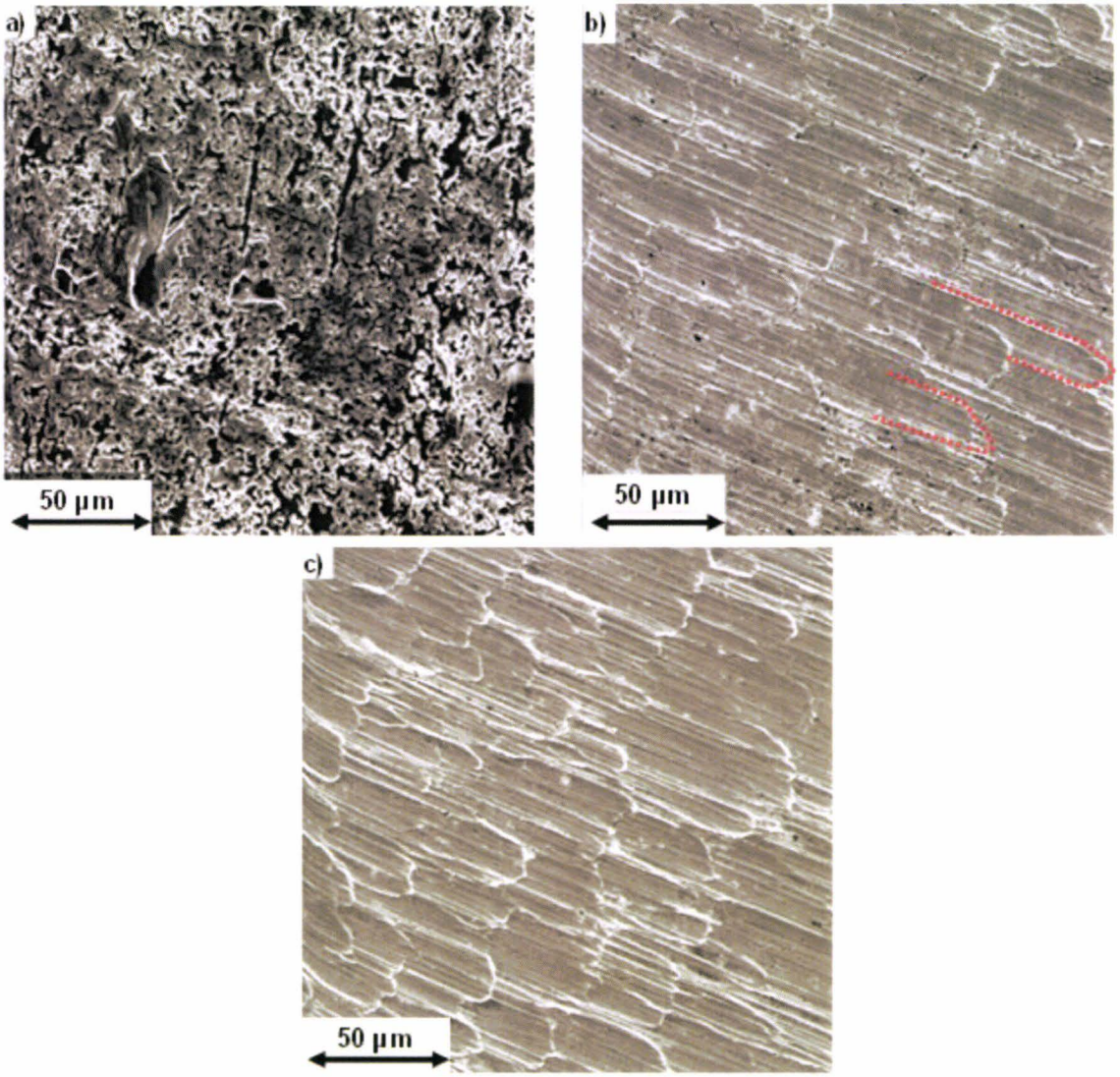


Figure 1-11 : Micrographies de tôles industrielles (a) état décapé avant laminage. (b) après deux passes. (c) état final après quatre passes

De plus, il paraît établi que, d'un point de vue général du laminage à froid, le régime de lubrification est considéré mixte voire quasi-limite pour de sévères conditions de contact [MON-MAR01][MON01]. Le ratio de contact, R, défini par l'Eq. 1-5, est représentatif de ce régime de lubrification : c'est le rapport entre la surface réelle de contact, S_r, et la surface apparente de contact, S_a :

$$R = \frac{S_r}{S_a}$$

Eq. 1-5

R = 1 équivaut à un régime totalement limite tandis que R = 0 correspond à un régime totalement hydrodynamique. Or, la plupart des calculs effectués en fin d'emprise évaluent ce rapport supérieur à 0,8 [DAU99][LET00]. Cela montre la petitesse de la part hydrodynamique dans le cas du laminage à froid et corrobore les observations des tôles industrielles : l'interface entre bande et cylindre est essentiellement gouvernée par les contacts entre aspérités.

D'un point de vue quantitatif, le régime de lubrification se situant entre les régimes mixtes à tendance limite et totalement limite, on peut donc situer l'épaisseur de film lubrifiant dans le contact, e_{lub} [MOL98] [RIS05] (Eq. 1-6) :

$$0{,}35\ \sigma_{Ra} < e_{lub} < 0{,}6\ \sigma_{Ra}$$

Eq. 1-6

- $\sqrt{R_a^{cyl} + R_a^{bande}} = \sigma_{Ra}$: *représente les rugosité moyennes du cylindre et de la bande*

En conclusion, il a été établi que dans le cas du procédé étudié le film lubrifiant dans le contact n'est composé quasi-exclusivement que d'huile pure et que l'on est dans un régime de lubrification quasi-limite (Eq. 1-6).

1.3 La température de contact bande-cylindre

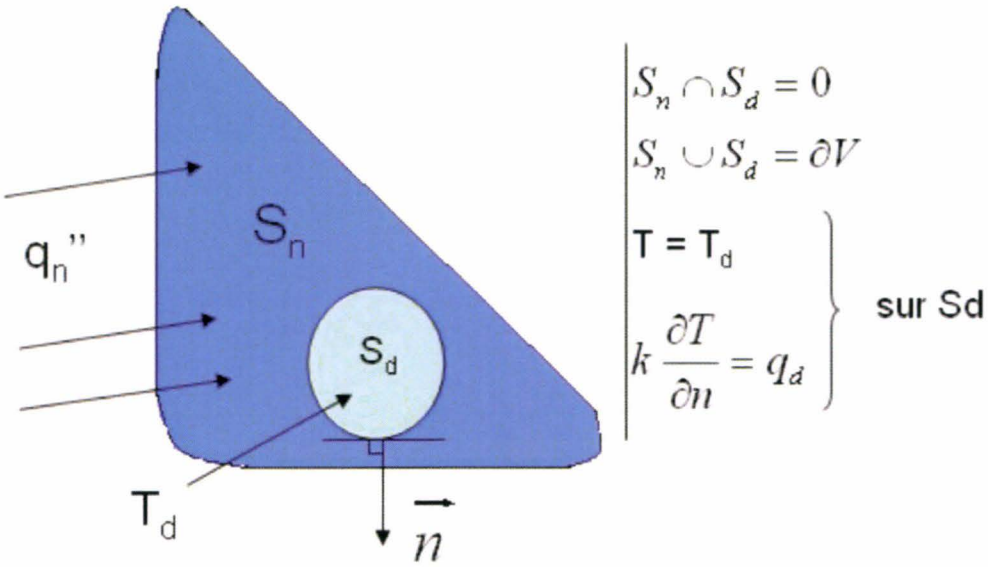
Bien que l'étude se porte sur le laminage à froid, l'aspect thermique ne peut être négligé : la température a en effet un rôle décisif sur la lubrification par, non seulement son effet sur la viscosité du lubrifiant [LET00][BAI01], mais également son effet sur le comportement des additifs très importants dans le régime de lubrification étudié [BOE98][GAO04][RIS05]. Or, la constante vapeur se dégageant au niveau du laminoir semble indiquer une évaporation de l'eau de l'émulsion (circulant en théorie à 43°C) et donc une température minimale de contact de 100°C.

L'objectif de cette section est d'estimer cette température de contact. La démarche s'est effectuée en deux points. Tout d'abord, à partir d'un problème thermique général, le système bande-cylindre étudié est thermiquement défini (conditions limites et équations de la chaleur). Ensuite, la température de contact est évaluée à l'aide de résultats d'études thermiques de laminage à froid existantes et d'un modèle thermomécanique du contact développé pour l'occasion.

1.3.1 Analyse thermique du contact

1.3.1.1. Définition d'un problème thermique général

L'objectif de tout problème thermique est de définir le champ de température à l'intérieur d'un système. Ainsi, le volume V de frontière ∂V et de densité ρ soumis à un flux de chaleur q_n'' sur S_n (appartenant à ∂V) ainsi qu'à un champ de température T_d sur la partie complémentaire S_d de sa frontière représente un cas général de problème thermique (Figure 1-12) [LES03].



∂V : frontière extérieure totale du volume V
S_d : partie de la frontière **∂V** soumise à une température **T_d**
S_n : partie de la frontière **∂V** soumis au flux de chaleur **q_n''**
T : champ de température dans le volume V

Figure 1-12 : Problème thermique général

Le champ de température du volume V, où la variation de chaleur s'effectue par conduction et par l'effet des sources de chaleur internes (effet joule, déformation plastique...), doit satisfaire l'équilibre en tout point et à tout instant [SAU05]. L'équation de la chaleur s'écrit (Eq. 1-7) :

$$\rho.c_p \frac{dT}{dt} = div(k.grad(T)) + Q'''$$

Eq. 1-7

- *ρ : masse volumique en $kg.m^{-3}$*
- *c_p : capacité thermique massique en $J.kg^{-1}.K^{-1}$*
- *T : température en K*
- *k : conductivité thermique du matériau en $W.m^{-1}.K^{-1}$*
- *Q''' : flux volumique des sources de chaleur en $W.m^{-3}$*

Les conditions aux limites permettent de compléter ce problème de diffusion de la chaleur (Figure 1-12). Elles sont de deux types :

- de type Dirichlet où la température T_d est imposée sur S_d [LES03]

- de type Neumann où un flux surfacique q_n'' est imposé sur S_n dont la source peut être de trois sortes, soit $q_n'' = q_c'' + q_r'' + q_s''$
  - le flux surfacique q_c'' dû à la convection imposée par un fluide extérieur de température T_e sur S_c régi par l'Eq. 1-8 [LES03]:

$$q_c'' = h_c.(T_c - T_e)$$

Eq. 1-8

- *h_C : le coefficient d'échange convectif entre S_c et le fluide extérieur*
- *T_c : température au niveau de la frontière S_c du volume V*
- *T_e : température du fluide extérieur*

  - le flux surfacique q_r'' dû au rayonnement de l'extérieur de température T_e sur la surface S_r régi par l'Eq. 1-9 [LES03]:

$$q_r'' = E.\Omega.(T_r^4 - T_e^4)$$

Eq. 1-9

- *E : émissivité*
- *Ω : constante de Stefan-Boltzmann*
- *T_r: température au niveau de la frontière S_r du volume V*
- *T_e : température du fluide extérieur*

  - le flux surfacique de conduction q_s'' avec un autre solide en contact, de température T_{se}, sur S_S régi par l'Eq. 1-10 [MAR98] :

$$q_s'' = \frac{Ts - Tse}{R_{tc}}$$

Eq. 1-10

- *R_{tc} :résistance thermique de contact entre les deux solides*
- *T_s: température au niveau de la frontière S_s du volume V*
- *T_{se} : température du solide extérieur*

Ainsi pour définir complètement la thermique du système étudié, c'est-à-dire de l'ensemble bande-cylindre du laminoir Sendzimir, il s'agit de définir l'équation de la chaleur et notamment le terme des sources de chaleur Q''' (Eq. 1-7) et les conditions limites propres à ce système.

1.3.1.2. Le bilan thermique du contact bande-cylindre étudié

L'objectif est de connaître le champ de température du cylindre et de la bande, notamment au niveau de la surface de contact. Que ce soit pour le cylindre ou pour la bande, l'équation de chaleur et les conditions limites doivent être définies (Figure 1-13).

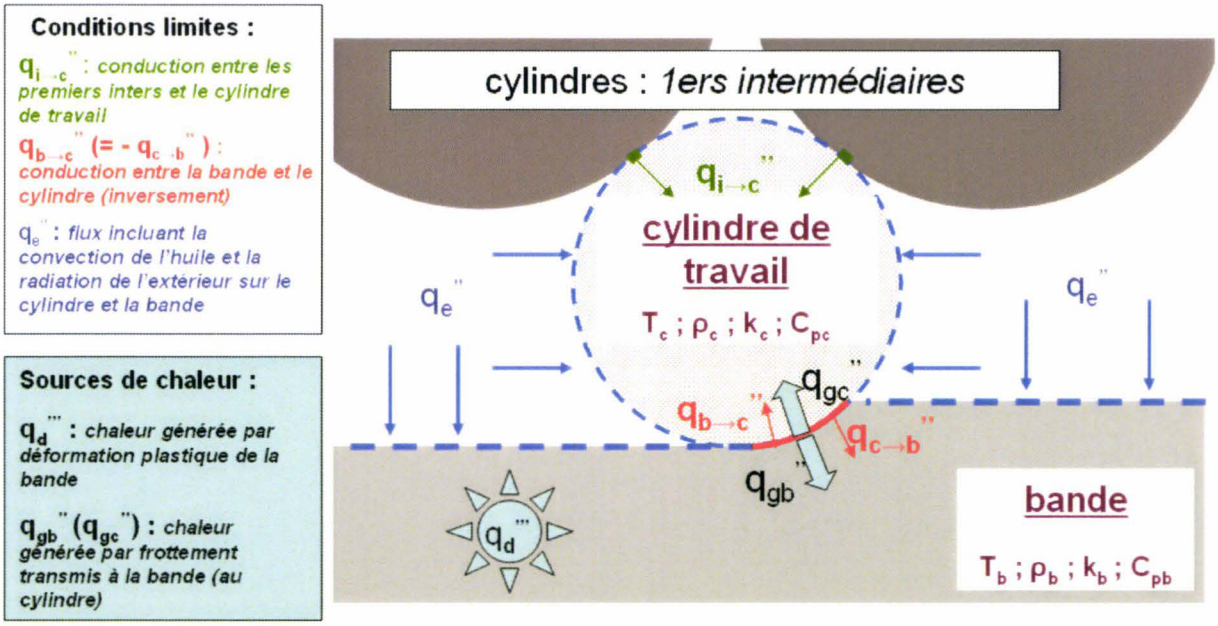


Figure 1-13 : Bilan thermique de l'emprise

Les équations de la chaleur de la bande et du cylindre (Figure 1-13):

Les équations de chaleur sont définies par la connaissance des propriétés du cylindre et de la bande ainsi que par l'analyse des sources de chaleur. Ces dernières sont mécaniques et intrinsèques au procédé étudié : la déformation plastique de la bande implique une augmentation de température dans celle-ci et le frottement entre la bande et le cylindre génère de la chaleur dans chacun des deux corps. :

1. **la déformation plastique** dont 90% (η) de l'énergie se dissipe en chaleur créé un flux volumique, q_d''', dans la bande [TIE06] ce qui équivaut à (Eq. 1-11) :

$$q_d''' = \sigma \cdot \dot{\varepsilon} \cdot \eta$$

Eq. 1-11

- σ : *contrainte d'écoulement*
- $\dot{\varepsilon}$: *taux de déformation plastique*
- η : *proportion de l'énergie de déformation plastique transformée en chaleur*

2. **le frottement** entre la bande et le cylindre de travail créant un flux surfacique de chaleur local à l'interface, q_g'' (Eq. 1-12). Une partie de ce flux, f_c, est absorbée par le cylindre, q_{gc}'' et une autre partie, f_b, par la bande, q_{gb}'' (la partie restante, P'', étant emmenée par le flot du lubrifiant) [KHA04] [MAT98] :

$$q_g'' = \tau \cdot |V_{rel}| = f_b q_{gb}'' + f_c q_{gc}'' + P''$$

Eq. 1-12

- τ : *contrainte tangentielle de contact*
- V_{rel} : *vitesse relative entre le cylindre et la bande*
- f_b, f_c : *fraction du flux de chaleur générée par frottement transmis à la bande, au cylindre*
- P'' : *partie du flux de chaleur perdue dans le lubrifiant*

Bien que la chaleur générée par frottement ne représente que 7,5 % de la chaleur totale produite, elle ne peut être négligée car elle est générée au niveau de l'interface bande-cylindre [KHA04].

Beaucoup de paramètres sont à prendre en compte pour caractériser ces deux phénomènes générateurs de chaleur. Premièrement, un haut taux de réduction et une haute limite élastique de l'acier de la bande favorisent la chaleur générée par déformation plastique (Eq. 1-11). Deuxièmement, l'augmentation de la vitesse de laminage entraîne une augmentation de la vitesse relative (à glissement en avant constant) et donc une augmentation de la chaleur générée par frottement (Eq. 1-12). Enfin, la nature des additifs du lubrifiant et leur réaction avec les surfaces en contact sont un facteur déterminant du frottement : une grande efficacité de ces additifs limitent la chaleur créée par frottement (Eq. 1-12).

Le flux surfacique générée par frottement s'appliquant exclusivement au niveau du contact bande-cylindre, c'est-à-dire au niveau de leur frontière, il ne sera pas intégrer à l'équation de chaleur (Eq. 1-7) dans le terme Q'''. D'une façon générale, celui-ci correspond en fait aux flux volumiques de chaleur comme la déformation plastique ou l'effet Joule. Le flux engendré par le frottement sera donc intégré aux conditions limites de type Dirichlet et seul le flux volumique généré par déformation plastique sera intégré dans les sources de chaleur (Q''' dans l'Eq. 1-7).

Par conséquent, aucune source de chaleur ne sera considérée dans le cylindre (Q_c''' dans l'Eq. 1-13). Dans la bande, les sources de chaleur correspondant à la chaleur créée par déformation plastique (Q_b''' dans l'Eq. 1-14) sont :

$$Q_c''' = 0$$

Eq. 1-13

$$Q_b''' = q_d'''$$

Eq. 1-14

- *q_d''' : chaleur générée dans la bande par sa déformation plastique ($W.m^{-3}$)*

Ainsi, d'une manière plus générale, les équations de chaleur pour le cylindre (Eq. 1-15) et la bande (Eq. 1-16) sont :

$$\rho_c.c_{pc}\frac{dT_c}{dt} = div(k_c.grad(T_c))$$

Eq. 1-15

$$\rho_b.c_{pb}\frac{dT_b}{dt} = div(k_b.grad(T_b)) + q_d'''$$

Eq. 1-16

- *ρ_i : masse volumique (du corps i) en $kg.m^{-3}$*
- *c_{pi} : capacité thermique massique en $J.kg^{-1}.K^{-1}$*
- *$T_{b,c}$: température d'un point de la bande, du cylindre en K*
- *$k_{b,c}$: conductivité thermique de la bande, du cylindre en $W.m^{-1}.K^{-1}$*

Les conditions limites (Figure 1-13):

Trois types de contacts thermiques sont retrouvés au niveau des frontières du système bande-cylindre : le contact avec l'émulsion (l'air ambiant pouvant être négligé dans une zone proche du contact bande-cylindre), le contact entre le cylindre de travail et les premiers intermédiaires et le contact bande-cylindre de travail.

1. **Au niveau des surfaces libres,** c'est-à-dire des frontières de la bande et du cylindre qui ne sont pas en contact avec un autre solide, le flux de chaleur avec l'émulsion, évacuée sous forme de convection et rayonnement, implique le refroidissement du cylindre et de la bande (Eq. 1-17) [MAR98]

$$q_e'' = h_e.(T_{si} - T_e) + E.\Omega.(T_{si}^4 - T_e^4)$$

Eq. 1-17

- q_e'' : *flux de chaleur entre le cylindre ou la bande et l'émulsion*
- E : *émissivité*
- Ω : *constante de Stefan-Boltzmann*
- h_e : *coefficient de convection de l'émulsion sur le cylindre ou la bande*
- T_{si} : *température au niveau de la surface du cylindre ou de la bande*
- T_e : *température de l 'émulsion*

A titre d'information, voici les différentes valeurs de h_e utilisées lors d'études thermiques de laminage à froid (Tableau 1-3) :

Auteur	*Valeur de h_e ($W.m^{-2}.K^{-1}$)*	*Conditions*
Tseng [TSE96]	**$8,5.10^3 < h_e < 34.10^3$**	refroidissement par jet d'eau
Matysiak [MAT 98]	**$5,5.10^3$**	refroidissement par jet d'eau
Tieu [TIE06]	**$2,1.10^3$**	- laminoir tandem (hauts taux de réduction, diamètres de cylindre, vitesses de laminage)
Khan [KHA04]	**$2,12.10^3$**	laminoir tandem (hauts taux de réduction, diamètres de cylindre, vitesses de laminage)

Tableau 1-3 : Valeurs du coefficient de convection thermique de l'émulsion sur la bande et le cylindre dans le cas du laminage à froid

2. **Au niveau du contact entre les premiers intermédiaires et le cylindre de travail,** le refroidissement par conduction entre les premiers intermédiaires froids et le cylindre de travail peut en fait être intégré au refroidissement par émulsion (défini dans le paragraphe précédent) pour simplifier les calculs [MAR98]. De plus, il est important d'ajouter que les surfaces concernées sont presque ponctuelles du fait des faibles déformations des cylindres concernés.

3. **Au niveau du contact entre la bande et le cylindre** [MAR98], deux flux surfaciques coexistent : le flux généré par frottement (Eq. 1-12) et le flux entre le cylindre et la tôle qui possèdent des températures différentes. Ce flux peut être défini par une résistance thermique moyenne de contact, R_{TC} (Eq. 1-18).

$$R_{TC} = \frac{Tcc - Tcb}{q''_{c \to b}}$$

Eq. 1-18

- $q_{c \to b}''$: *flux de chaleur entre le cylindre et la bande*
- T_{cb} : *température de la bande au niveau du contact*
- T_{cc} : *température du cylindre au niveau du contact*

Le contact cylindre-bande n'est pas parfait du fait des rugosités des deux surfaces frottantes et est composé de contact métal-métal et d'interstices remplis de lubrifiant ou de troisième corps. Le transfert de chaleur entre les deux protagonistes engage donc de la conduction à travers les contacts entre aspérités et une association de conduction et convection à travers les interstices (Figure 1-14) [FLE88].

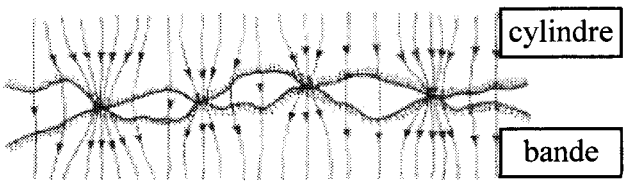


Figure 1-14 : Lignes de flux de chaleur entre le cylindre et la bande [FLE88]

On a donc affaire à un gradient de température à l'interface dû, d'une part à la faible conductivité du lubrifiant (ou troisième corps) au niveau des vallées [TIE06], et d'autre part au phénomène de constriction au niveau des aspérités impliquant, tous deux, une certaine résistance thermique (Figure 1-15). [BOU98]

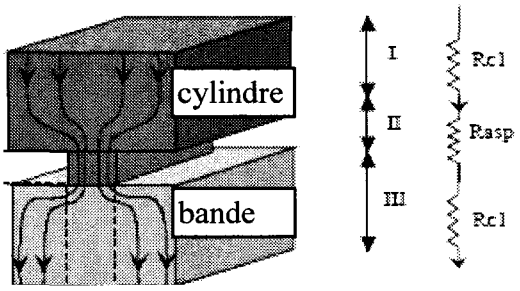


Figure 1-15 : Vue schématique du flux de chaleur au niveau d'un contact métal-métal : phénomène de constriction [BOU98]

D'un point de vue plus macroscopique, le contact peut être thermiquement défini par une résistance thermique moyenne de contact. Celle-ci dépend des propriétés du cylindre et de la bande comme la rugosité et la conductivité, la pression de contact et le comportement du lubrifiant [TIE06][BOU98][MAR98][LIN05]. Plus précisément cette résistance thermique décroît lorsque la pression de contact augmente [FLE88] [TSE96] ou que la rugosité diminue [TSE96]. Divers auteurs ont tenté de calculer la valeur de cette résistance dans le cas du laminage à froid (Tableau 1-4).

Auteur	*Valeur de R_{TC} ($K.m^2.W^{-1}$)*	*Conditions*
Tseng [TSE96]	$0{,}4.\ 10^{-6} < R_{TC} < 3\ .10^{-6}$	laminoir tandem
Boutonnet [BOU98]	8.10^{-5}	pas de précision
Marsault [MAR98]	$10^{-2} < R_{TC} < 10^{-6}$	toute condition

Tableau 1-4 : Valeurs de résistances thermiques de contact dans le cas du laminage à froid

Par conséquent, malgré l'appellation « à froid » du laminage, la thermique de l'emprise ne peut être négligée. De plus avec les différentes sources thermiques et les conditions limites dépendant de nombreux paramètres propres à chaque cas d'étude, son analyse complète est complexe.

Par ailleurs, le comportement du lubrifiant étant très sensible à la température de contact, celle-ci doit être estimée pour définir de manière complète le contact. Pour des raisons

évidentes de mise en place de capteur, la prise de mesure expérimentale, difficile qui plus est, doit se limiter à des températures en amont ou en aval du contact et l'interpolation entre les deux est loin d'être évidente. Les deux moyens restant à notre disposition pour l'estimation de la température restent l'analyse des études thermiques déjà réalisées ainsi que la réalisation d'un modèle numérique thermomécanique.

1.3.2 Analyse des études thermiques existantes de laminage à froid

Le comportement thermique du contact dépend donc de beaucoup de paramètres propres à chaque cas d'étude ce qui rend difficile l'estimation d'une température d'interface. A cela s'ajoutent, du fait de l'alternance entre vallées et plateaux, les nombreux gradients de température présents dans l'emprise au niveau de l'interface [TIE06]. Cela se traduit par des pics de température au niveau des aspérités où les conditions mécaniques, telles que la déformation plastique [HUA04] et les conditions de frottement, sont plus sévères. D'ailleurs, à ce jour, aucune valeur précise de pics température n'a été définie dans le cas du Sendzimir ZR 22-B. Zhai & al [ZHA01] ont étudié un contact entre deux cylindres en rotation où la lubrification est mixte : pour une vitesse et une pression de contact équivalentes à celles de notre cas d'étude, l'élévation de température peut atteindre 100°C au niveau des aspérités.

D'un point de vue plus macroscopique et malgré ces difficultés, quelques études thermiques du laminage à froid ont été réalisées en vue de calculer la température de contact dans l'emprise. Même si elles ne reproduisent pas exactement les conditions du cas présenté, ces études permettent de donner un ordre de grandeur de la température « macroscopique » du contact.

Molimard [MOL99] donne une fourchette large de la température de contact comprenant les différentes configurations de laminage possible. Il l'estime entre 20°C et 200°C. Khan & al [KHA04] ont effectué une analyse avec un couplage thermomécanique prenant en compte le refroidissement par l'émulsion sur un laminoir tandem, avec notamment l'utilisation de cylindres de travail plus gros et une vitesse de laminage plus importante que sur les laminoirs Sendzimir. Avec l'utilisation d'un coefficient de convection thermique, h_e, correspondant à

une convection libre (coefficient largement sous-évalué par rapport à des conditions normales de laminage), la température de contact a été estimée à 160°C. Compte-tenu de la sévérité des conditions de laminage étudiées (vitesse de laminage et longueur de contact plus importantes) et de la sous-évaluation du refroidissement par émulsion, on peut supposer cette valeur comme un maximum que peut atteindre la température d'interface de notre process. Dans un cas de convection forcée (h_e plus grand) et de mêmes conditions de laminage, la température d'interface chute à 112°C [KHA04] [TIE06]. Pour un taux de réduction et une valeur de coefficient de frottement plus importants que les valeurs retrouvées en Sendzimir, Matysiak & al [MAT98] estiment la température d'interface entre 110°C et 130°C. Tseng [TSE96], également sur un laminoir tandem, calcule une température d'interface au niveau de la bande entre 135°C et 165°C selon la résistance thermique de contact.

La Figure 1-16 montre d'ailleurs l'évolution des températures d'interface du cylindre et de la bande le long de l'emprise [TSE96].

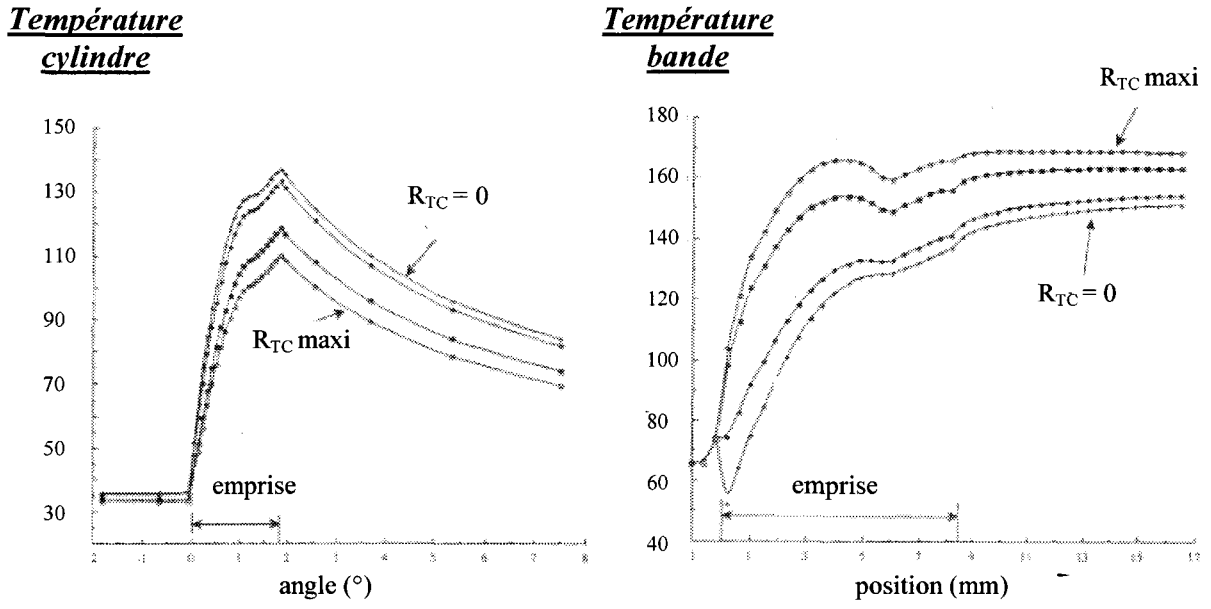


Figure 1-16 : Variations des températures de surface (en °C) du cylindre et de la bande pour différents cas de résistance thermique de contact [TSE96]

Les températures de la bande et du cylindre sont logiquement maximales en sortie d'emprise, position dans le contact où la déformation plastique est maximale. Il est également intéressant de noter que l'influence de la rugosité de la bande y est étudiée au travers de la résistance thermique de contact : non seulement celle-ci joue sur la déformation plastique à une échelle

plus locale mais elle joue également sur la résistance thermique de contact qui augmente avec la rugosité. Lorsque celle-ci est maximale, le transfert de chaleur entre la bande plus chaude (lieu de déformation plastique) et le cylindre plus froid (pas de déformation plastique, refroidissement continu par l'émulsion) est moindre : on est dans des conditions où la température d'interface de la bande est maximale et celle du cylindre minimale. Dans le cas d'un contact parfait (cas d'une rugosité et d'une résistance thermique de contact nulles), on arrive à un cas où la température du cylindre est maximale et celle de la bande minimale : les températures d'interface de l'outil et de la bande sont les mêmes.

La plupart des études effectuées l'ont donc été sur des conditions de contact (déformation plastique, vitesse relative, coefficient de frottement) semblant un peu plus sévères thermiquement que dans notre cas industriel. Il est donc difficile de conclure sur une température de contact correspondant à notre procédé mais la température de 160°C semble représenter la borne maximale. A cette valeur, on peut ajouter la borne minimale de 100°C mise en évidence par l'évaporation de l'eau.

1.3.3 Estimation numérique de la température d'interface

Dans ce paragraphe, il ne s'agit pas d'effectuer une étude thermique complète avec l'identification de tous les paramètres et coefficients thermiques mais de corroborer les différentes affirmations avancées dans le paragraphe précédent. En effet, beaucoup d'approximations et d'hypothèses comme le refroidissement ou la température initiale de la bande et du cylindre, la non-prise en compte des différentes rugosités, le choix des différents coefficients thermiques... sont utilisées pour le développement de ce modèle.

1.3.3.1. Un modèle numérique thermomécanique à couplage fort

Ce modèle s'appuie sur le modèle mécanique présenté précédemment. Les géométries et la finesse du maillage sont identiques. Pour la prise en compte des effets thermiques les éléments CPE4T du code de calcul d'Abaqus sont utilisés pour ces calculs. La résolution du

champ de température s'effectue via une intégration temporelle utilisant un schéma de différences finies avant.

D'un point de vue mécanique, ce sont des éléments à 4 points d'intégration, sans les modes incompatibles, mais avec l'hypothèse de la déformation plane. D'un point de vue thermique, la déformation plastique étant la source de chaleur principale, un couplage thermomécanique fort a été choisi. Les équations thermiques et mécaniques sont ainsi résolues simultanément par la méthode exacte de Newton. La mise en oeuvre de cette méthode implique l'utilisation d'une matrice Jacobienne de la forme illustrée par la représentation matricielle des équations d'équilibre couplées (Eq. 1-19) :

$$\begin{bmatrix} K_{uu} & K_{uT} \\ K_{Tu} & K_{TT} \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \Delta u \\ \Delta T \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R_u \\ R_T \end{Bmatrix}$$

Eq. 1-19

- *Δu, ΔT : corrections du déplacement et de la température incrémentaux*
- *K_{ij} : sous matrices de la matrice jacobienne totalement couplée*
- *R_u, R_T : vecteurs résiduels mécanique et thermique*

Cette méthode permet la prise en compte, bien évidemment, des comportements mécaniques de la bande et du cylindre. Elle permet également de prendre simultanément en compte les comportements thermiques comprenant les effets de conduction, les conditions limites ainsi que les sources de chaleur mécanique que sont le frottement et la déformation plastique. Il est important d'ajouter que la température n'excédant pas 150°C, son influence sur le comportement mécanique a été négligée.

D'un point de vue numérique, il s'agit donc de définir la matrice Jacobienne de l'Eq. 1-19. La contribution purement mécanique de la matrice Jacobienne est numériquement et classiquement estimée par une discrétisation spatiale tirée de la formulation faible exprimée à partir du principe des travaux virtuels [LIN05]. D'un point de vue thermique l'équilibre énergétique s'exprime ainsi (Eq. 1-20) :

$$\int_V \rho \dot{U} dV = \int_S q dS + \int_V r dV$$

Eq. 1-20

- *ρ : masse volumique*
- *V : volume du solide considéré*
- *$\dot{U}$: énergie interne de ce volume*
- *q : densité surfacique du flux de chaleur à travers la frontière du solide, S*
- *r : densité volumique des sources externes de chaleur dans V*

Une approche de Galerkin, associée à l'application de la loi de Fourier (définissant la conduction dans le volume) permet d'en donner une forme variationnelle (Eq. 1-21) qui pourra être discrétisée spatialement via des fonctions d'interpolation et temporellement via un schéma de différences finies avant :

$$\underbrace{\int_V \rho \dot{U} dV}_{\text{énergie interne}} + \underbrace{\int_V \frac{\partial \delta T}{\partial x} \cdot k \cdot \frac{\partial T}{\partial x} dV}_{\text{contribution de la conduction dans le volume}} = \underbrace{\int_{S_q} \delta T q dS}_{\text{contribution des conditions limites à travers la surface}} + \underbrace{\int_V \delta T r dV}_{\text{contribution des sources externes de chaleur dans le volume}}$$

Eq. 1-21

D'un point de vue numérique, les différentes contributions sont définies à partir des expressions suivantes :

- **la conduction :** elle est définie par la loi de Fourier et le coefficient de conductivité du matériau, k : $div(k.grad(T))$ (Eq. 1-7)
- les conditions limites aux surfaces libres représentées par le flux, q, qui est l'addition des effets de **radiation** et de **convection** (Eq. 1-17)
- les conditions limites au niveau du contact qui comprend le flux de chaleur généré par frottement, q_g'', le flux de conduction entre le cylindre et la bande, q_k'' et le flux de radiation, q_r'' (Eq. 1-22) :

$$q_c'' = q_k'' + q_r'' - f_c \cdot q_g''$$
$$q_b'' = -q_k'' - q_r'' - f_b \cdot q_g''$$

Eq. 1-22

- q_k'' : *flux de chaleur dû à la conduction* : $q_k = R_{TC}^{-1}.(T_C - T_B)$
  - T_C, T_B : *température de contact du cylindre, de la bande*
  - R_{TC} : *résistance thermique de contact qui peut être définie en fonction de la pression de contact, de l'interpénétration, et de la température moyenne de contact*

- q_r'' : *flux de chaleur dû à la radiation, négligeable par rapport à la conduction*

- q_g'' : *densité du flux de chaleur générée au niveau de l'élément d'interface dû au frottement dont l'expression exacte est l'Eq. 1-12*

$$q_g'' = \eta_f \cdot \tau \cdot \frac{\Delta s}{\Delta t}$$

  - $\eta_f = 1$: *fraction du travail du travail des efforts de frottement transformé en chaleur (on considère qu'il n'y a pas de perte)*
  - τ : *contrainte de frottement qui dépend de la pression de contact et du coefficient de Coulomb*
  - Δs : *vitesse de glissement incrémentale*
  - Δt : *temps incrémental*

- f_c , f_b = **0,5** : *fraction de la chaleur générée par frottement dissipée respectivement dans le cylindre et la bande (on considère que la moitié de la chaleur se dissipe dans chacun des corps)*

- la contribution de la **source « externe »** de chaleur dans la bande, c'est-à-dire le flux volumique généré par déformation plastique. Ce flux de chaleur est calculé d'après l'Eq. 1-11. Abaqus utilise un schéma d'intégration avant d'Euler pour approximer la valeur de ce flux à la fin de chaque incrément (Eq. 1-23) :

$$r^{pl} = \frac{1}{2\Delta t}\eta \Delta\varepsilon^{pl} n : (\sigma + \sigma_t)$$

Eq. 1-23

- r^{pl} : *densité volumique de chaleur créée par déformation plastique*
- $\Delta\varepsilon^{pl}$: *incrément de déformation plastique*
- n : *direction de l'écoulement plastique*
- η : *fraction de l'énergie plastique transformée en chaleur*
- σ, σ_t : *contrainte d'écoulement, contrainte tangentielle*

L'ensemble de ces différentes contributions des effets thermiques ou thermomécaniques sont intégrées à l'équation de l'équilibre énergétique (Eq. 1-21) et à la matrice Jacobienne de l'équation (Eq. 1-19) permettant la résolution simultanées des équilibres thermiques et mécaniques.

1.3.3.2. Conditions de calcul et résultats

Dans un premier temps a été réalisé un calcul dans les conditions mécaniques du process et thermiques suivantes :

- taux de réduction = 30 %
- vitesse de laminage = 4,17 $m.s^{-1}$
- glissement en avant = 2 %
- température d'émulsion = 43°C
- coefficient de convection de l'émulsion, $h_e = 2{,}12.10^3$ $W.m^{-2}.K^{-1}$ [TIE06][KHA04]
- résistance thermique de contact, $R_{TC} = 8.10^5$ $K.m^2.W^{-1}$ [BOU98]
- conductivité de l'acier (bande et cylindre) k = 50 $W.m^{-1}.K^{-1}$
- capacité thermique massique $c_p = 425$ $J.kg^{-1}.K^{-1}$
- masse volumique du cylindre $\rho = 7800$ $kg.m^{-3}$
- taux de l'énergie de déformation plastique transformée en chaleur $\eta = 0{,}90$ [TIE06]

Une température de contact au niveau de la bande de 94°C a été calculée au niveau de la sortie du contact (Figure 1-17) : l'ordre de grandeur de la fourchette de température entre 100°C et 160°C est retrouvée. La minimisation provient certainement des nombreuses hypothèses de ce modèle comme la non-prise en compte de la déformation des rugosités susceptible d'être une source de chaleur importante, l'hypothèse d'une température de cylindre initiale de 43°C plus faible que la température de la cage dans sa configuration établie.

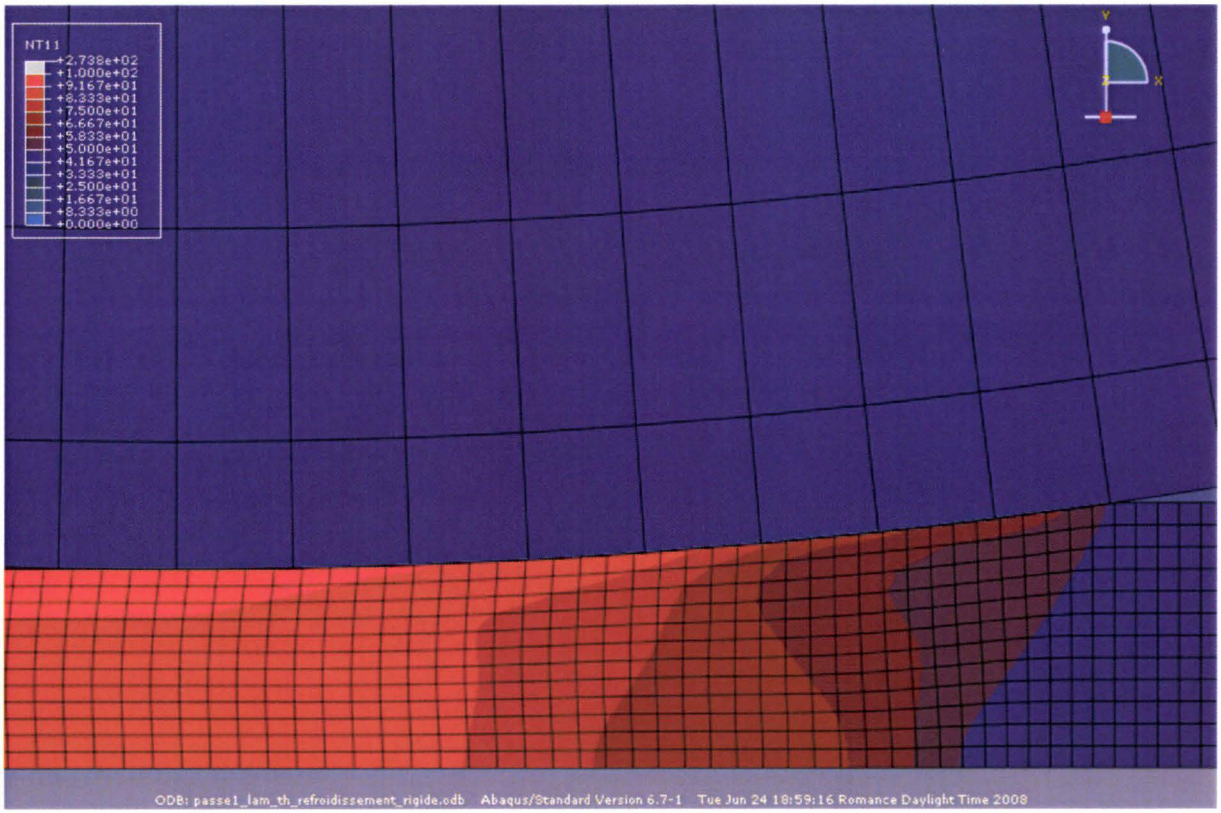


Figure 1-17 : Champ de température (en °C) dans la bande et le cylindre calculés par le modèle thermomécanique

Dans un second temps, des calculs ont été réalisés afin de valider le fait que la valeur de 160°C retrouvée sur les quelques études thermiques effectuées sur un laminage à froid « tandem » représente bien une borne supérieure de la température de contact. Effectivement, les conditions ne sont pas les mêmes que sur notre Sendzimir avec notamment des vitesses de laminage (et donc des vitesses relatives bande-cylindre) et des cylindres de travail plus grands. Deux autres calculs ont donc été réalisés dans les mêmes conditions que le premier, exceptées l'augmentation du rayon du cylindre (passage de 30 à 35 mm) pour l'un et l'augmentation de la vitesse relative pour l'autre (de 0,1 $m.s^{-1}$ à 1 $m.s^{-1}$) obtenue par augmentation de la vitesse de sortie de la bande. Comme prédit dans la section précédente, les deux cas donnent une augmentation de la température de bande en sortie de contact, avec une température calculée de 114°C pour l'augmentation du rayon et de 102°C pour l'augmentation de la vitesse relative (Figure 1-18).

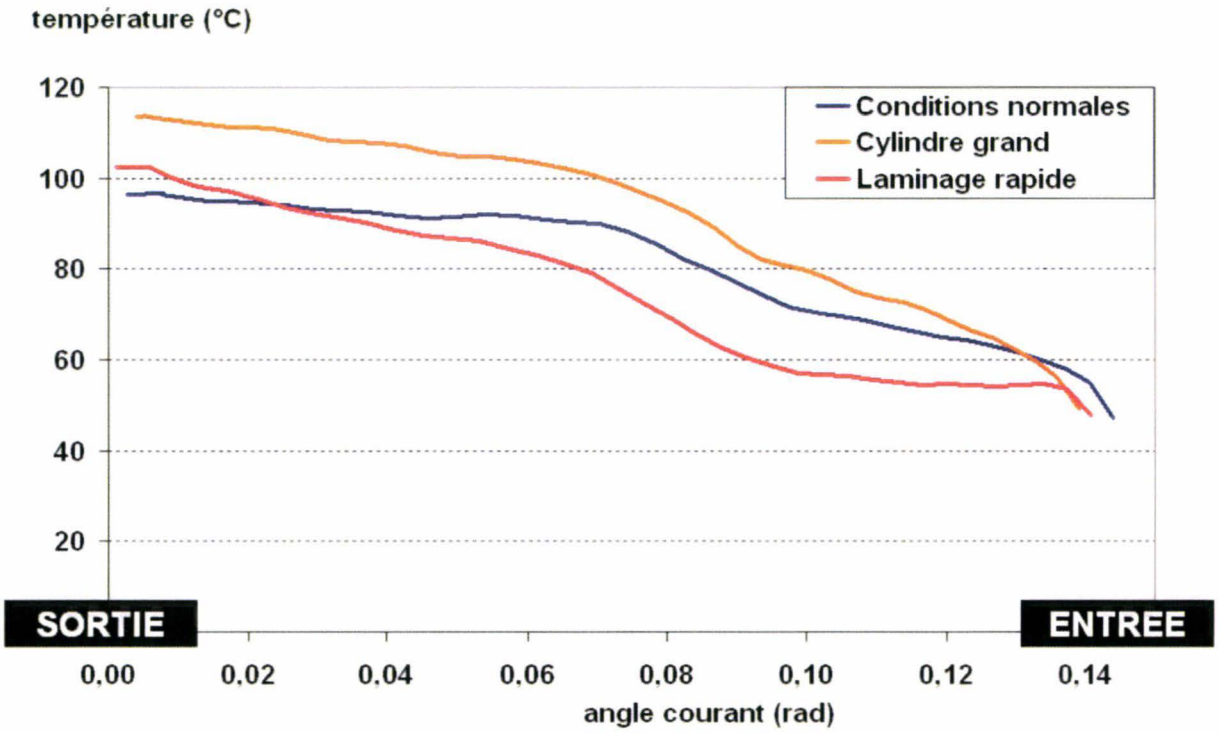


Figure 1-18 : La température dans l'emprise dans des conditions classiques de laminage, en augmentant le rayon du cylindre et en augmentant la vitesse de sortie de la bande

Concernant l'influence de la vitesse relative, la température de contact n'est supérieure que dans la zone de sortie de contact. En effet, l'augmentation de la vitesse de sortie de la bande implique une augmentation de la vitesse d'entrée de bande par la loi de conservation des débits. De plus, en amont du point neutre (en entrée), la vitesse du cylindre est supérieure à la vitesse de bande. A l'inverse, la vitesse de la bande est supérieure à celle du cylindre en aval du point neutre (sortie). Ainsi, plus la vitesse de bande sera élevée, plus elle sera proche de la vitesse du cylindre en amont du point neutre et plus elle sera éloignée de la vitesse du cylindre en aval du point neutre. La chaleur générée par frottement étant directement proportionnelle à la vitesse relative bande-cylindre, une vitesse de sortie de bande plus élevée (courbe rouge par rapport à la courbe bleue sur la Figure 1-18) implique une augmentation de la température de contact en sortie et une diminution en entrée.

L'important est de retenir que la température de sortie de bande augmente avec l'augmentation de la vitesse relative (et donc de la vitesse de laminage à glissement constant) et surtout par l'augmentation du rayon du cylindre (d'autant plus, que les calculs ont été effectués pour une faible augmentation de ce rayon comparée à la grande différence de tailles

des cylindres Sendzimir et tandem). Par conséquent cela confirme que la température maximale de 160°C estimée dans la bibliographie peut être considérée, de façon fiable, comme une borne maximale de la température de sortie du contact bande-cylindre étudié.

En conclusion de cette analyse thermique, par les effets de la déformation plastique et du frottement, la température de contact bande-cylindre est nettement supérieure à la température ambiante ou à celle de l'émulsion et doit être prise en compte, notamment pour son influence sur la lubrification. Ainsi, il a été établi que cette température doit se situer entre 100°C et 160°C. Compte tenu de l'influence du refroidissement par l'émulsion et des possibilités du moyen expérimental, une température de contact, au niveau de la bande, de 120°C est estimée et sera étudiée.

1.4 Synthèse

L'objectif de cette première partie est la caractérisation du contact dans le procédé de laminage à froid sur Sendzimir ZR 22-B. Tout d'abord, un modèle numérique a été développé : il permet de calculer de façon précise les caractéristiques mécaniques primordiales de l'emprise que sont les contraintes tangentielle et normale de contact ainsi que la déformation plastique. Ensuite, la lubrification a été définie : le film lubrifiant dans le contact n'est formé que d'huile et un régime de lubrification quasi-limite a été mis en évidence. Enfin, il a été établi que la thermique ne pouvait être négligée dans la caractérisation du contact du fait de l'influence de la température de contact sur le comportement du lubrifiant notamment en régime limite. Cette température d'interface se situe donc entre 100°C et 160°C : une température de contact au niveau de la bande de 120°C sera étudiée.

La caractérisation du contact établie, il s'agit maintenant de reproduire expérimentalement ces conditions industrielles afin de mieux appréhender tous les phénomènes de contact. C'est pourquoi, un nouveau protocole d'essais expérimentaux a été conçu pour répondre à ces exigences. Il s'appuie sur l'Upsetting Rolling Test adapté aux nouveaux besoins. Les modifications de ce moyen d'essai et les nouveaux protocoles expérimentaux sont le sujet de la seconde partie.

PARTIE 2 :

L'URT : un outil expérimental de reproduction des conditions de contact industrielles

L'étude du contact bande-cylindre directement sur site industriel où on est soumis aux impératifs de production est compliquée à mettre en oeuvre. Il y est effectivement difficile de s'écarter des conditions usuelles de laminage et d'analyser tel ou tel paramètre. Non seulement cela occasionnerait des risques de non-qualité, voire même d'incidents de laminag,e mais en plus le laminoir n'est pas aussi modulable que peut l'être un moyen d'essai : il serait quasi-impossible d'étudier l'influence de chaque paramètre indépendamment les uns des autres. Il faut donc s'en remettre à l'utilisation d'un banc d'essai expérimental. Des outils tribologiques comme le tribomètre Cameron-Plint ou le test quatre billes ont été conçus [ZAN91][LAU99] mais ils ne reproduisent pas du tout les caractéristiques du laminage (géométrie, matériaux en contact, pression, température, glissement, déformation plastique). Le test de compression d'une bande entre deux poinçons [GAY90][MON-DEL00] reproduit la déformation plastique de la bande en laminage à froid mais souffre de deux désavantages : les vitesses de glissement sont très faibles et les mécanismes de lubrification ne sont pas reproduits [MON-DEL00]. Enfin, il existe des laminoirs pilotes qui peuvent reproduire les conditions de contact voulues mais ils sont extrêmement chers. Pour toutes ces raisons, l'Upsetting Rolling Test (URT) a été conçu il y a quelques années au sein du LAMIH [DEL01]. Dans un premier temps ce banc d'essai original permettait essentiellement la reproduction des conditions mécaniques de contact et a permis des avancées scientifiques et industrielles importantes dans le domaine du laminage à froid par Sendzimir. Dans le cadre des nouveaux objectifs de ma thèse, notamment la reproduction de toutes les conditions de contact définies en première partie, ce banc a récemment subi de profondes modifications et un nouveau protocole d'essai a été mis en place.

2. L'Upsetting Rolling Test : un outil expérimental de reproduction des conditions de contact industrielles

2.1 L'URT par rapport aux nouveaux objectifs : principe et état des lieux

L'objectif de cette section est tout d'abord de présenter le fonctionnement global et notamment la cinématique de l'URT : cette dernière est un des éléments qui a peu évolué depuis 2001 (Figure 2-1c). La méthodologie développée par Deltombe ainsi que quelques unes des avancées apportées sont ensuite rappelées [DEL01]. Enfin, l'état des lieux du banc d'essai par rapport aux nouveaux besoins est réalisé afin de dégager les modifications nécessaires à apporter (Figure 2-1b et d).

2.1.1 La cinématique [DEL01]

L'URT peut s'installer sur n'importe quelle machine de traction standard (Figure 2-1). Une partie fixe {9} composée de l'éprouvette expérimentale ainsi que de son support {0, 4} est solidaire du bâti de la machine de traction (Figure 2-1a). Toutes les éprouvettes {0}, directement usinées à partir d'échantillons industriels décapés, sont de forme parallélépipédique d'épaisseur, non retouchée, de 2,5 mm, la valeur industrielle la plus courante avant la première passe. La largeur de l'éprouvette vaut, quant à elle, environ 10 mm et le laminage expérimental s'effectue sur une longueur d'environ 35 mm. La vitesse industrielle de la bande est donc simulée expérimentalement par une vitesse de translation du cylindre {7}, V_s^* (Figure 2-2). Ce dernier est en effet intégré à une partie mobile {1 2 3 5 6 7 8} reliée à la traverse de la machine de traction via un support instrumenté {2} qui permet la mesure de l'effort normal, F_n^* pendant l'essai (Figure 2-2). L'effort tangentiel, F_t^*, est également mesuré par la cellule force de la machine de traction. Le mouvement de rotation du cylindre, ω^*, est assuré par un ensemble motoréducteur relié à l'arbre du cylindre par une chaîne. Ainsi, le glissement en avant, G_{av}^*, est parfaitement maîtrisé. Le taux de réduction, p^*, se règle par la butée {1} qui peut faire glisser le capteur {2} et donc le cylindre {7}.

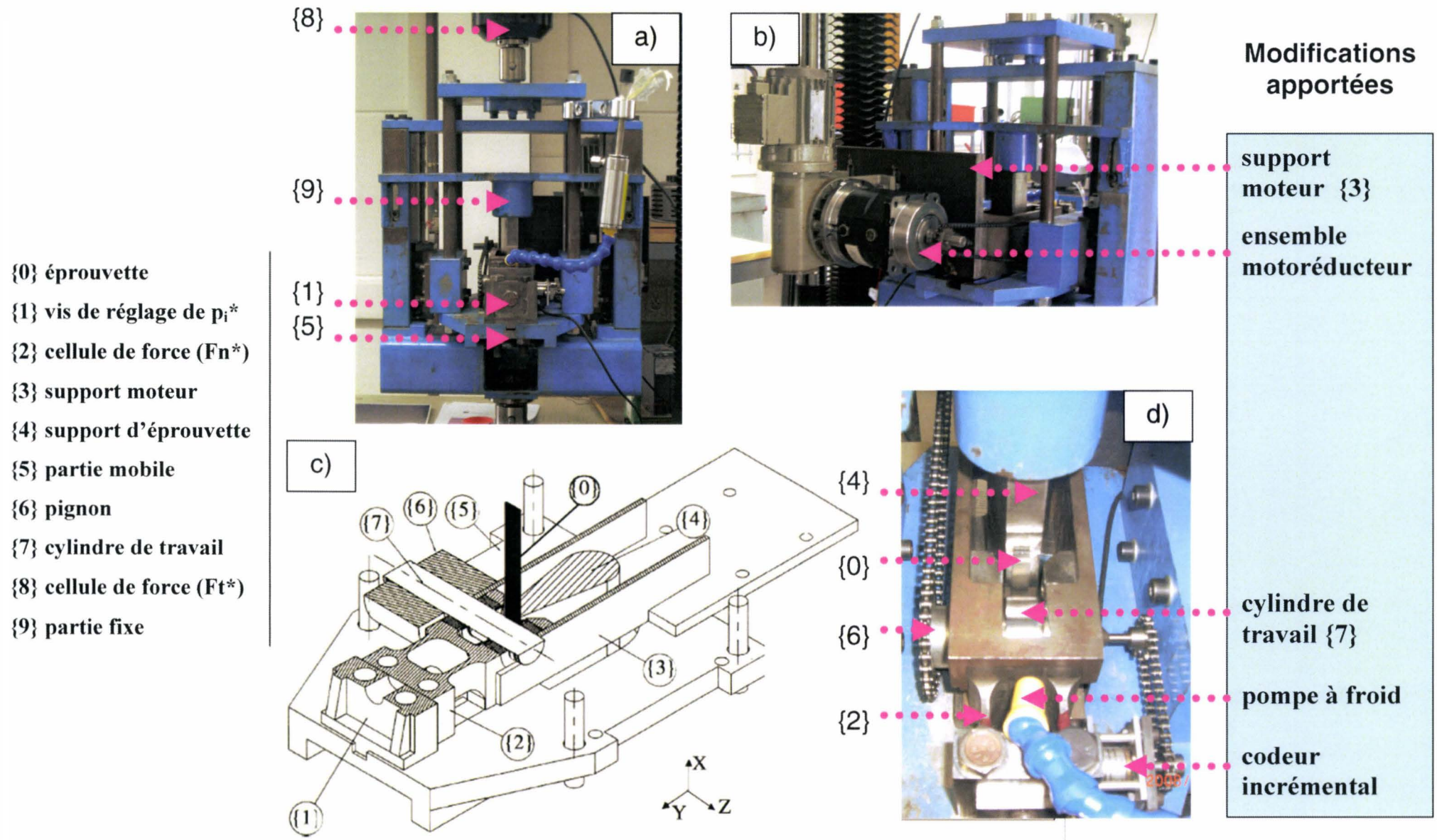
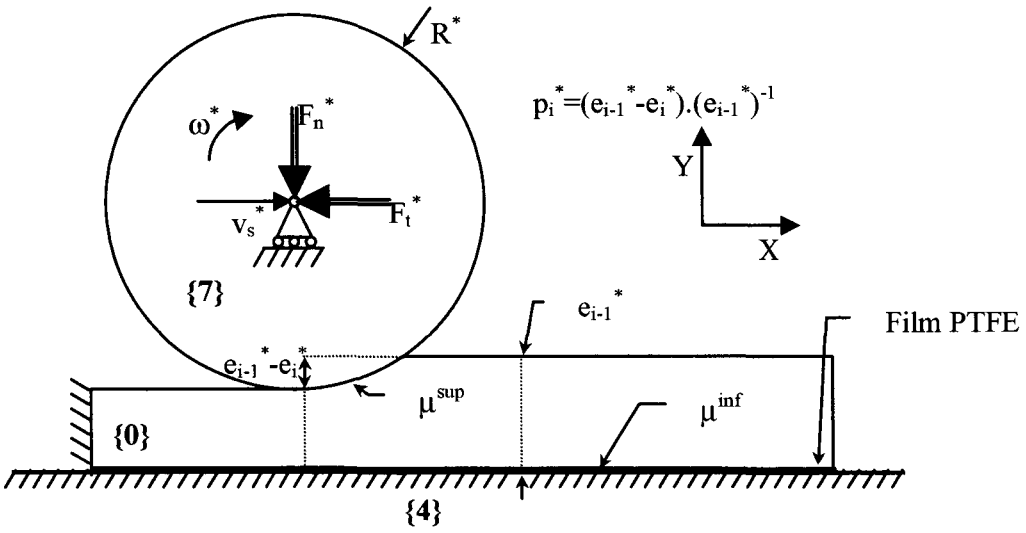


Figure 2-1 : L'URT a) actuel de face sur la machine de traction b) actuel de derrière c) représentation de l'URT en 2001 [DEL01] d) zoom sur la zone de contact (aujourd'hui)



ω^* : vitesse de rotation du cylindre
V_s^* : vitesse de translation du cylindre
p_i^* : taux de réduction appliquée à l'éprouvette de tôle
e_{i-1}^* : épaisseur de l'éprouvette avant la passe
e_i^* : épaisseur de l'éprouvette après la passe
F_n^*, F_t^* : efforts normal, tangentiel mesurés au cours de l'essai
μ_{inf} : coefficient de frottement éprouvette – support d'éprouvette
μ_{sup} : coefficient de frottement éprouvette – cylindre

Figure 2-2: Paramètres de pilotage et de sortie de l'URT [DEL01]

2.1.2 L'URT face aux nouveaux objectifs scientifiques

Sur la base de l'URT, une méthodologie expérimentale a été développée en 2001 [DEL01]. Son objectif est de reproduire au plus proche les conditions industrielles de contact afin, entre autres, d'analyser les niveaux de contraintes dans l'emprise, les niveaux de pollution en fines de fer sur tôle (appelées dans ce mémoire quantité de résidus ferreux abrasés)...

2.1.2.1. La méthodologie [DEL01]

La lubrification était initialement réalisée par une émulsion industrielle (même huile, même concentration dans l'eau et même température de bain). Il est important de rappeler que côté support d'éprouvette, un film de polytétrafluoréthylène (PTFE) est appliqué sur ce support {4} pour limiter et maîtriser le frottement éprouvette – support (μ_{inf} sur la Figure 2-2). D'un

point de vue mécanique, les éprouvettes et le cylindre expérimentaux ont été tout d'abord usinés directement à partir de matériel industriel. Il est néanmoins important de préciser que lors de la conception de l'URT le cylindre expérimental était à l'échelle 1:2.

Ensuite, pour s'assurer de la bonne reproduction des caractéristiques mécaniques, une méthodologie d'identification des paramètres de réglage expérimentaux a été mise en place. Son objectif est d'ajuster le glissement en avant, G_{av}^* et le taux de réduction expérimentaux, p^* pour que les caractéristiques mécaniques du contact éprouvette – cylindre soient les plus proches possibles des conditions bande – cylindre du procédé industriel. En effet, la valeur de ces paramètres de réglage expérimentaux ne correspond pas forcément à la valeur de ces mêmes paramètres au niveau industriel où la bande est laminée entre deux cylindres, à l'échelle 1 qui plus est.

Cette méthodologie se déroule en trois étapes :

1) analyse du comportement à la déformation plastique de la bande décapée pour connaître la rhéologie de l'acier entrant au laminoir : à partir d'essais de traction, les paramètres de la loi de Ludwick sont déterminés.

2) analyse des caractéristiques mécaniques du contact bande – cylindre du procédé industriel à l'aide de la simulation par éléments finis définie dans la section 1.1. Les paramètres de pilotage de la simulation que sont le glissement en avant, G_{av} et le taux de réduction, p sont mesurés directement sur site.

3) détermination des paramètres de réglage de l'URT, G_{av}^* et p^* à l'aide de la simulation numérique du test pour être expérimentalement représentatif des conditions industrielles de contact. Il a été établi [DEL01] que les caractéristiques mécaniques prépondérantes à reproduire sont la déformation plastique et la contrainte normale au point neutre (zone primordiale dans la caractérisation du laminage [SCH83]). La troisième caractéristique est évidemment la déformation plastique finale de la bande puisqu'elle caractérise l'état de déformation de la bande avant la passe de laminage. Il est important de noter que la simulation numérique (Figure 2-3) du test possède les mêmes caractéristiques que la simulation du procédé industriel étudiée en partie 1 (maillage, gestion de contact, prise en compte de l'élasticité du cylindre et du support d'éprouvette).

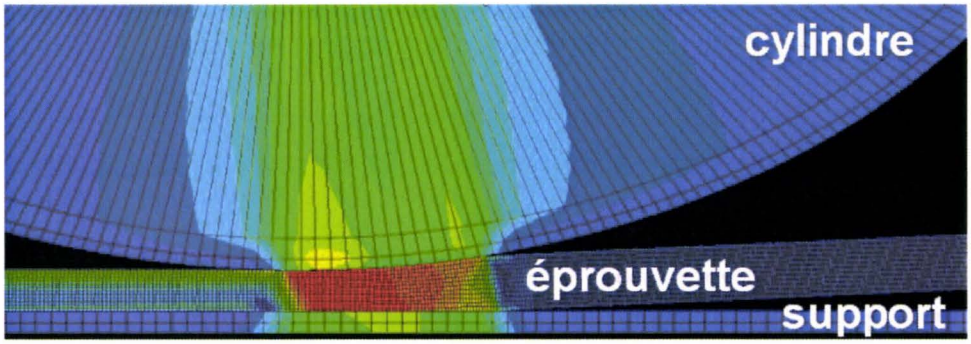


Figure 2-3: Modèle numérique de l'URT

Enfin, une fois les paramètres de pilotage identifiés, les essais URT peuvent être réalisés. Avec les mesures simultanées des efforts tangentiel et normal, les coefficients de frottement μ_{inf} et μ_{sup} sont calculés par une identification inverse plus amplement expliquée en section 2.2. De plus, les fines de fer sur éprouvette et sur cylindre sont récupérées par un chiffon imbibé d'alcool. Les quantités correspondantes sont ensuite mesurées après passage à la spectrométrie de masse d'une solution d'acide mélangée aux fines de fer ramassées. La méthode de quantification du fer est plus amplement discutée dans [DEL01]. Enfin l'état de surface de l'éprouvette peut être analysée au microscope électronique à balayage.

2.1.2.2. Les premières avancées [DEL01]

Ainsi, ces premières années d'utilisation du moyen d'essai ont apporté des avancées scientifiques et industrielles significatives. En voici une liste non exhaustive [DEL01] :

- aide à la conduite du laminoir par la mise en évidence de la sensibilité des paramètres mécaniques comme le glissement en avant aux paramètres de pilotage (tractions), tribologiques (coefficient de frottement bande – cylindre) et rhéologiques (comportement de l'acier laminé) du laminoir
- augmentation de la productivité par la mise en place de schémas de laminage modifiés (suppression de la 5ème passe pour certains formats de bande) à l'aide de l'analyse mécanique de l'emprise
- mise en évidence des acteurs agissant sur le mécanisme de production des résidus ferreux comme le glissement en avant, le taux de réduction, la méthode d'application et la quantité de lubrifiant ou encore la réversibilité du laminage.

2.1.2.3. Les perspectives d'évolution de l'URT

Si la reproduction des conditions mécaniques a été largement validée, quelques questions, d'ailleurs soulignées dans les perspectives issues des travaux de l'équipe de recherche en 2001, sont néanmoins restées en suspens [DEL01]. La principale concerne la parfaite reproduction expérimentale du régime de lubrification industriel [DEL01]. Certes les propriétés propres à l'émulsion (concentration d'huile, température de bain) sont représentatives du cas industriel, mais l'alimentation du contact ne l'est pas. En effet, une des raisons principales concerne la vitesse expérimentale de laminage qui n'est pas du même ordre de grandeur que la vitesse industrielle (0,1 m/min contre 500 m/min environ). Le débit expérimental d'émulsion dépendant directement de la vitesse expérimentale [DEL01], il n'est donc pas du même ordre de grandeur que le débit industriel. De plus, l'épaisseur du film lubrifiant dépend fortement de la vitesse de laminage [KOS07] [YAN97]. A cela s'ajoute l'influence potentielle de l'utilisation d'un cylindre deux fois plus petit. Or la compréhension de l'ensemble des phénomènes de contact du procédé étudié nécessite l'analyse précise des aspects de lubrification et d'usure spécifiques à ce procédé. Il faut donc s'assurer que l'URT reproduise au plus proche l'ensemble des conditions de contact industrielles définies lors de la première partie et notamment le régime de lubrification. C'est pourquoi un nouveau protocole d'essai a été mis en place.

2.2 La reproduction des conditions de contact : un nouveau protocole d'essai

L'optimisation de l'URT s'est concentrée sur plusieurs points (Figure 2-1b et Figure 2-1d). Tout d'abord, le cylindre expérimental est désormais une tranche de cylindre de travail industriel : l'échelle du contact est donc 1 : 1. La mesure du glissement en avant a été fiabilisée via l'instrumentation du cylindre par un codeur incrémental. D'un point de vue lubrification, un protocole expérimental a été développé pour reproduire le régime quasi-limite ainsi qu'un moyen de chauffe pour simuler la température de contact prépondérante dans le comportement du lubrifiant [BOE98][RIS05].

2.2.1 Passage à l'échelle 1 : 1

L'utilisation d'une tranche de cylindre industriel à l'échelle 1 : 1 assure la reproduction des matériaux et des rugosités en contact. Néanmoins, le changement d'échelle n'est pas trivial et ne s'est pas résumé à une simple modification de l'arbre soutenant le cylindre.

2.2.1.1. La reproduction des caractéristiques mécaniques

Tout d'abord, cette augmentation de rayon entraîne une modification des pressions et cissions de contact. La Figure 2-4 compare, pour chacun des deux rayons (r = 15mm et r = 30mm), l'évolution de ces contraintes le long de l'emprise calculées à l'aide du modèle numérique développé en première partie. Les deux calculs sont réalisés dans les conditions d'une première passe de laminage industriel (G_{av} = 2% et p = 24,8 %).

D'un côté, il est vrai que le rayon influe peu sur la valeur des différentes contraintes moyennées sur toute l'emprise. De l'autre côté, son évolution en fonction de l'angle courant y est différente et le point neutre s'éloigne de l'entrée avec l'augmentation du rayon. Cela implique une nette différence des caractéristiques mécaniques au point neutre. La Figure 2-4 montre une augmentation de la contrainte normale de 25 % lors du passage à un rayon de 30 mm.

Ainsi la contrainte normale expérimentale au point neutre vaut :

- pour r = 15 mm, σ^{pn*} = 500 MPa
- pour r = 30 mm, σ^{pn*} = 630 MPa

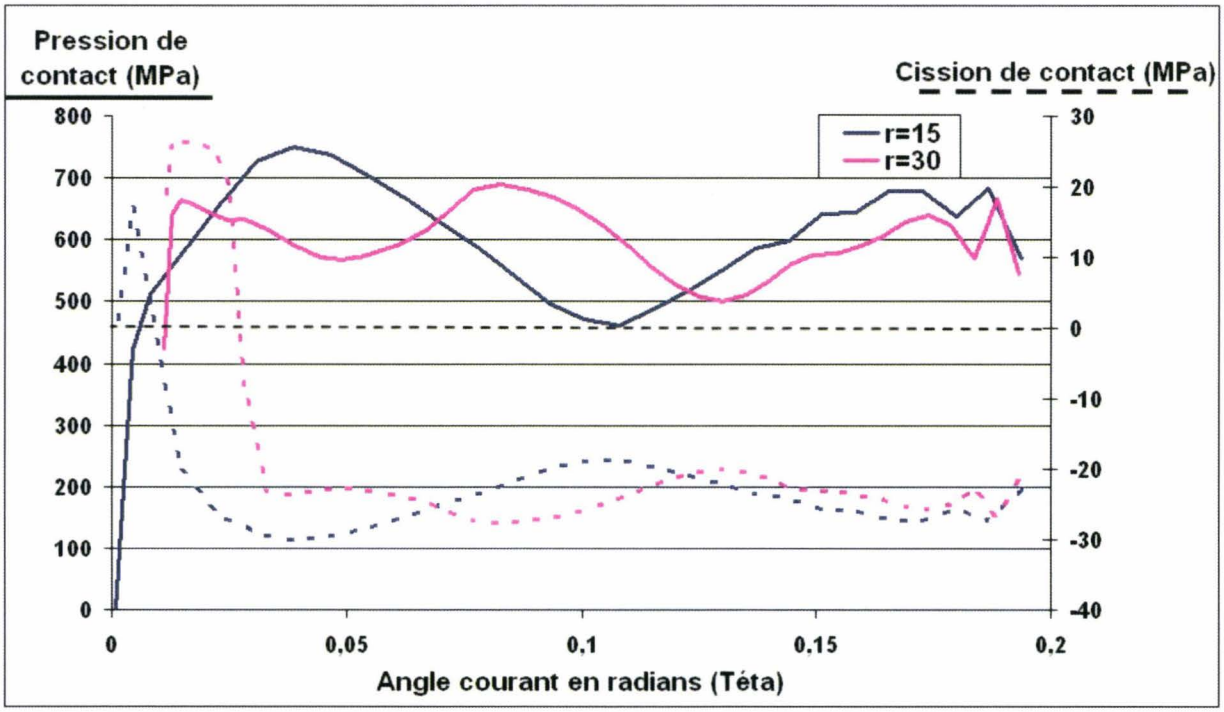


Figure 2-4: Evolution des contraintes de contact le long de l'emprise

Or une partie de la méthodologie de reproduction des conditions mécaniques présentée dans la section 2.1.2. repose sur le recalage des caractéristiques mécaniques à ce point neutre. Pour s'assurer de la bonne reproduction des conditions mécaniques, il s'agit donc d'appliquer à nouveau cette méthodologie, mais dans le cas d'un rayon de cylindre expérimental de 30 mm. L'analyse s'est portée sur les deux premières passes.

A l'aide de la simulation du procédé pilotée avec le glissement en avant, G_{av}^{i} (i représentant le numéro de la passe), et le taux de réduction relevé sur site, p^{i}, la première étape consiste à définir les caractéristiques du contact industriel que sont la déformation plastique équivalente finale, ε_p^{f}, au point neutre, ε_p^{pn}, et la pression de contact à ce même point, σ^{pn}. Ensuite, la simulation numérique de l'URT est effectuée en utilisant le même glissement en avant (G_{av}^{i}) et en ajustant le taux de réduction, p^{*}, pour obtenir la même déformation plastique équivalente

finale (Tableau 2-1). On rappelle que lorsque les indicateurs, G_{av} et p, sont suivis du symbole *, cela signifie qu'il est question des valeurs expérimentales de ces indicateurs.

Il s'avère en fait que, quelle que soit la passe, le taux de réduction expérimental équivaut au taux de réduction industriel :

$$p^i = p^{i*}$$

Passe 1	Gav = Gav* = 1 %	
	Process : p_1 = 25 %	URT p_1^* = 25 %
σ^{pn} (Mpa)	632	590
ε_p^{pn} (%)	40	40,5
ε_p^f (%)	**40,5**	**40,7**
Passe 2	Gav = Gav* = 3,5 %	
	Process : p_2 = 28 %	URT p_2^* = 28 %
σ^{pn} (Mpa)	775	830
ε_p^{pn} (%)	77,6	77,7
ε_p^f (%)	**81,1**	**80,9**

Tableau 2-1 : Ajustement du taux de réduction expérimental

La seconde étape consiste à ajuster le glissement en avant pour que les caractéristiques expérimentales au point neutre soient au plus proche du cas industriel (Tableau 2-2). Au niveau industriel, la moyenne du glissement en avant des deux premières passes a été effectué sur un grand nombre de bobines :

- **G_{av}^1 = 1 %**
- **G_{av}^2 = 3,5 %**

Gav¹ = 1 % - Passe 1		
	σ_{pn}	ε_{pn}
Process	**632**	**40**
Gav* = 1,5 %	624	40,4
Gav* = 2 %	**617**	**39,7**
Gav* = 2,5 %	626	39
Gav* = 3 %	673	38,5
Gav* = 3,5 %	670	38

Gav² = 3,5 % - Passe 2		
	σ_{pn}	ε_{pn}
Process	**775**	**78,6**
Gav* = 1,5 %	881	80,4
Gav* = 2 %	848	79,5
Gav* = 2,5 %	822	79,1
Gav* = 3 %	**819**	**78,6**
Gav* = 3,5 %	830	77,7
Gav* = 5 %	845	76,6

Tableau 2-2: Ajustement du glissement en avant

Pour chacune des deux passes, si l'on veut reproduire les caractéristiques, le glissement en avant doit valoir :

- $G_{av}^{1*} = 2\ \%$
- $G_{av}^{2*} = 3\ \%$

Les valeurs des deux paramètres de réglage désormais connues, il s'agit ensuite de pouvoir appliquer ces valeurs sur le banc d'essai. En ce qui concerne le réglage du taux de réduction par la vis de réglage, aucun problème majeur n'est survenu après le changement d'échelle. Par contre, la maîtrise du glissement en avant est devenue quant à elle plus complexe.

2.2.1.2. La maîtrise du glissement en avant

En effet, l'augmentation du rayon induit une augmentation des valeurs de l'effort normal et du couple générés. Effectivement, les Eq. 2-1, Eq. 2-2 et Eq. 2-3 montrent leur dépendance directe au rayon :

$$Ft^* = R.\int_0^{\alpha}(\sigma(\theta).\sin(\theta)+\tau(\theta).\cos(\theta)).d\theta$$

Eq. 2-1

$$Fn^* = R.\int_0^{\alpha}(\sigma(\theta).\cos(\theta)+\tau(\theta).\sin(\theta)).d\theta$$

Eq. 2-2

$$C^* = -R.\int_0^{\varphi}\tau(\theta).d\theta + R\int_{\varphi}^{\alpha}\tau(\theta).\sin(\theta)$$

Eq. 2-3

- *α : angle d'attaque*
- *φ : position angulaire du point neutre*
- *θ : position angulaire courante*
- *F_t^* : effort tangentiel appliqué au cylindre*
- *F_n^* : effort normal appliqué au cylindre*
- *C^* : couple appliqué au cylindre*

La sensibilité de ces valeurs au rayon du cylindre de l'URT est représentée dans le Tableau 2-3. Les différentes valeurs sont tirées des mêmes calculs numériques dont la Figure 2-4 est issue. Les efforts et le couple correspondent à une largeur de bande laminée d'1 m. Il est important de noter que l'erreur de calcul de ces valeurs de forces et de couple est très négligeable par rapport aux variations de ces valeurs dues à l'augmentation du rayon (le rayon du cylindre et la position du point neutre étant connus très précisément).

$p^* = 25\ \%$; $G_{av}^* = 2\ \%$	F_t^* (kN) *Eq. 4*	F_n^* (kN) *Eq. 5*	C^* (kN.m) *Eq. 6*
r = 15 mm	**112,5**	**1960**	**1,09**
r = 30 mm	**102**	**2840**	**2,32**

Tableau 2-3: sensibilité des efforts et du couple générés sur l'URT au rayon du cylindre utilisé

L'augmentation très nette du couple (plus du double) implique que tous les composants de la transmission de la rotation du cylindre, depuis le moteur jusqu'au pignon, doivent pouvoir supporter cette charge supplémentaire tout au long de l'essai URT.

Celui-ci peut se décomposer en trois étapes (Figure 2-5):

a) Le cylindre commence sa translation-rotation et pénètre petit à petit dans l'éprouvette lors du passage de la marche d'escalier : les efforts augmentent et le glissement en avant diminue (le couple à fournir à l'arbre du cylindre augmente et le moteur n'arrive plus à suivre). L'utilisateur doit commencer à augmenter la puissance fournie au moteur pour compenser cette baisse de vitesse et garder un glissement constant.

b) C'est la phase stable et interprétable : c'est la zone de travail de l'essai où l'éprouvette est laminée. Les efforts doivent être stables ainsi que le glissement en avant pour pouvoir identifier facilement le coefficient de frottement à partir de ces trois données expérimentales. La régulation se fait manuellement en jouant sur la vitesse du moteur, c'est-à-dire sur la vitesse de rotation du cylindre. Elle doit donc être suffisamment rapide pour obtenir une valeur stable du glissement sur la plus grande longueur de laminage possible.

c) le cylindre arrive en fin de contact et les efforts diminuent

.

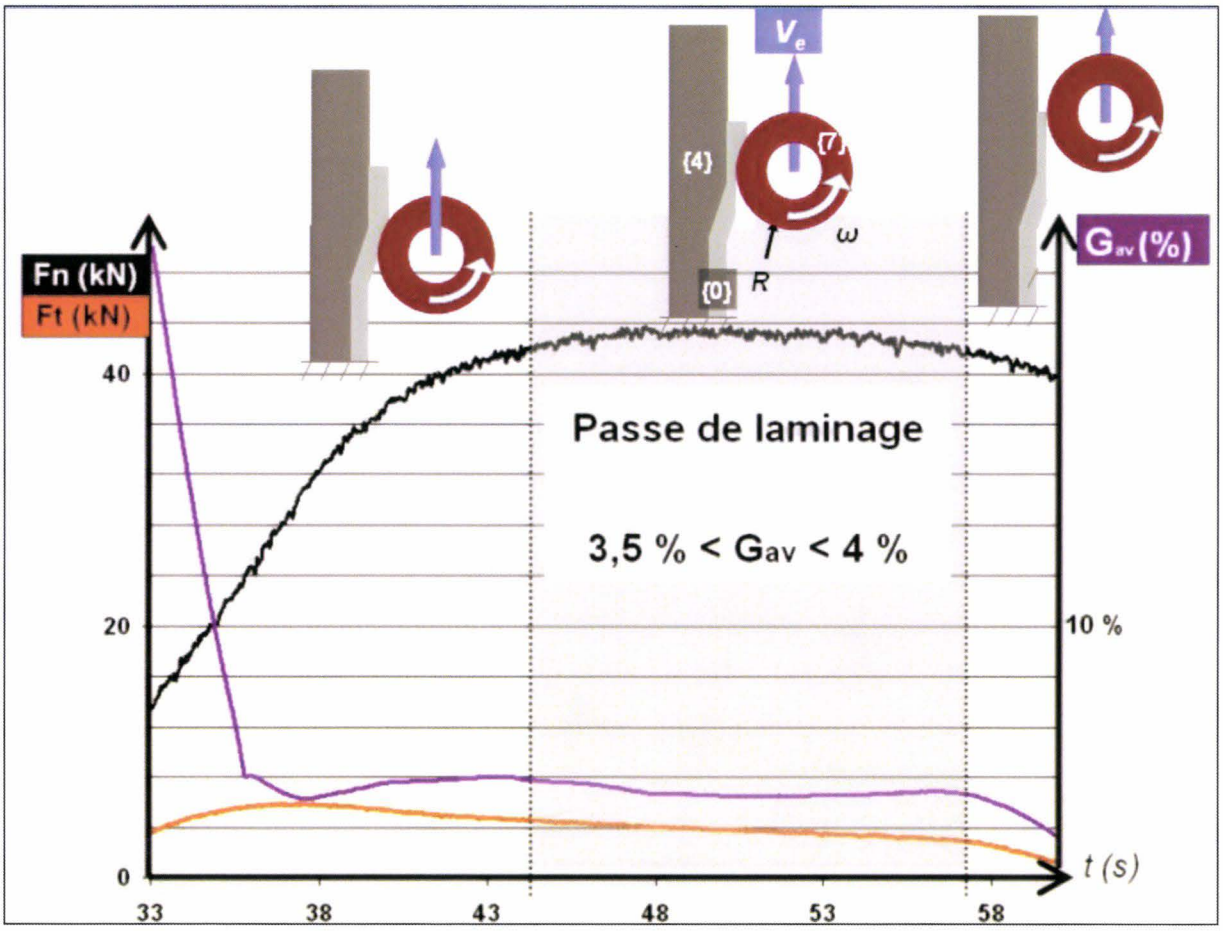


Figure 2-5: Enregistrement des données expérimentales pendant les phases du test

Initialement, le glissement en avant était contrôlé en mesurant la vitesse de sortie du moteur par un tachymètre placé à ce niveau [DEL01]. En cas de transmission de la rotation parfaite, il est aisé de déduire une relation constante et simple entre la mesure du tachymètre et la vitesse réelle de rotation du cylindre. Mais l'augmentation du couple a pour conséquence d'amplifier les phénomènes de tension et détente de chaîne et de déformation globale du système, notamment au niveau du passage de la marche où les efforts sont maximaux. Ainsi, la relation entre la vitesse de rotation mesurée en sortie de moteur et la vitesse réelle de rotation du cylindre évolue au fil de l'essai et cette dernière ainsi que le glissement en avant deviennent inconnus. Sans une valeur expérimentale fiable du glissement, il est impossible de certifier la bonne reproduction des caractéristiques mécaniques et par la suite d'identifier les différents coefficients de frottement.

La solution adoptée a été de relier un codeur incrémental à l'arbre porteur du cylindre via une chaîne (Figure 2-5). Ce codeur donne en sortie un signal à impulsion dont la fréquence est

proportionnelle à la vitesse de rotation de son arbre. Pour mesurer une tension proportionnelle à la vitesse de rotation, plus facile à traiter, la fréquence de sortie du codeur est transmise à un convertisseur. De plus, le montage et la conception du codeur permettent de n'avoir quasi aucun effort à transmettre par la chaîne. Sa tension reste donc quasi-identique : la proportionnalité entre la tension électrique mesurée par l'ensemble codeur-convertisseur et la vitesse réelle de rotation du cylindre est constante durant tout l'essai. A partir de là, le coefficient de proportionnalité est facilement identifié en laissant tourner le cylindre à vide et à vitesse constante connue.

Ainsi sont mesurés simultanément, pendant l'essai, les efforts et le glissement en avant (Figure 2-5). Ces paramètres expérimentaux peuvent ensuite être moyennées sur l'ensemble de la zone stable. Ces trois valeurs moyennes, avec leur écart-type, ainsi que le taux de réduction mesuré après chaque essai permettent d'alimenter le modèle numérique de l'essai et de calculer, de façon inverse les coefficients de frottement expérimentaux.

2.2.1.3. Le calcul des coefficients de frottement

En effet, à partir de simulations numériques, Deltombe a montré que les efforts expérimentaux dépendent des coefficients de frottement supérieur et inférieur, du glissement en avant et du taux de réduction [DEL01].

Soit sous forme matricielle (Eq. 2-4) :

[effort] = [coefficient] • [paramètres]

$$\begin{bmatrix} {}^{n}F_{t}^{*} \\ {}^{n}F_{n}^{*} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A^{t} & \cdots\cdots & P^{t} \\ A^{n} & \cdots\cdots & P^{n} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 \\ \mu_{\sup} \\ \vdots \\ p_{1}^{*}.G_{av}^{*}.\mu_{\inf} \\ p_{1}^{*}.G_{av}^{*}.\mu_{\sup}.\mu_{\inf} \end{bmatrix}$$

[2x1] [2x16] [16x1]

Eq. 2-4

La première étape est de déterminer la matrice coefficient, soit 32 inconnues à déterminer. Le modèle numérique de l'URT nous fourni pour un cas de paramètres donné $\{\mu_{sup}(i)$; $\mu_{inf}(i)$; $G_{av}(i)$; $p_1(i)\}$ les deux efforts numériques F_t (i) et F_n (i) correspondant. Cela revient, si l'on reporte cela sur l'équation matricielle, (Eq. 2-4), à 2 équations et 32 inconnues. Il faut donc reproduire ce calcul sur 16 cas de paramètres d'essai pour obtenir 32 équations et 32 inconnues et ainsi pouvoir déterminer la matrice coefficient. Cela donne l'équation matricielle suivante (Eq. 2-5) :

[effort2] = [coefficient] [paramètres2]

$$\begin{bmatrix} F_t(1) \ldots\ldots F_t(16) \\ F_n(1) \ldots\ldots F_n(16) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A^t & \ldots\ldots & P^t \\ A^n & \ldots\ldots & P^n \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} 1 & \ldots\ldots\ldots\ldots & 1 \\ \mu_{sup}(1) & \ldots\ldots\ldots\ldots & \mu_{sup}(16) \\ \vdots & \ldots\ldots\ldots\ldots & \vdots \\ p_1^*(1).G_{av}^*(1).\mu_{inf}(1) & \ldots\ldots\ldots\ldots & p_1^*(16).G_{av}^*(16).\mu_{inf}(16) \\ p_1^*(1).G_{av}^*(1).\mu_{sup}(1).\mu_{inf}(1) & \ldots\ldots\ldots\ldots & p_1^*(16).G_{av}^*(16).\mu_{sup}(16).\mu_{inf}(16) \end{bmatrix}$$

[2x16] [2x16] [16x16]

Eq. 2-5

Pour obtenir les 16 cas de calcul, on choisit les extrema d'essais de chacun des paramètres et on croise tous les cas de figures (2^4 = 16). A titre d'exemple, dans le cas d'une première passe :

- μ_{sup} = [0,02 ; 0,06]
- μ_{inf} = [0,03 ; 0,07]
- G_{av}^* = [0,01 ; 0,03]
- p_1^* = [0,25 ; 0,29]

Chaque intervalle de paramètre doit être de telle sorte, qu'entre ses bornes, la variation des efforts calculés par rapport à ce paramètre puisse être considérée comme linéaire (les trois autres paramètres étant fixés).

Les matrices [paramètres2] et [effort2] de l'Eq. 2-5 sont entrées dans un programme Matlab et la matrice [coefficient] est ensuite calculée. Cette dernière est reportée dans l'équation matricielle (Eq. 2-4). Cela nous donne 2 équations non linéaires avec les deux inconnues μ_{sup}

et μ_{inf} que l'on peut résoudre via une méthode de minimisation type Newton-Raphson. Cette méthode est programmée à la suite du calcul de la matrice [coefficient].
Ainsi, le calcul des deux coefficients de frottement expérimentaux peut être immédiatement effectué après chaque essai. Il suffit, avant de lancer le programme, de rentrer en début de fichier le glissement en avant, et les efforts tangentiel et normal expérimentaux relevés (Figure 2-5) ainsi que le taux de réduction mesuré lors de cet essai.

Il est important de rappeler que pour que le calcul des coefficients de frottement soit pertinent, il faut que l'influence de ceux-ci sur les paramètres expérimentaux de sortie que sont les efforts normaux et tangentiels soient largement supérieurs à l'incertitude de mesure de ces efforts. En effet, dans le cas contraire, l'incertitude de calcul de ces coefficients sera de l'ordre de leur valeur calculée ce qui ne peut être exploitable.
Or, il s'avère que lorsque le glissement augmente, l'influence du coefficient de frottement supérieur sur l'effort tangentiel, c'est-à-dire la pente de la courbe $Ft^*(\mu_{sup}^*)$, diminue fortement (Figure 2-6).
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 $Ft^*(\mu_{sup}^*)$ diminue.
Lorsque le point neutre se place au milieu de l'emprise, c'est-à-dire lorsque la droite $Ft^*(\mu_{sup}^*)$ est horizontale (glissement compris entre 10% et 13% d'après la Figure 2-6), les deux zones se compensent totalement et l'effort tangentiel ne dépend plus du coefficient de frottement. Si le glissement augmente encore, le point neutre se déplace encore vers l'entrée et la zone d'entraînement devient plus courte que la zone frein : le frottement bande-cylindre n'est plus moteur mais frein.
Par conséquent, en ce qui concerne le contact étudié, c'est-à-dire pour de faibles glissements (lorsque le frottement est moteur), il s'agit de savoir jusqu'à quel glissement le calcul des coefficients de frottement est pertinent par rapport à l'incertitude de mesure de l'effort tangentiel (+/- 0,025 kN). En effet, plus la pente de la courbe $Ft^*(\mu_{sup}^*)$ est faible (c'est-à-dire plus le glissement est fort), plus l'incertitude de calcul du coefficient de frottement résultante de l'incertitude de mesure de F_t^* sera fort. L'analyse a été effectuée pour une gamme de glissement comprise entre 5% et 10% et il s'avère que, jusqu'à un glissement de 8%, le

calcul du coefficient de frottement est pertinent (à +/- 0,003 pour des valeurs comprises entre 0,03 et 0,1).

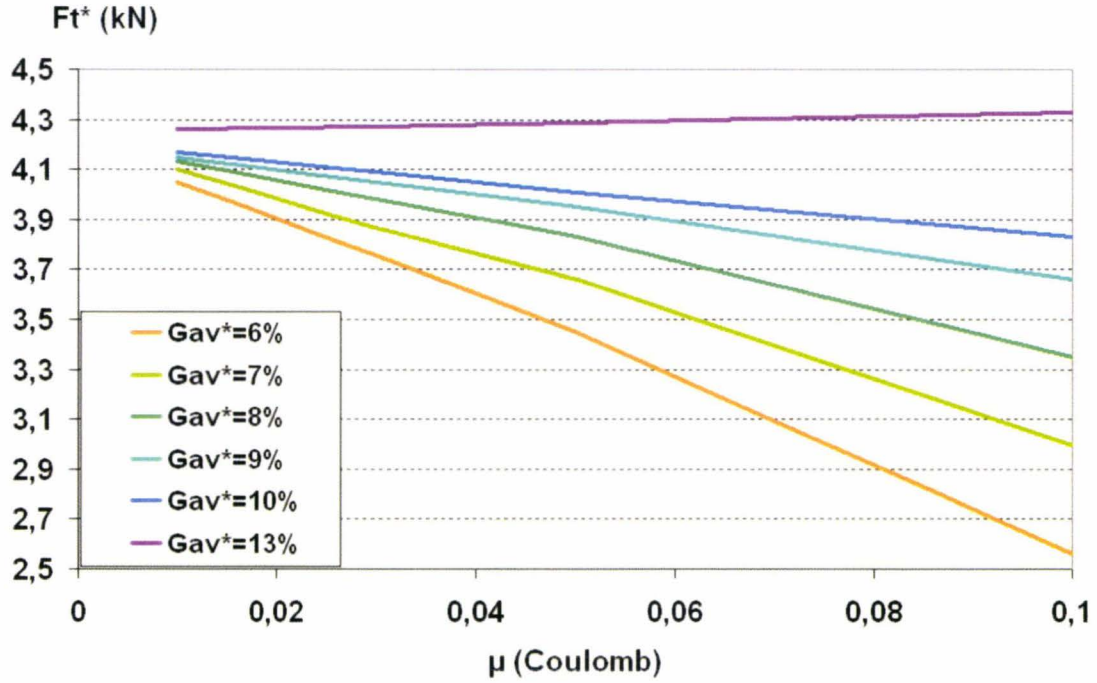


Figure 2-6: Influence du coefficient de frottement supérieur sur l'effort tangentiel expérimental pour divers glissements en avant

En résumé, la reproduction expérimentale des caractéristiques mécaniques a pu être optimisée par le passage à l'échelle 1 :1 de l'emprise, ainsi que par une mesure plus fiable du glissement en avant et par conséquent une identification plus précise des coefficients de frottement par une méthode rapide et simple d'utilisation.

2.2.2 Le régime de lubrification

Le deuxième aspect du protocole d'essai concerne la reproduction du régime de lubrification quasi-limite industriel mis en évidence. En terme de quantité, cela place l'épaisseur de film lubrifiant, e_{lub}, dans l'intervalle défini en partie 1 par l'Eq. 1-6. Cette étude étant en collaboration avec une entreprise, il a été décidé de se placer dans le régime de lubrification le plus sévère que l'on pourrait rencontrer sur site, soit (Eq. 2-6) :

$$e_{lub} = h_{lim} = 0{,}35\ \sigma_{Ra}$$

Eq. 2-6

- $\sqrt{R_a^{cyl} + R_a^{bande}} = \sigma_{Ra}$

Considérant le phénomène de concentration dynamique, il a été établi que le film lubrifiant dans le contact n'était composé que d'huile pure de même composition que l'huile initiale. L'alimentation du contact en lubrifiant ne pouvant être simulée sur l'URT (du fait des faibles vitesses expérimentales), la solution réside dans l'application au préalable de la bonne quantité d'huile sur l'éprouvette. Lors de chaque essai URT, il sera ainsi considéré que la séparation huile-eau est déjà réalisée. Il est important d'ajouter que l'avantage caloporteur de l'eau du contact industriel « chaud » est inutile lors de l'essai expérimental où la génération intrinsèque de chaleur est quasi-nulle (faibles largeurs et faibles vitesses).

Le protocole d'application de l'huile se déroule en 3 étapes : la détermination de l'épaisseur, h_{lim}, le calcul de la masse correspondante à appliquer et la méthode d'application expérimentale.

2.2.2.1. Détermination de l'épaisseur de lubrifiant

Son calcul passe par la détermination des rugosités moyennes dans le sens de laminage du cylindre et de la bande (Figure 2-7 et Figure 2-8). Celle du cylindre est connu indsutriellement et vaut (Eq. 2-7) :

$$R_a^{cyl} = 0{,}2\mu m$$

Eq. 2-7

Le profil de la bande a été analysé à l'aide d'un profilomètre 3D. Sur l'ensemble des éprouvettes utilisées pendant la thèse, une trentaine de zone de 5mm² ont été observées (Figure 2-7).

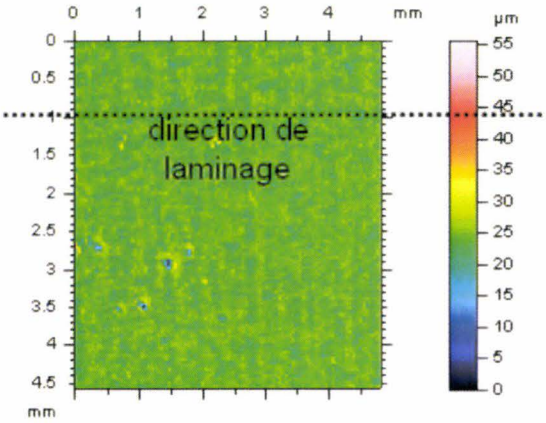


Figure 2-7: Profil d'une zone de 5 mm² d'une éprouvette expérimentale

Pour chacune d'entre elles, 2 profils de rugosité ont été analysés (Figure 2-8) et les différentes valeurs de rugosité calculées (Tableau 2-4).

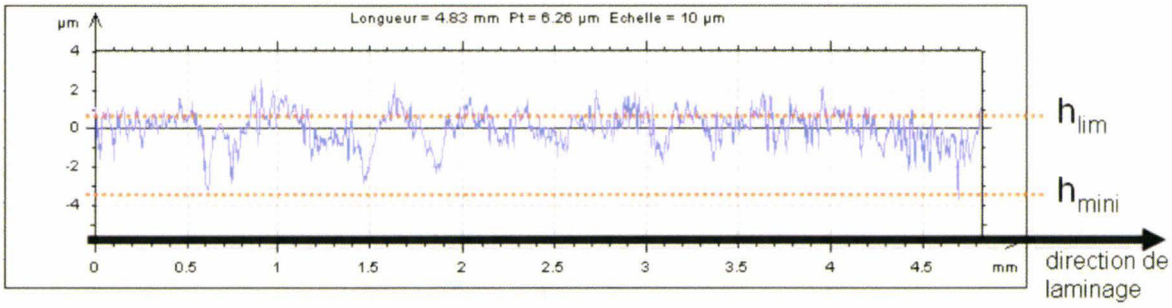


Figure 2-8: Exemple de profil de rugosité dans le sens de laminage d'une éprouvette expérimentale

R_a	R_q	R_p	R_v	**R_t**	R_{sk}	R_{ku}	**R_z**
0,65	0,828	1,89	2,1	**5,18**	-0,466	3,55	**3,98**

Tableau 2-4 : Valeurs des différentes rugosités du profil de la Figure 2-8 en µm

Ainsi, la rugosité moyenne de l'éprouvette a été calculée sur une soixantaine d'échantillons et vaut (Eq. 2-8) :

$$R_a^{bande} = 0{,}61^{\pm 0{,}044}\ \mu m$$

Eq. 2-8

La valeur de l'épaisseur de film lubrifiant est aisément déduite (Eq. 2-9) :

$$e_{lub} = h_{lim} = 0{,}315\ \mu m$$

Eq. 2-9

2.2.2.2. Calcul de la masse d'huile correspondante

Il reste à déterminer quel est le volume de vide à remplir entre la vallée la plus basse du profil de l'éprouvette et cette hauteur h_{lim} (Figure 2-8). Ce volume est déterminé pour chacune des zones de 5 mm² analysées et une valeur moyenne de volume à remplir est déduite (Figure 2-9).

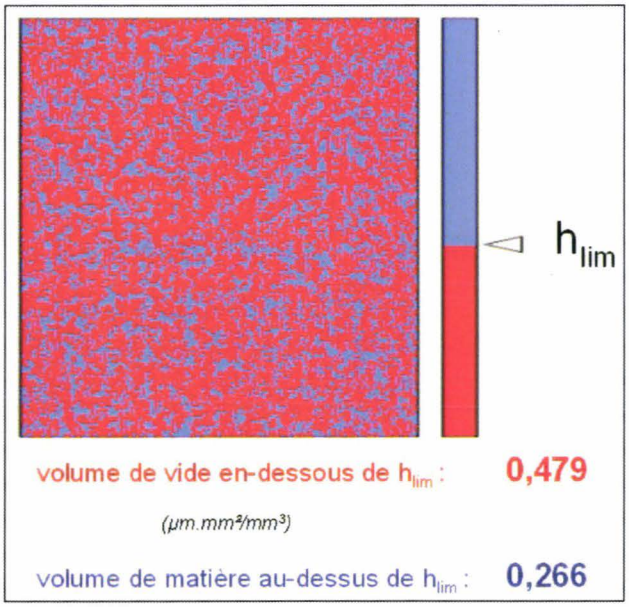


Figure 2-9: Représentation du vide et de la matière à une hauteur correspondant à l'épaisseur de lubrifiant à appliquer

Connaissant la densité du lubrifiant, la masse correspondante à appliquer homogènement sur l'acier est déterminée et vaut (Eq. 2-10) :

$$m_{\lim} = 0{,}51^{\pm 0{,}025}\ mg$$

Eq. 2-10

2.2.2.3. Application de l'huile

Afin d'appliquer le film de lubrifiant le plus homogènement et l'imprégner des vallées des rugosités de l'éprouvette, un rouleau encreur en polyuréthane est utilisée (Figure 2-10) via la procédure suivante :

Figure 2-10: Rouleau encreur en polyuréthane pour l'application de l'huile

- l'éprouvette d'essai est pesée à vide avec une balance de précision plus ou moins 0,01 mg
- une première couche de lubrifiant est appliquée sur l'ensemble de l'éprouvette avec le rouleau
- l'éprouvette est pesée pour mesurer la masse du lubrifiant qui doit être supérieure à la masse voulue
- le rouleau, nettoyé à l'alcool, est appliquée contre l'éprouvette afin d'enlever le surplus d'huile
- les deux dernières étapes sont réalisées jusqu'à obtention de la masse requise

La quantité et la nature du film lubrifiant appliqué expérimentalement étant désormais représentatives du cas industriel, il reste à développer un outil thermique permettant de reproduire la température de contact, paramètre prépondérant pour le comportement du lubrifiant et notamment de ses additifs [GAO04].

2.2.3 La température de contact

Dans la première partie, la température de contact a été bornée entre 100°C et 160°C. Cette borne maximale correspond à des cas de laminage très sévères thermiquement

(refroidissement de l'émulsion négligé, hauts taux de réduction et vitesse de laminage) [KHA04] [TIE06]. Cette température maximale semblerait sensiblement supérieure au procédé étudié : la température de contact étudiée a ainsi été, arbitrairement, fixée à 120°C.

Contrairement au laminage à froid industriel et ses grandes largeurs laminées et vitesses relatives, la chauffe de la zone de contact n'est pas intrinsèque au procédé expérimental. Il faut donc apporter une source extérieure pour chauffer l'éprouvette ou le cylindre (ou les deux). Appliquer cette source à l'éprouvette serait le moyen le plus réaliste de chauffe puisque la déformation plastique est la grande responsable de la haute température industrielle. Néanmoins, elle est très difficile à mettre en oeuvre sur l'URT. Tout d'abord, du fait de son faible volume, l'éprouvette possède une très faible capacité calorifique vis-à-vis du cylindre : il faudrait la chauffer à une température extrêmement haute. Ensuite, sa manipulation lors de chaque essai, comprenant la mise en place de l'éprouvette sur son support et l'application préalable de la couche de lubrifiant, deviendrait trop difficile et devrait être effectuée très rapidement. Pour toutes ces raisons, le cylindre est choisi comme générateur de chaleur du contact. En effet, il est important d'ajouter que l'aspect primordial de simulation expérimentale est l'obtention de la bonne température, là où agit le lubrifiant, c'est-à-dire au niveau du contact et non la source de chaleur.

Ainsi, pour déterminer la température de chauffe du cylindre nécessaire, le modèle thermomécanique de l'URT (Figure 2-11) a été développé à partir de la simulation numérique de la partie 1.3.

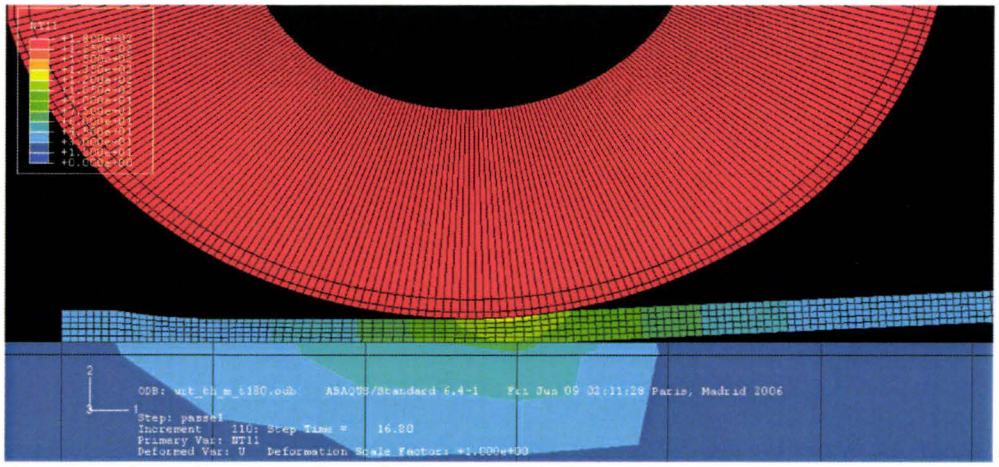


Figure 2-11: Exemple de simulation thermomécanique de l'URT (ici avec un maillage grossier)

Les différentes conditions ajoutées à cette dernière, ainsi que les paramètres de pilotage (configuration d'une première passe) sont les suivants :

- taux de réduction = 25 %
- vitesse de laminage = 90 $mm.min^{-1}$
- glissement en avant = 2 %
- résistance thermique de contact pour les deux contacts, $R_{TC} = 8.10^5$ $K.m^2.W^{-1}$ [BOU98]
- conductivité de l'acier (bande et cylindre) = 50 $W.m^{-1}.K^{-1}$
- $\mu_{sup} = \mu_{inf} = 0{,}04$

Pour obtenir une température de bande de 120°C, le cylindre doit être chauffé à 150°C. Pour atteindre cet objectif, les deux grandes difficultés sont le faible emplacement au niveau du cylindre et la proximité de la jauge de déformation {2} très sensible à la chaleur (la mesure peut être faussée et la colle soutenant les jauges peut ne pas résister à la chaleur) (Figure 2-1).

Les moyens de chauffe classiques sont les outils de conduction et convection. (Figure 2-12). La chauffe par conduction, thermiquement beaucoup plus efficace que la chauffe par convection, permet d'atteindre très vite la température voulue et d'éviter la chauffe impromptue de la jauge de déformation. Par conséquent, le premier choix s'est porté sur les rondelles chauffantes. Elles sont de très faibles épaisseurs et peuvent, via des colles thermiquement résistantes et conductrices, être facilement fixées entre le cylindre et la jauge de déformation. Les cartouches, quant à elle, auraient dues être insérées dans le cylindre ce qui aurait occasionné des difficultés d'homogénéité de température mais également d'usinage du cylindre.

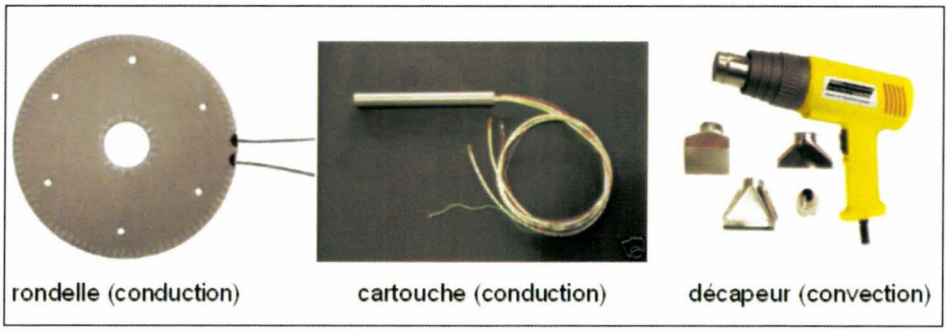


Figure 2-12: Différents moyens de chauffe

Malheureusement, à plus long terme, du à la rotation du cylindre, les gaines et les fils électriques des rondelles n'ont pas résistés à de nombreux essais.
C'est pourquoi le choix s'est reporté sur le décapeur thermique malgré son inefficacité relative de chauffe. Celle-ci induit un temps relativement long de chauffe du cylindre qui pourrait permettre la conduction de la chaleur jusqu'au niveau de la jauge de déformation. La température de 150°C peut cependant être atteinte suffisamment rapidement pour ne pas affecter irrémédiablement le capteur d'effort. Il faut noter que la précision de cette température atteinte est plus ou moins 5°C.
Néanmoins, ce système, dans son état actuel, empêche l'étude de température supérieure à 150°C. Une des solutions, en conservant ce système de chauffe, serait de coller les jauges avec une colle thermiquement plus résistante et d'analyser la déviation de la mesure de l'effort normal par la jauge de déformation avec la température. En intégrant un thermocouple auprès de la jauge mesurant en temps réel sa température, la valeur réelle de l'effort normal pourrait être connue quelle que soit la température du capteur.

2.2.4 Validation industrielle du nouveau protocole d'essai

Un nouveau protocole d'essai a été développé pour reproduire les conditions mécaniques et thermiques de contact et le régime de lubrification industriels. Par le biais d'une méthodologie conçue et validée par Deltombe [DEL01] et récemment optimisée, ce protocole reproduit de façon plus fiable les caractéristiques mécaniques. Il reste donc à s'en assurer et à valider les deux autres points que sont le régime de lubrification et les conditions thermiques, les deux étant d'ailleurs étroitement liés.

Effectivement, la bonne reproduction expérimentale du régime de lubrification industriel peut être perturbé pour diverses raisons. Une des raisons est l'impossibilité de vérifier que le lubrifiant déposé par le rouleau encreur remplit réellement les vallées. Celui-ci pourrait, dans le cas contraire, être éjecté par les côtés. Les très faibles vitesses expérimentales empêchent toute portée hydrodynamique et pourrait également favoriser l'expulsion d'une partie de l'huile du contact expérimental. Par contre, ces très faibles vitesses peuvent également favoriser le phénomène de plate-out [SCH96] et empêcher cette expulsion.

Un des indicateurs fiables de mise en évidence de la proportion des contacts entre aspérités du cylindre et de la bande est l'observation des états de surface de la tôle. La Figure 2-13 montre des états de surface modèles des différents régimes de lubrification.

Le régime quasi-limite (Figure 2-13c) montre des écailles. Ces dernières sont dues au labourage de la tôle par une couche de transfert formée sur le cylindre du fait des nombreux contacts entre aspérités. Le régime hydrodynamique (Figure 2-13b) est reconnaissable par son faciès résultant d'un réarrangement des grains lors de la déformation plastique d'une surface libre du fait de la présence d'un film fluide continu entre les deux corps frottants. Le régime mixte (Figure 2-13a) présente un intermédiaire des deux précédents régimes [MON01].

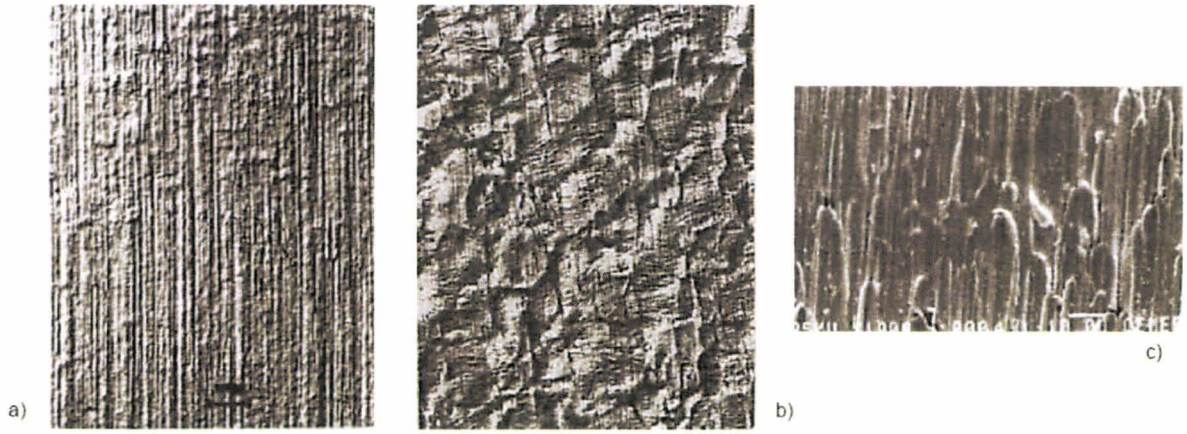


Figure 2-13: Représentation d'états de surface de tôle laminée lors d'un régime de lubrification (a) mixte (b) hydrodynamique (c) quasi-limite [MON01]

Deltombe [DEL01], lors de son étude, s'était surtout concentré sur la reproduction des conditions mécaniques de contact avec certes l'utilisation de l'émulsion industrielle, mais dont le débit était non reproductif du cas industriel, et sans prise en compte de l'effet thermique. Le régime de lubrification engendré semblait se rapprocher du régime mixte où la tôle est nettement matée mais peu soumis à des labourages de la part de l'outil (Figure 2-14).

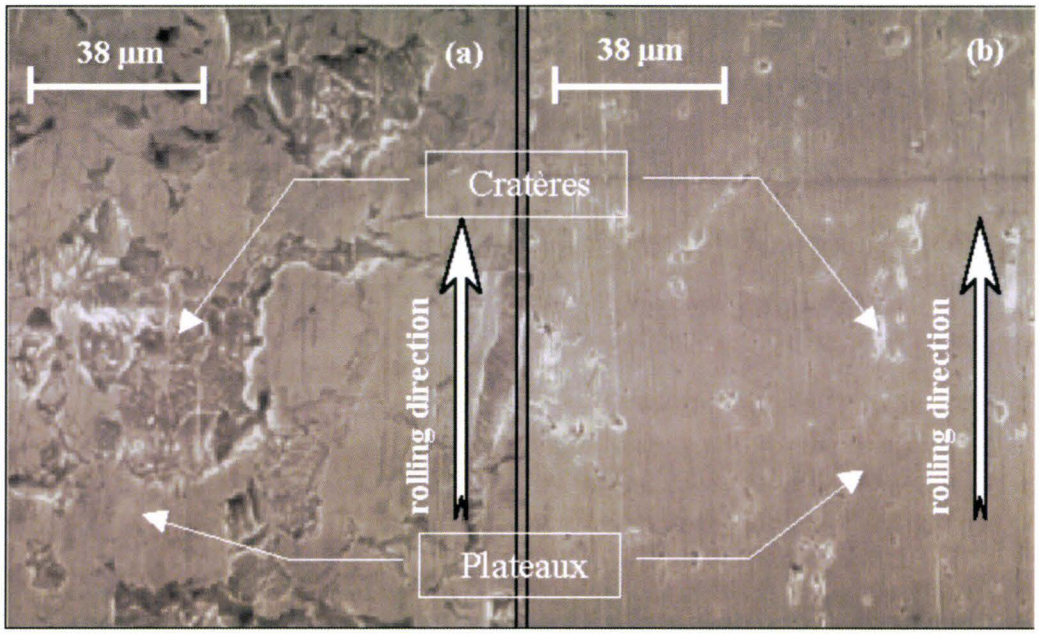


Figure 2-14: Etats de surface de tôle laminée par l'URT avant les modifications en 2001 (a) après 1 passe (b) après 3 passes [DEL01]

Or, les états de surface des tôles industrielles actuelles (Figure 2-15a) montrent un faciès d'écailles représentatif du régime quasi-limite, régime qui semble fortement reproduit d'après l'état de surface de la tôle expérimentalement laminée dans les conditions industrielles définies en partie 1 (Figure 2-15b).

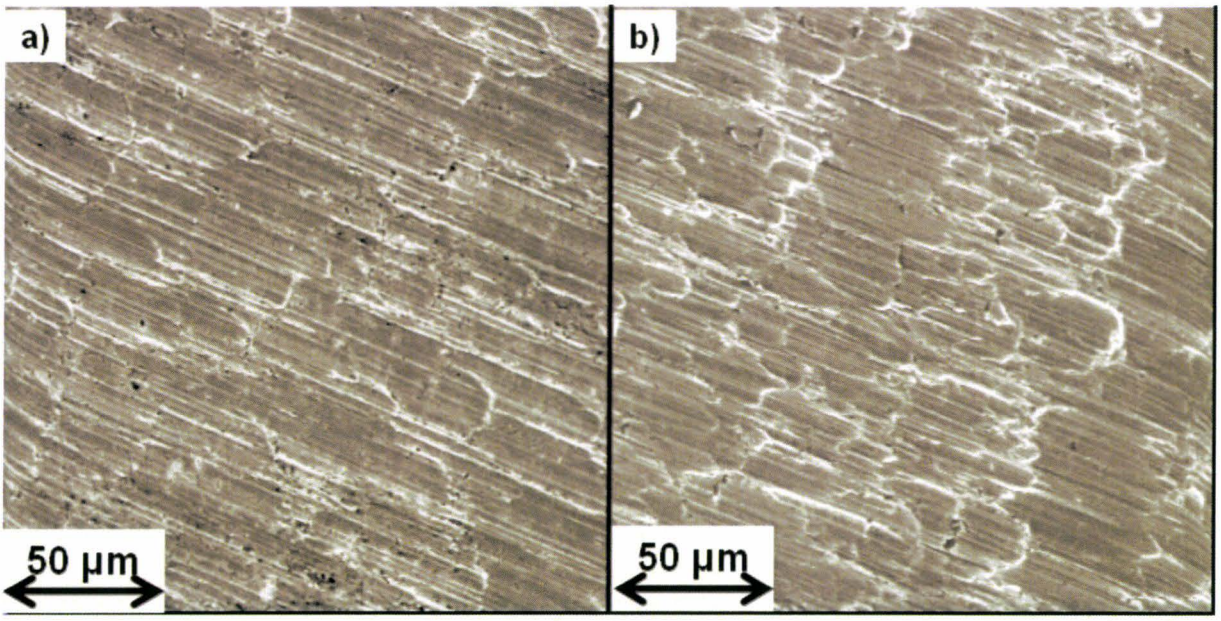


Figure 2-15: Micrographies de la tôle après 2 passes (a) industrielles. (b) expérimentales.

L'ensemble de ces micrographies montrent donc l'importance du nouveau protocole expérimental dans la reproduction du régime de lubrification industriel quasi-limite. La présence des écailles, résultat du labourage des aspérités du cylindre sur la tôle, laisse, par ailleurs, présager que les phénomènes d'usure engendrés par le contact bande-cylindre étudié seront prépondérants.

2.3 Synthèse

La première partie de ce mémoire a permis de définir parfaitement les conditions de contact industrielles. Cette seconde partie s'est concentrée sur le développement d'un nouveau protocole d'essai à partir de l'URT conçu au LAMIH en 2001 [DEL01].

Il permet de reproduire les conditions de contact du procédé industriel sur le banc d'essai : les caractéristiques mécaniques, le régime de lubrification quasi-limite et la température de contact définis lors de la première partie.

Cette bonne reproduction des conditions de contact ayant été validée par la comparaison des états de surface des tôles industrielles et expérimentales, l'analyse du lubrifiant et de ses additifs et la compréhension des phénomènes d'usure peuvent être effectuées.

PARTIE 3 :

La compréhension scientifique des interactions bande-cylindre-lubrifiant au service du laminoir industriel

La maîtrise du contact bande-cylindre est primordiale pour une bonne mise en forme de la tôle. Pour éviter toute casse de bande ou tout défaut de qualité (épaisseur non homogène, présence de résidus ferreux), le frottement et les phénomènes d'usure doivent être maîtrisés. Cela passe par un bon contrôle de la lubrification. Il s'agit donc d'appréhender parfaitement les mécanismes de lubrification agissant dans l'emprise et de connaître leurs impacts sur le frottement et l'usure.

Ainsi, via l'URT désormais encore plus proches des conditions industrielles de contact et ses indicateurs de frottement et d'usure, une démarche expérimentale a été entreprise afin de mieux cerner l'ensemble de ces phénomènes. D'un point de vue industriel, la compréhension accrue du contact bande-cylindre a permis de dégager des pistes très concrètes d'aide à la conduite du laminoir.

3. La compréhension scientifique des interactions bande-cylindre-lubrifiant au service du laminoir industriel

3.1 La tribochimie des additifs de lubrification et les phénomènes d'usure, conséquences du régime de lubrification quasi-limite : problématiques du cas Sendzimir

L'étude exhaustive de l'influence de tous les paramètres de laminage sur les phénomènes d'usure et de frottement étant impossible faute de temps, il s'agit tout d'abord de dégager les paramètres clés qui doivent être étudiés.

3.1.1 Les additifs de lubrification limite, acteurs clés du contact

Dans ce cas de lubrification quasi-limite, configuration particulière d'un régime mixte (Figure 3-1), la partie 1 a permis de mettre en évidence que l'emprise était constituée à plus de 80 % (R dans l'Eq. 3-1) de contacts métal-métal au niveau des aspérités. Le reste du contact est composé de poches remplies de lubrifiant et/ou d'air au niveau des vallées.

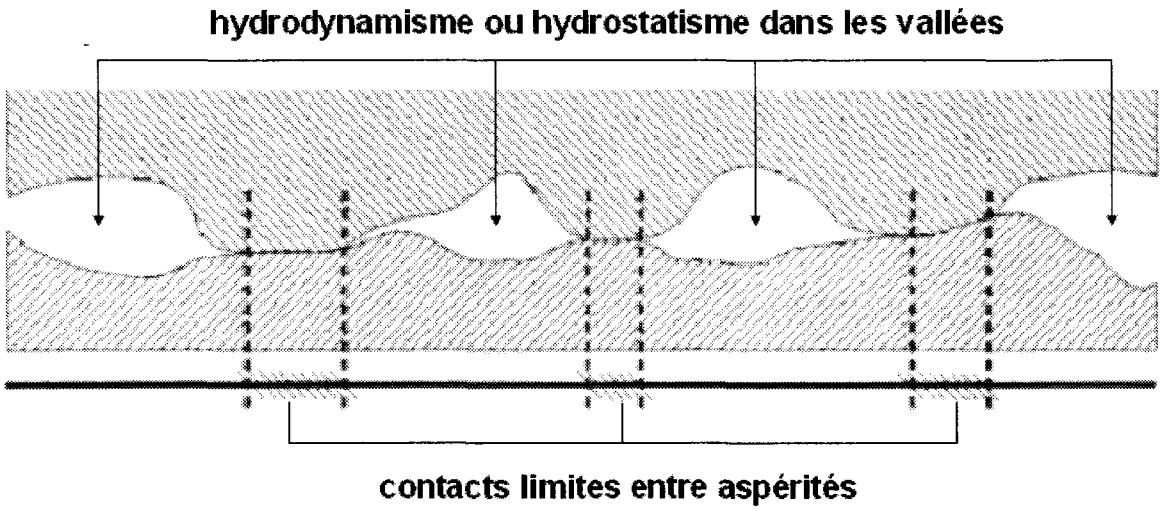


Figure 3-1 : Représentation d'un régime de lubrification mixte [LET00]

Ainsi, le coefficient de frottement moyen dans l'emprise, μ, est la moyenne, pondérée par le ratio de contact, du frottement visqueux au niveau des vallées, μ_v, et du frottement limite au niveau des plateaux, μ_p, et dépend essentiellement de ce dernier (Eq. 3-1) [DAU99][MAR98].

$$\mu = R \cdot \mu_p + (1 - R) \cdot \mu_v$$

Eq. 3-1

Au niveau des plateaux, les pressions de contact sont grandes. Or, l'équation de Reynolds nous indiquant que les hautes pressions de contact implique une faible épaisseur de film fluide, ce dernier cède généralement aux niveaux des aspérités [MON01]. En présence d'additifs limites adaptés, la lubrification limite et la physico-chimie des additifs prennent le relais [BOE98][MON01] : les additifs d'onctuosité, anti-usure et extrême-pression s'adsorbent sur le métal, physiquement ou chimiquement [BOE98][DAU01][RIS05], pour former des couches moléculaires protectrices (de très faibles épaisseurs [FEL07]) dont les propriétés jouent un rôle prépondérant dans l'efficacité de la lubrification [HSU05]. Dans ce type de lubrification, on parle de film limite ou de tribofilm.
Par conséquent, si la viscosité du lubrifiant est primordiale pour la définition de l'épaisseur du film lubrifiant dans le contact, ce paramètre est bien moins important dans un contact lubrifié en régime quasi-limite où c'est la tribochimie des additifs limites qui règnent. C'est donc sur ce point que doit se concentrer l'analyse des mécanismes de lubrification.

3.1.2 Les mécanismes d'usure engendrés par la lubrification quasi-limite

Contrairement au cas hydrodynamique où les deux surfaces frottantes sont protégées par un film fluide continue, la lubrification mixte et, a fortiori, le régime limite entraîne des phénomènes d'usure importants. En effet, plus le régime devient limite, plus les contacts entre aspérités, lieux privilégiés de fortes pressions et déformations plastiques [KAP00], et, par conséquent, de phénomènes d'usure [LAU97], deviennent nombreux. Ces derniers peuvent se classer en diverses catégories dont les deux principales sont l'usure abrasive et l'usure adhésive. L'usure par fatigue superficielle ne concerne en effet que les cylindres, seuls

partenaires non renouvelés du contact. Les écailles (Figure 3-2), conséquences concrètes de cette usure, sont le résultat de fissures qui se sont initiées et propagées en sous-couche [HOL07], à une profondeur correspondant approximativement au point de cisaillement maximal de Hertz [KAP01]. Ce point maximal provient plus du contact entre les cylindres de la cage que du contact bande-cylindre lui-même [DUB03]. Ce type d'usure ne sera donc pas traité dans cette partie.

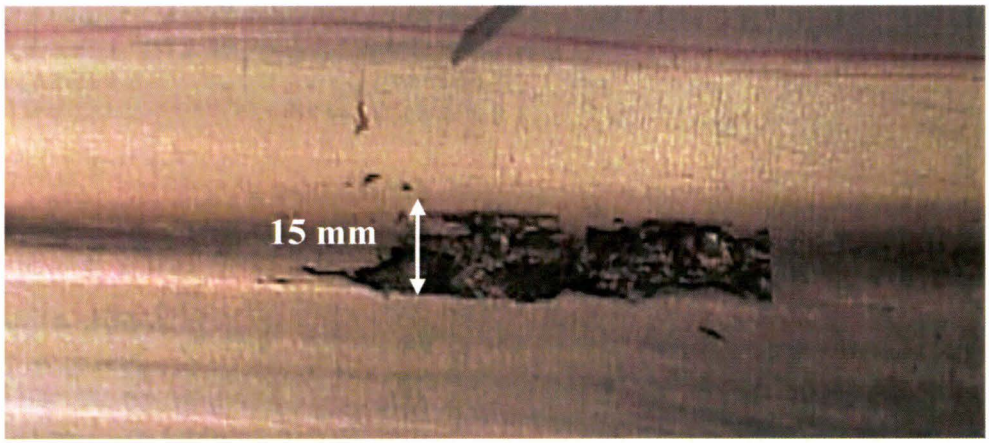


Figure 3-2 : Photo d'une écaille formée sur un cylindre du laminoir

3.1.2.1. L'usure abrasive

Ce type d'usure, le plus dominant en général, peut être à deux ou à trois corps (en présence de particules d'usure dans le contact) [HSU97][KAP01]. Il correspond au glissement d'une aspérité dure, ici du cylindre, contre une surface plus molle, la tôle, dans des conditions de déformation plastique engendrant un degré de pénétration suffisant (Figure 3-3) [KAT01]. L'aspérité dure, ou la particule (en présence d'un troisième corps) laboure la surface antagoniste déplaçant ainsi le matériau mou et pouvant ainsi générer des particules d'usure [HSU97][KAP01]. La Figure 3-3 montre effectivement que le détachement ou non de particules d'usure dépend en grande partie de ce degré de pénétration. Si celui-ci est élevé, on a détachement (cutting) ; sinon, on a simple labourage et marquage du corps mou avec (wedge) ou sans (ploughing) création de bourrelets selon la force de cisaillement au niveau du contact [TYL92][LUD96]. En fait, le détachement de particules est le résultat d'un dépassement de la limite plastique du matériau le plus mou favorisé par de fortes contraintes de contact au niveau de l'aspérité [HSU97][LIN03].

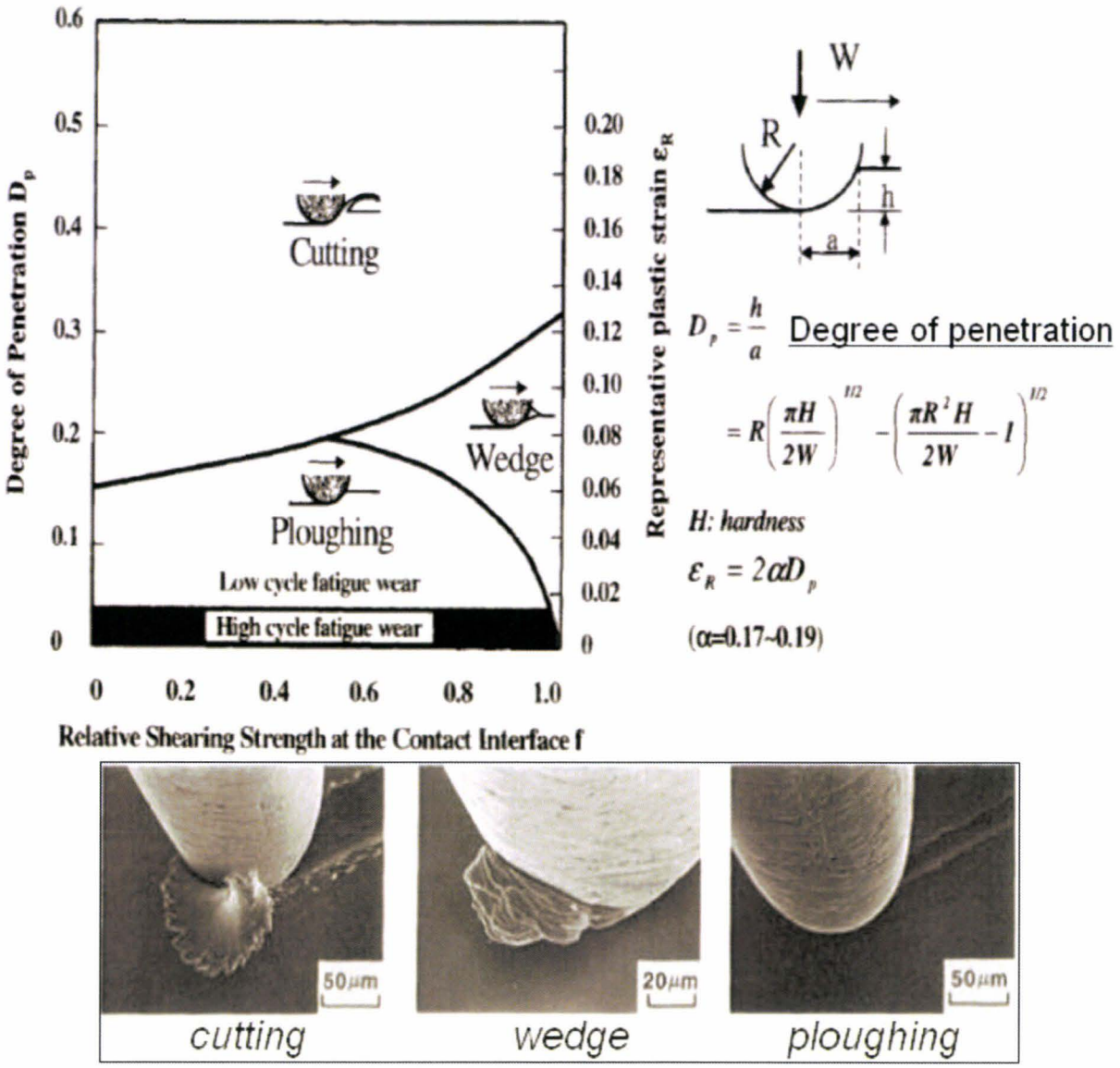


Figure 3-3 : Représentation des trois degrés d'usure abrasive [TYL92][KAT01]

Par conséquent, la quantité de particules arrachées lors d'un contact est essentiellement dépendante du degré de sévérité de la pénétration de l'aspérité, ou de la particule dure dans le corps mou (profondeur, angle d'attaque), du nombre de contacts entre aspérités ou de la quantité de particules de troisième corps, et des propriétés du matériau (la limite d'élasticité, la résistance mécanique, les contraintes résiduelles, la ténacité...). L'ensemble de ces paramètres dicte effectivement l'état des contraintes locales engendrées et la limite plastique du matériau susceptible de s'user [HSU97][KAP01]. La formation et l'efficacité d'un film tribochimique, résultat de la réaction entre additifs du lubrifiant et surfaces frottantes,

permettant de limiter les contraintes locales de contact, est ainsi primordiale [MYS00]. Par ailleurs, la température, prépondérante dans l'action des additifs limites du lubrifiant [DAU01] ou dans la formation d'oxyde [HSU97][KAP01], ne peut être négligée.

Il est important de noter qu'en présence d'un film tribochimique, les particules d'usure abrasive ont une taille variant du nanomètre au micromètre et ont une composition chimique intégrant des éléments du lubrifiant, des substrats (ici le cylindre et la tôle) et de l'atmosphère ambiant [KAT01].

3.1.2.2. L'usure adhésive

Des liaisons adhésives, provenant d'interactions intermoléculaires et électrostatiques [CHO04], se créent pour n'importe quelle paire de matériaux en contact [LUD96]. En effet, Bowden et Tabor ont identifié deux contributions principales au frottement : le premier, source de l'usure abrasive, est la déformation plastique des aspérités voire de l'ensemble du matériau alors que la seconde impliquent les liaisons adhésives qui se créent entre deux aspérités en contact [STR01][HOL07]. Hardy, ainsi que Landheer et De Gee, ont montré que le coefficient de frottement était fortement limité par la présence d'une lubrification limite. Or, les faibles épaisseurs des films limites ou tribofilm (de l'ordre du nanomètre [FEL07]) n'ont pas d'influence sur la déformation plastique et l'écrasement des rugosités (de l'ordre de grandeur du mircomètre) des matériaux en contact [LUD96]. L'enchevêtrement des aspérités n'est pas limité par la présence de ce tribofilm et ne peut donc être le seul responsable du frottement [STR01]. En présence d'un contact entre aspérités, deux cas sont possibles [KAP01][CHE90][SAH02] :

- si $F_{ad} < R_m^{min}$, (F_{ad}, force d'adhésion entre les aspérités en contact et R_m^{min}, résistance mécanique du matériau le plus mou), on a rupture de la jonction adhésive et peu ou pas de modifications du contact
- si $F_{ad} > R_m^{min}$, on a arrachement d'une particule du matériau en contact le plus mou et son transfert sur l'antagoniste plus dur (Figure 3-4a et Figure 3-4b)

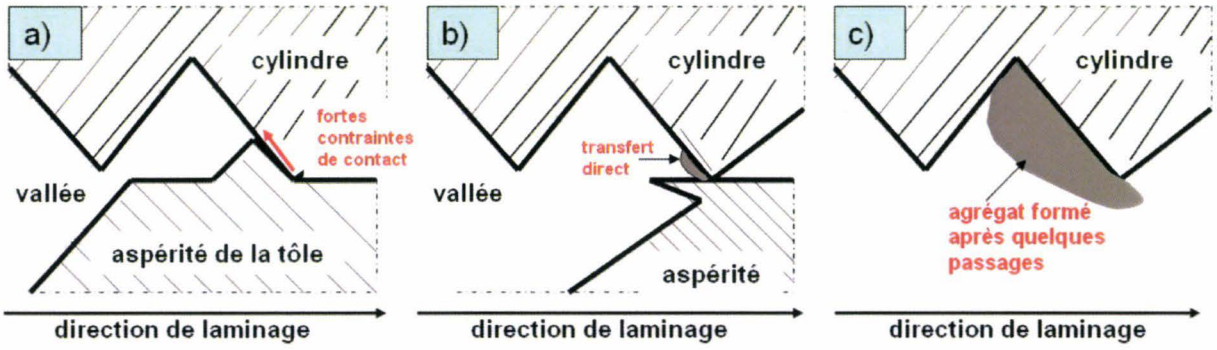


Figure 3-4 : représentation du transfert d'une particule par usure adhésive

L'usure adhésive est, par conséquent, favorisée par une faible résistance mécanique du matériau le plus mou et une forte force d'adhésion. De nombreuses études ont été menées pour estimer cette dernière [CHE90][STR01][CHO04]. Cette force d'adhésion augmente de façon proportionnelle avec le travail thermodynamique des forces d'adhésion, W_{ab}, qui s'exprime (Eq. 3-2) [STR01] :

$$W_{ab} = \gamma_a + \gamma_b - \gamma_{ab}$$

Eq. 3-2

- γ_a , γ_b : les énergies de surface des corps en contacts
- γ_{ab} : l'énergie d'interface

Or ces énergies de surfaces dépendent directement de :

- la nature des matériaux en contact [LUD96] : la force d'adhésion sera d'autant plus forte si l'on a affaire au glissement de deux métaux identiques [LUD92][STR01]
- la présence de couches adsorbées comme un tribofilm : sa présence réduit fortement l'énergie de la surface sur laquelle il est adsorbé [LUD92] et son efficacité lubrifiante permet de limiter fortement l'usure adhésive par rapport à un contact sec [KAP01][STO79].

Du fait que le tribofilm n'interdise pas l'enchevêtrement des rugosités, il est important d'ajouter qu'il n'empêche pas non plus la création de particules d'usure abrasive [KAP01][KAT01]. De plus, en cas de conditions locales très sévères, souvent présentes au niveau des aspérités, ce film, dernier rempart protecteur, peut même céder pouvant entraîner l'adhésion du corps le plus mou sur le plus dur [MON00][MON-DEL00][KAT01][VAN03][SO05]. D'ailleurs, de nombreuses études expérimentales ont été menées afin de mettre en évidence les limites d'une lubrification. Le principe de ces études se

base généralement sur des tests tribologiques classiques, type bille sur plan, dont l'objectif est d'estimer des conditions de contact critiques pour laquelle on a rupture du film lubrifiant, l'indicateur de cette rupture étant l'apparition de grippages [KUM97]. Le critère de rupture du film généralement choisi par les auteurs de ces études est la pression maximale de contact supportée avant apparition de grippages. Toutes sortes de lubrifiant ont été étudiées : des cas d'une base seule et de cette base associée à un additif polaire [STU89][PAR94] aux cas de lubrifiants totalement additivés (polaire et extrême-pression) [PIE01][GOA04][SO05]. Pour ces derniers, qui correspondent le mieux au lubrifiant du cas d'étude, l'ordre de grandeur de la pression critique semble être le GPa. Néanmoins, sa valeur exacte dépend de la nature et de la concentration des additifs anti-usure et extrême-pression [PIE01]. D'autres auteurs ont préféré utiliser le critère de la température. Les forces adhésives sont en effet favorisées par une haute température de contact [ROI08]. Le taux de recouvrement des surfaces frottantes par un film lubrifiant est directement dépendant de la température de contact [STU89], un faible taux de recouvrement conduisant au grippage [VAN03]. Or au niveau des aspérités, les conditions de hautes déformations plastiques peuvent entraîner de fortes hausses locales de température : on parle de température flash [VAN03][HSU05]. Néanmoins, l'étude de la température critique de rupture du film lubrifiant semble s'être néanmoins concentrée sur les cas de lubrifiants composés de sa base minérale seule [OLS04] ou de sa base associée uniquement à des additifs polaires [VAN03].

Pour résumer, l'usure adhésive est un phénomène lié à la présence de forces adhésives entre deux corps en contact qui entraîne le transfert d'une particule du corps le plus mou vers le corps le plus dur. Le transfert de particules dépend grandement des propriétés du matériau (résistance mécanique, ténacité). Il est, par contre, fortement limité par la présence d'un tribofilm, réaction des additifs limites du lubrifiant avec les différents substrats. La ténacité et l'efficacité de ce film sont donc prépondérants dans l'appréhension des phénomènes d'usure. Ils dépendent bien évidemment de la nature du lubrifiant, et notamment des additifs utilisés, [KAT01][VAN01] mais également des conditions de contact (pression et température). D'ailleurs, il est important de noter que l'usure adhésive semble inévitable, la présence de lubrifiant permettant uniquement de retarder et/ou de limiter ce phénomène [SCH93]
Ainsi, l'adhésion d'une particule sur le corps le plus dur peut entraîner localement une augmentation de la rugosité et de la sévérité des contraintes locales. Par effet boule de neige,

cela peut créer des agrégats importants de particules (Figure 3-4c) qui peuvent dégrader nettement le contact [KAP01] jusqu'au grippage total [SCH93]. En tout cas, cette usure adhésive se traduit par la formation d'une couche de transfert, plus ou moins pénalisante, sur le corps le plus dur. Cette couche a été mise en évidence dans des cas de mise en forme d'acier, que sont l'emboutissage d'acier inoxydables [SUT03] ou en laminage à froid de divers matériaux [RIZ00] [MON-DEL00].

3.1.3 Bilan et problématiques appliquées au contact bande-cylindre Sendzimir

Le régime de lubrification mixte à tendance limite implique de nombreux contacts entre aspérités, lieux privilégiés de fortes forces d'adhésion et de fortes conditions mécaniques de contact (contraintes et déformations plastiques locale) [HUA05]. Celles-ci favorisent la rupture du matériau le plus mou et les phénomènes d'usure abrasive et adhésive, leur proportion dépendant de la sévérité des conditions. En effet, ces deux modes d'usure coexistent forcément dans ce type de lubrification et le mode dominant dépend fortement des propriétés du tribofilm [KAT01].

Ainsi, en laminage à froid, lorsqu'une particule de fer est arrachée, elle peut soit rester déposée sur la bande ou le cylindre, soit être emportée par le flux du lubrifiant, ou soit s'adhérer sur le cylindre pour former une couche de transfert [MON-DEL00] (Eq. 3-3).

$$Q_t = Q_d + Q_l + Q_c$$

Eq. 3-3

- *Q_t : quantité totale de fines arrachées*
- *Q_d : quantité de fines restant déposées sur la bande ou le cylindre correspondant à la mesure de pollution*
- *Q_l : quantité de fines emportées par le lubrifiant (négligeable sur le banc d'essai)*
- *Q_c : quantité de fines restées adhérées au cylindre après laminage*

On peut supposer que les quantités de fines restant piégées dans les cavités de la tôle ou du cylindre, Q_d, ainsi que celles emportées par le lubrifiant, Q_l, correspondent, sur l'URT, à la quantité de résidus ferreux abrasés non adhérents. En effet, depuis l'instauration du nouveau

protocole, on peut estimer que l'infime quantité de lubrifiant déposée sur la tôle est quasi-entièrement récupérée lors du frottement des substrats par le chiffon. La partie complémentaires de Q_t doit correspondre aux particules de fer arrachées puis adhérées au cylindre : les résidus ferreux adhérents. La rupture des liaisons des fines adhérées au cylindre par la simple action du chiffon semble peu probable.

Il est important de rappeler que l'utilisation du mot « usure » dans ce mémoire ne correspond pas seulement à l'usure du cylindre de travail. Par analogie, ce mot englobera aussi la dégradation de la tôle. Ainsi, lorsque l'on parlera d'usure abrasive, cela englobera l'ensemble de la production de résidus ferreux non adhérents, qu'ils proviennent de l'usure du cylindre (et notamment de sa couche de transfert) ou de la dégradation de la tôle. L'usure adhésive quant à elle correspondra à la production de résidus ferreux adhérents provenant de la tôle.

Il est important de signaler, que dans la production de tôles galvanisées, la quantification des deux types d'usure est nécessaire.

Une usure abrasive trop élevée va se traduire par la présence de résidus ferreux qui peuvent s'agglomérer entre eux par des chaînes organiques contenus dans l'huile. Ces agrégats (Figure 3-5) forment des savons de fer qui sont néfastes à la propreté de la bande [LEV01]. La présence sur la bande après laminage a pour conséquence de pénaliser l'adhérence des revêtements tels que la couche de galvanisation [GAS94].

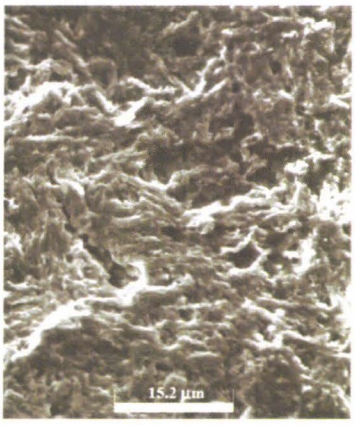


Figure 3-5 : Agrégats de résidus ferreux desséchés et dégraissés [DEL01]

L'usure adhésive, quant à elle, va entraîner la formation, sur le cylindre, d'une couche de transfert plus ou moins importante et pénalisante (augmentation importante du frottement,

dégradation de la qualité de surface de la tôle) selon la sévérité du contact (taux de réduction, matériel laminé, longueur de contact...). Si l'on prend le cas du régime de lubrification, plus l'épaisseur de film lubrifiant est faible plus la couche de transfert est rugueuse [ROI08]. Ainsi, trois types de couches de transfert existent en laminage à froid [MON-DEL00] (Figure 3-6) :

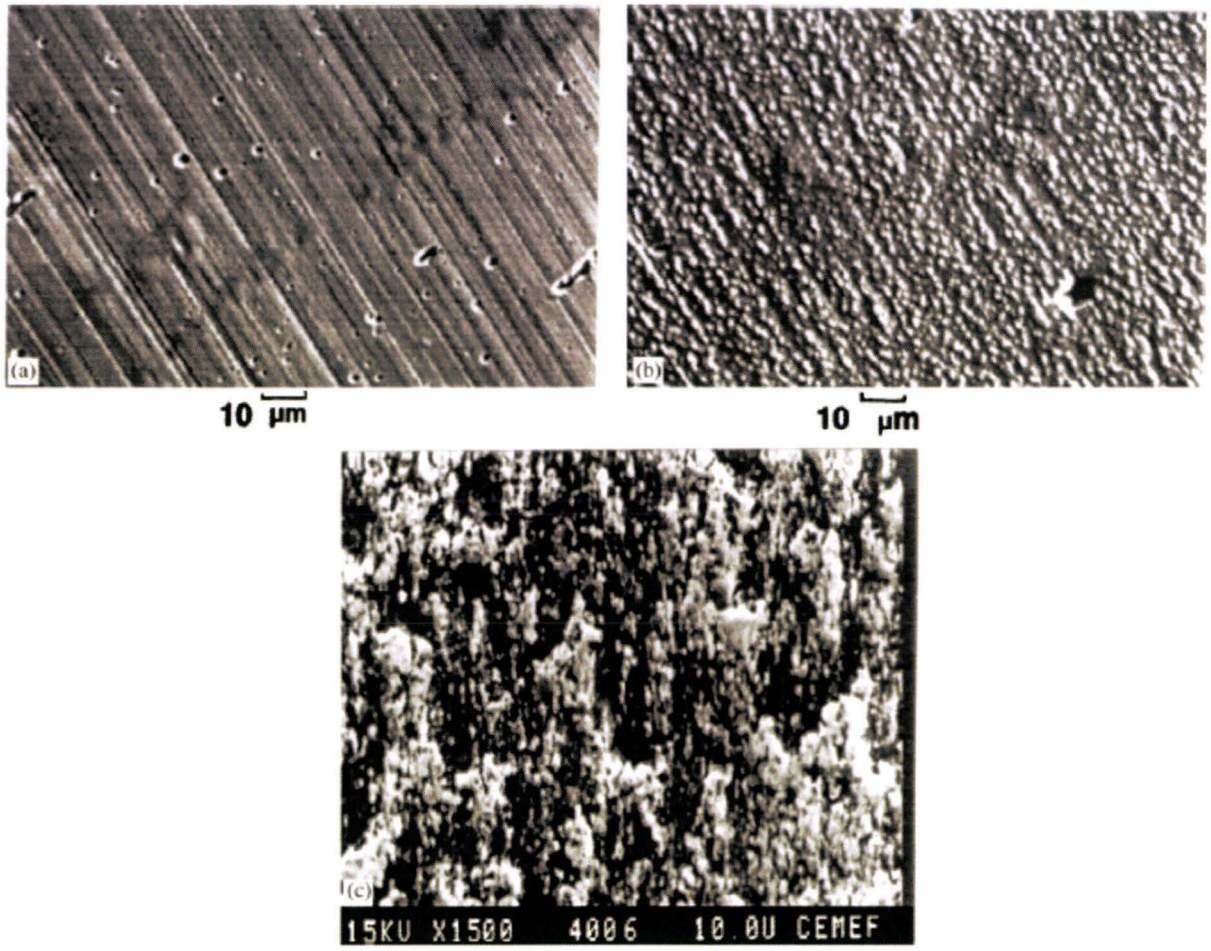


Figure 3-6 : Etats de surface du cylindre a) rectifié b) une couche de transfert métallique fine transférée d'un acier inoxydable FeCr17 c) Une épaisse couche de transfert Fe-Cr avec de grosses grappes de plus petites particules [MON-DEL00]

- des pâtes, mélanges de petites particules de fer et d'huile, qui ont un effet réducteur de frottement. Néanmoins, cette couche semble facilement retirable et le terme couche de transfert inapproprié. Dans ce cas, la véritable usure adhésive, ou en tout cas ses conséquences, semble négligeable.

- des couches composées de très petites particules de fer (épaisseur de l'ordre de quelques dixièmes de µm) correspondant à une usure modérée (Figure 3-6b). Il n'y a pas d'effets désastreux sur le frottement ou sur l'état de surface de la bande. Il est souvent considéré que ces couches fournissent les meilleures conditions de laminage : un coefficient de frottement suffisant pour entraîner la bande et aucune dégradation du contact au cours du temps.
- dans des conditions de laminage extrêmes (alliages collants, grande longueur de contact sous lubrification limite), on a formation de couches de transfert épaisses (jusqu'à 10 µm d'épaisseur) constituées de grappes de plus petites particules (Figure 3-6c). Ces couches impliquent une grande augmentation du frottement par déformation plastique et une dégradation sévère de l'état de surface de la bande.

Enfin, ces couches de transfert, dont la rugosité peut être importante, sont susceptibles d'être usées par des bandes laminées durcies par écrouissage et d'augmenter la création de fines de fer [RIZ00] [MON-DEL00].

Conclusion :

Contrairement à un régime hydrodynamique à film épais où les deux caractéristiques prépondérantes sont la viscosité de l'huile et la vitesse de laminage [MAR98], l'ensemble des mécanismes liés au régime de lubrification quasi-limite est complexe. Le nombre important des contacts entre aspérités résultant de ce régime favorise les phénomènes d'usure abrasive et adhésive qui peuvent être très pénalisants pour la production. Ces phénomènes peuvent en effet engendrer une évolution des partenaires de contact : une couche de transfert est susceptible de se créer sur le cylindre et l'émulsion peut être affectée par la présence trop importante de particules d'usure. Ces évolutions peuvent impliquer un changement des conditions de contact invisible pour le lamineur. Ceci pourrait expliquer pourquoi, pour des schémas de laminage, qui, traditionnellement, n'engagent aucun souci, on peut avoir, de temps en temps, apparition d'incidents. Pour toutes ces raisons, l'étude s'est concentrée sur la compréhension de ces phénomènes d'usure, l'analyse des paramètres de laminage les favorisant et les limitant, ainsi que l'impact de cette usure sur la conduite du laminoir et notamment le coefficient de frottement.

Des études tribologiques ont déjà été menées dans le cadre du laminage à froid mais aucune ne correspond exactement aux conditions du laminage d'acier doux sur Sendzimir. Néanmoins, elles ont permis de cerner les paramètres prépondérants à l'usure qu'il faudra analyser. Outre la nature de la tôle et de l'outillage sur lesquels il est difficile de jouer industriellement, il s'avère que les propriétés du film lubrifiant limite ont un rôle primordial dans les processus d'usure. Celles-ci dépendent de la nature des constituants de l'huile ainsi que des conditions de contact bande-cylindre (rugosité, température, pression, vitesse relative). Enfin, il s'est dégagé de ces différentes études qu'une couche de transfert, conséquence de l'usure adhésive, pouvait se former sur le cylindre. Selon les conditions de contact, celle-ci peut être plus ou moins importante et, donc, plus ou moins pénalisante d'un point de vue frottement et création de particules d'usure.

Par conséquent, l'étude des mécanismes de lubrification et leur impact sur le frottement et l'usure du contact bande-cylindre du laminoir à froid Sendzimir s'est effectuée au travers de ces trois aspects :

- l'influence des conditions de laminage : la température, le glissement en avant, la passe et le lubrifiant utilisé
- l'analyse du rôle des principaux constituants et notamment des additifs limites
- l'influence de l'évolution de l'état de surface du cylindre pendant la production avec, entre autres, des passages réguliers en rectification

Ainsi, la reproduction des conditions industrielles de contact sur le banc d'essai ayant été validée, la sensibilité de l'URT permet de traiter l'ensemble de ces trois problématiques à travers les indicateurs expérimentaux de l'usure et du frottement que sont le calcul du coefficient de Coulomb, la mesure de la quantité de résidus ferreux abrasés et l'observation des états de surface de la tôle et du cylindre expérimentaux.

3.2 Influence des conditions de laminage sur le frottement et l'usure

L'objectif de cette section est double. D'un côté, il s'agit d'observer l'influence que peut avoir un changement de lubrifiant sur nos indicateurs de frottement et d'usure ; de l'autre, il s'agit d'observer l'influence de certains paramètres de laminage comme le glissement en avant, la passe et la température du contact sur la lubrification et l'impact concret sur nos indicateurs.

Conditions expérimentales :

Les paramètres d'étude de cette campagne d'essai sur l'huile entière sont (Tableau 3-1) :

- **l'huile :** 5 huiles commerciales de laminage, A, B, C, D et E, ont été testées
- **la passe :** 2 passes expérimentales ont été effectuées
- **le glissement en avant :** 2 valeurs ont été testées, 2% et 7%. 2% est la valeur la plus proche de la réalité industrielle. 7% correspond au maximum que peut atteindre cette valeur notamment lors des phases transitoires d'accélération et de décélération du laminoir
- **la température du cylindre** : 2 valeurs de température du cylindre ont été testées, 60°C et 150°C : elles correspondent respectivement à des températures de contact au niveau de la bande de 40°C et 120°C.

Configuration	2% - 40°C	2% - 120°C	7% - 40°C	7% - 120°C
Glissement en avant	2%	2%	7%	7%
Température de contact	40°C	120°C	40°C	120°C

Tableau 3-1 : Les configurations expérimentales testées pour chaque passe et chaque huile

Les conditions expérimentales fixes sont :

- éprouvette usinée à partir d'échantillon de la même bobine décapée de la nuance d'acier la plus utilisée au laminoir. Son comportement a été défini via des essais de traction et suit la loi suivante (Eq. 3-4)(Annexe 1) :

$$\sigma_0(MPa) = 377.\left(1 + 1{,}22\varepsilon_p^{0,64}\right)$$

Eq. 3-4

- tranche de cylindre de travail de laminoir de diamètre 63 mm
- taux de réduction proche d'un schéma de laminage industriel sévère : $p_1^* = p_2^* = 28\text{-}30\%$
- vitesse de traverse : $V_s^* = 90$ mm/min
- quantité de lubrifiant correspondant au régime quasi-limite mis en évidence lors de la seconde partie.

Les résultats bruts et leur correspondance aux différents phénomènes d'usure :

Pour chaque configuration d'huile, de température, de glissement et de passe, 5 essais ont été réalisés.

Les coefficients de frottement de Coulomb et les quantités de résidus ferreux abrasés pour chaque configuration d'essai sont tout d'abord moyennés pour l'ensemble des cinq huiles commerciales testées. Cette démarche permet d'analyser plus facilement l'évolution des deux indicateurs de frottement et d'usure pour différentes configurations de glissement, de température et de passes et d'en tirer des tendances fiables.

Ensuite le détail de l'évolution des deux indicateurs selon les mêmes configurations expérimentales pour chacune des cinq huiles commerciales testées sera traité afin d'analyser l'influence du choix du lubrifiant.

Les coefficients de frottement sont calculés selon une méthode inverse expliquée lors de la partie deux. Ils sont un indicateur important de l'usure globale (Q_t dans l'Eq. 3-3) puisque, d'après la loi de Coulomb utilisée, il influe largement sur les contraintes tangentielles de contact. Or il a été mis en évidence que l'état des contraintes locales de contact est un point clé des phénomènes d'usure.

La quantité de résidus ferreux abrasés correspond à la somme des fines de fer récupérées sur le cylindre après chaque passe et sur l'éprouvette après les deux passes. Cette dernière n'a, en effet, pas été nettoyée entre les deux passes pour être au plus proche des conditions industrielles. La quantité de résidus ferreux est estimée selon la méthode mise en place par Deltombe [DEL01]. Elle consiste à prélever les résidus sur la surface de l'éprouvette et du cylindre à l'aide d'un filtre imbibé de méthyléthylcétone. Le filtre est ensuite calciné dans un four à 550°C pour qu'il ne reste plus que les particules de fer qui sont dissoutes et chauffées,

par la suite, dans une solution aqueuse d'acide chlorhydrique. La masse des particules est ensuite estimée par un spectographe de masse donnant une concentration en fer. On reporte cette valeur à la surface laminée et on peut exprimer la pollution en mg/m². Dans le cadre de l'étude des phénomènes d'usure, cette mesure, si elle n'est que partielle (Q_d + Q_l dans l'Eq. 3-3), est importante puisqu'on peut considérer qu'elle correspond à l'ensemble de l'usure abrasive néfaste pour le process. En effet, la présence de fines de fer sur tôle (Q_d) est pénalisante pour la bonne tenue du galva et la présence de fines de fer dans l'émulsion (Q_l) est mauvaise pour son équilibre chimique et donc son efficacité.

3.2.1 Influence de la passe

La démarche expérimentale empêche l'analyse de l'influence de la passe au travers de l'indicateur d'usure abrasive qu'est la quantité de résidus ferreux abrasés.

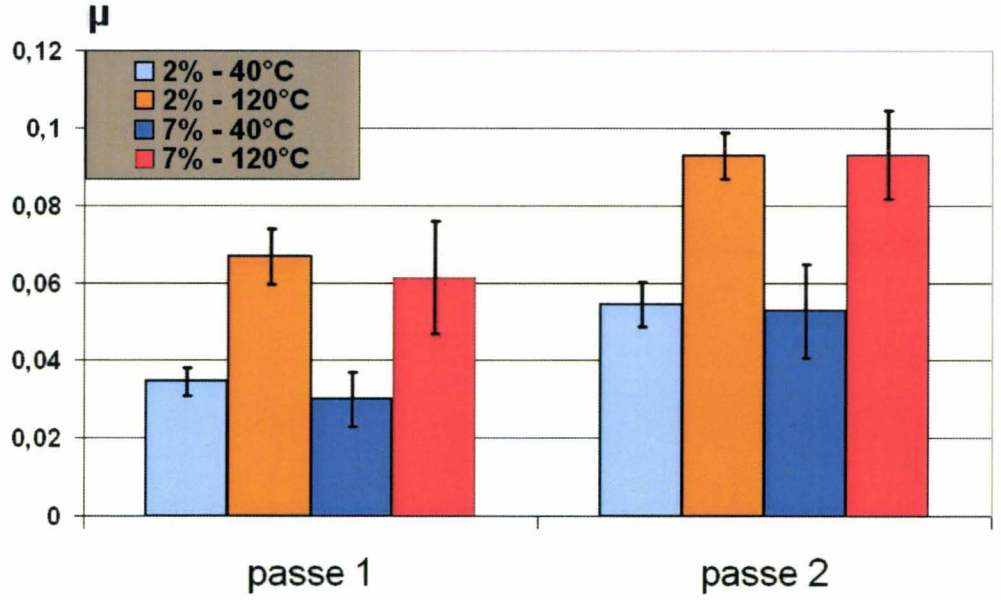


Figure 3-7 : Coefficient de frottement de Coulomb moyen calculé pour chaque configuration

Par contre, le passage de la passe 1 à la passe 2 montre clairement une augmentation du coefficient de frottement de Coulomb quelle que soit la configuration de glissement et de température. Au fil des passes, on a accumulation de la déformation plastique. Le modèle numérique de la partie 1 montre qu'après la première passe et la seconde, la déformation

plastique équivalente finale de la bande, ε_{pf}, vaut respectivement environ 0,4 et 0,8. Cette accumulation entraîne une baisse de la rugosité de la tôle [SAH94][WIL88] entraînant l'augmentation de la surface de contact réelle entre la bande et l'outil [SUT88]. Les contacts métal-métal sont ainsi plus nombreux (le régime de lubrification de plus en plus limite) et leur alimentation en lubrifiant par la présence de lubrifiant emprisonné dans les vallées est moins probable : le coefficient de frottement augmente [SAH94][DEL01]. L'évolution de l'état de surface de la bande, de son état décapé à son état laminé deux fois, montre la décroissance nette du nombre de cratères au fil des passes (Figure 3-8).

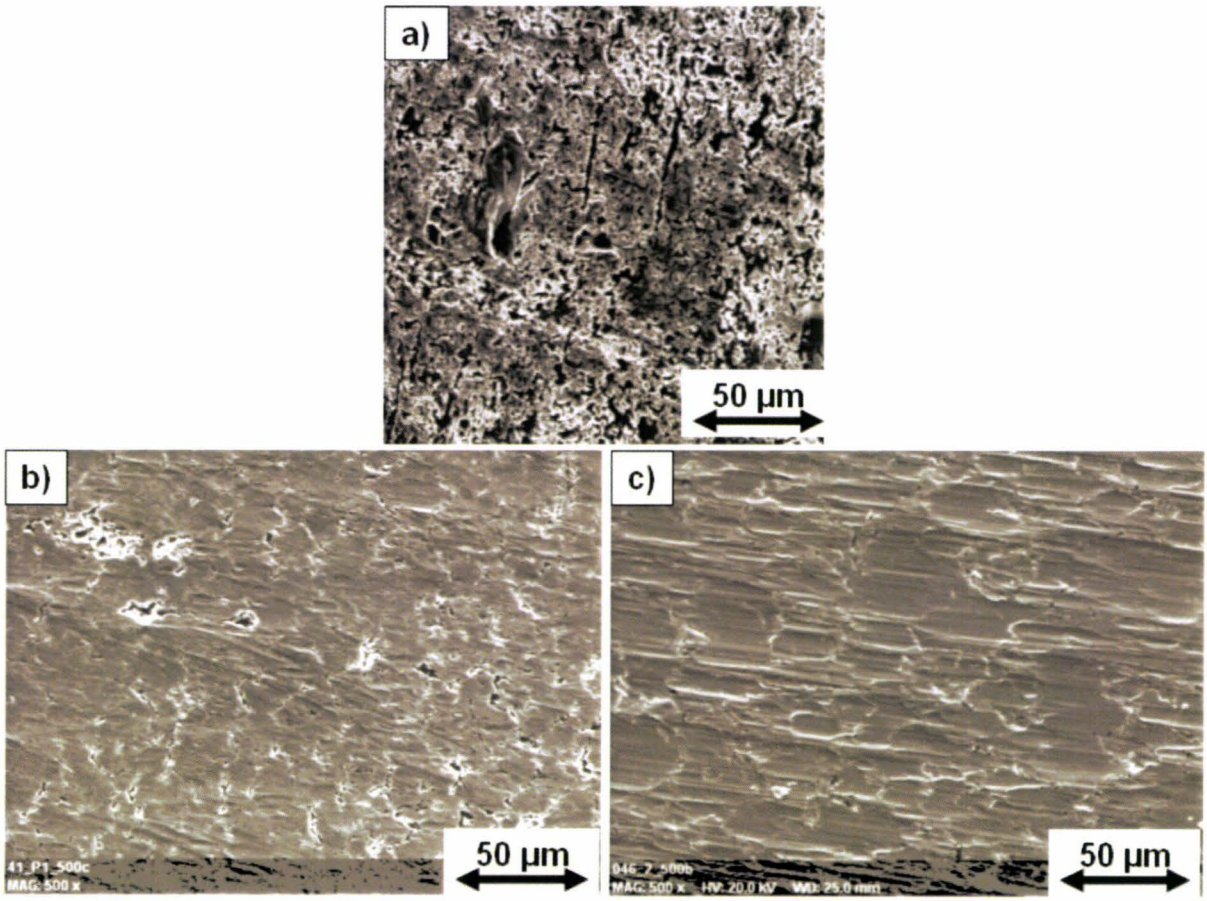


Figure 3-8 : Micrographies de la tôle expérimentale a) avant la première passe. b) après la première passe. c) après la seconde passe expérimentale

Au sujet de l'influence de la déformation plastique, il est important de discuter de l'influence du taux de réduction qui n'a pas été testée expérimentalement lors de cette étude. A première vue, on pourrait penser que l'augmentation du taux de réduction implique obligatoirement une augmentation du coefficient de frottement du fait d'une plus grande déformation plastique

induite. Néanmoins, des études sur le laminage à froid ont montré que l'effet du taux de réduction n'est pas si évident [LEN99] : dans le cas d'acier bas-carbone, celui-ci serait relativement stable du passage d'un taux de 20% à un taux de 40% [DEL01]. Comparé au passage de la passe 1 à la passe 2, l'évolution de la déformation plastique et de la contrainte normale de 20 % à 40 % est bien moins importante [DEL01].

3.2.2 Influence de la température de contact : l'importance des additifs polaires

Deux températures de contact ont été testées. La première, 40°C, correspond à la température de bain de l'émulsion industrielle et la seconde, 120°C, à la température estimée du contact bande-cylindre industriel.

Quels que soient la passe et le glissement en avant, une augmentation du coefficient de frottement est observée avec l'augmentation de la température (Figure 3-7).

Tout d'abord, la montée de la température induit une baisse exponentielle de la viscosité du lubrifiant [BAI01] favorisant peut être l'éjection d'une partie de l'huile préalablement appliquée, notamment par effets de bords dus aux faibles largeurs d'éprouvette.

Ensuite, dans le cas de lubrification quasi-limite, l'action des additifs limites est primordiale. Ces additifs, qui peuvent être de trois sortes, d'onctuosité ou polaire, anti-usure et extrême-pression, s'adsorbent ou réagissent avec les surfaces métalliques, oxydées ou non [RIS05]. Ainsi de véritables contacts métal-métal sont évités. Cela permet, non seulement, de limiter le frottement [BOE98] mais également de prévenir contre d'éventuels grippages [STU89] qui peuvent conduire à l'arrachement de particules microniques de la tôle et de leur adhésion sur le cylindre. Ceci peut avoir pour conséquence la formation d'une couche de transfert trop rugueuse sur le cylindre et l'augmentation du coefficient de frottement [MON01]. Ainsi, lorsque la lubrification quitte localement le régime hydrodynamique (rupture du film lubrifiant fluide dans le contact), tous les modes d'action des additifs sur les surfaces passent par une première étape d'adsorption [RIS05] pour former ensuite un tapis protecteur de faible épaisseur (1 à 5 nm) [FEL07]. Dans ce type de régime de lubrification, l'huile de base (l'huile minérale) sert surtout à approvisionner le contact en additifs [DAU01].

Or, l'adsorption des molécules polaires baissent sensiblement avec la température ce qui implique une baisse du taux de recouvrement des surfaces frottantes

[STU89][VAN03][MAN08]. Les additifs dits d'onctuosité ou polaire, dont le but principal est de réduire le frottement dans le cas d'un régime non hydrodynamique [MON01][RIS05][DAU01][AYE01], ne sont donc efficaces que dans un domaine de température limité, ne dépassant pas 150°C [AYE01][MOL99][STU89].

Ce facteur température est la limite majeure de l'utilisation de ce type d'additifs et notamment dans le cas du laminage à froid où la température de contact élevée est intrinsèque au procédé. C'est pourquoi d'autres classes d'additifs ont été développées pour palier à cette défaillance : les additifs anti-usure (AU) et extrême-pression (EP). Dans un cas idéal, ces additifs réagissement immédiatement avec le substrat par des liaisons chimiques de hautes énergies [RIS05] aux endroits précis où les additifs polaires se sont désorbés pour protéger les surfaces frottantes.

Le fait que le coefficient de frottement augmente avec la température implique donc deux hypothèses :

- le film réactionnel formé par l'action des additifs EP et AU sur le substrat a un pouvoir réducteur de frottement moindre que celui des additifs polaires
- lors des essais sur l'URT, ce film n'a pas pu se former totalement. Pour déclencher la réaction chimique entre additifs EP ou/et AU et le substrat, une énergie minimale d'activation est nécessaire : celle-ci est généralement apportée par la chaleur créée par l'importante déformation plastique locale au niveau des aspérités. On parle de température flash [HSU04][NAK06] : cette température n'a peut être pas été atteinte lors des essais. La deuxième raison peut se situer dans la cinétique de formation des films réactionnels : peut-être n'ont-ils pas eu le temps de totalement se former ?

La phénoménologie plus complète de l'ensemble de ces trois classes d'additifs est discutée plus amplement en section 3.3.

En résumé, le coefficient de frottement augmente avec la température du fait de la désorbtion des additifs polaires dont le rôle est de réduire le frottement.

Contrairement à ce qui pourrait être attendu, une baisse de la quantité de résidus ferreux abrasés associée à cette hausse du coefficient de frottement est observée (Figure 3-9).

Dans la section 3.1, il a été établi que l'arrachement de particules provient du fait que le matériau a atteint sa déformation plastique limite du fait de sévères contraintes locales de contact : le taux total de particules arrachées dépend donc de la résistance mécanique du

matériau ainsi que de l'état des conditions locales de contact (contraintes et déformation). On rappelle également que tous les tests sont effectués sur des éprouvettes de laminage provenant de la même zone de la bobine brute décapée et sont répétés plusieurs fois : on peut donc supposer, qu'en moyenne, le profil de rugosité des éprouvettes laminées est le même quelle que soit la configuration testée. Pour une configuration identique (passe, glissement et taux de réduction), la déformation plastique macroscopique de la tôle ainsi que la déformation plastique locale de ces aspérités ne doivent ainsi pas varier. La résistance mécanique ne variant pas non plus puisque le même matériau est toujours laminé, on peut ainsi déduire, que pour des configurations de taux de réduction et glissement en avant identiques, l'arrachement de particules est uniquement dépendant des contraintes locales de contact.

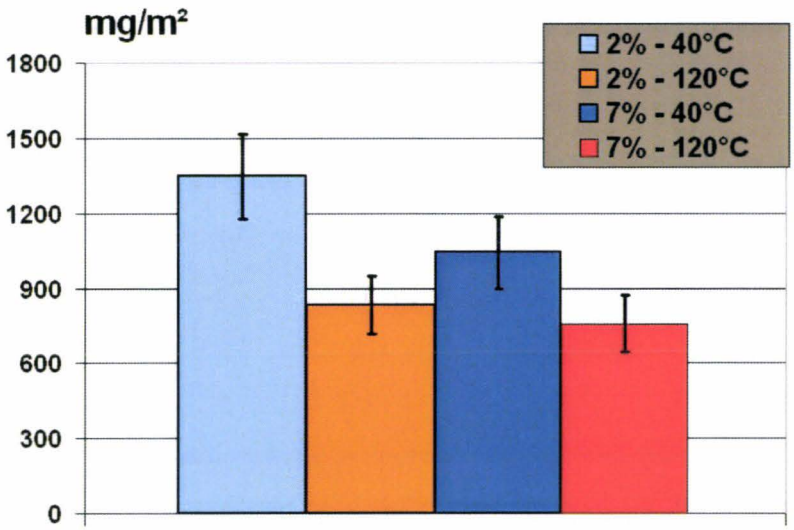


Figure 3-9 : Quantité totale moyenne des fines récupérées sur le cylindre et l'éprouvette après les deux passes

Or, une augmentation de température implique une augmentation du coefficient de frottement macroscopique. Le Tableau 3-2 montre l'influence du coefficient de frottement sur les contraintes de contact tangentielles ($<|\tau|>$) et normales ($<\sigma^*>$) moyennes de l'emprise ainsi que la contrainte normale au point neutre ($<\sigma_{pn}^*>$). Les calculs sont effectués dans les conditions d'une première passe expérimentale de laminage dans de mêmes conditions géométriques (cylindre lisse).

$p^* = 28\ \%$; $G_{av}^* = 2\ \%$	$<\sigma^*>$ (MPa)	$<\sigma_{pn}^*>$ (MPa)	$<\lvert\tau\rvert>$ (MPa)
$\mu^* = 0{,}034$	630	665	21,5
$\mu^* = 0{,}065$	648	700	42

Tableau 3-2 : sensibilités des contraintes de contact du point neutre au coefficient de frottement

L'augmentation de ce coefficient, engendrée par la hausse de température, implique ainsi une augmentation des contraintes de contact, notamment des contraintes tangentielles, et donc de l'arrachement total de particules de fer (Q_t dans l'Eq. 3-3). Or les mesures expérimentales ont montré une plus faible quantité de résidus ferreux abrasés ($Q_l + Q_d$ dans l'Eq. 3-3) (Figure 3-4). Par conséquent, une plus grande proportion des particules arrachées a dû s'adhérer sur le cylindre dans le cas de la haute température (Q_c dans l'Eq. 3-3).

L'état de surface de la tôle, pour un glissement de 7% après deux passes à 40°C, montre un étalement de la matière en forme d'écailles et de rayures dues aux aspérités du cylindre (Figure 3-10a). Ceci semble propice à une usure abrasive et une forte quantité de résidus ferreux abrasés. L'état de surface de la tôle laminée dans les mêmes conditions, mais à 120°C, présente, certes, également cet étalement de matière dû à la vitesse relative des deux corps (Figure 3-10b). Néanmoins, il semble également montrer plus de bords relevés (en blanc sur la figure) qui pourrait être un signe d'une plus grande force d'adhésion entre les deux corps et ainsi, d'un lubrifiant moins efficace à 120°C.

Par conséquent, la température semble être un facteur catalyseur de l'usure adhésive qui doit se traduire par la formation d'une couche de transfert sur le cylindre.

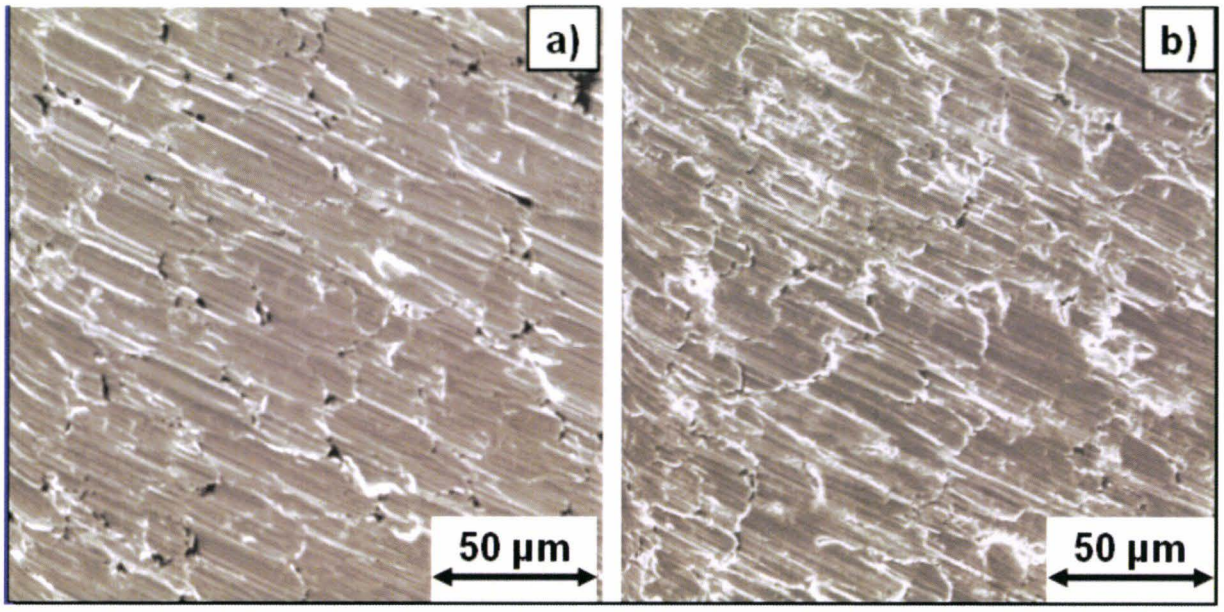


Figure 3-10 : Photographies MEB de tôles laminées expérimentalement après 2 passes pour un glissement en avant de 7% à a) 40°C b) 120°C.

3.2.3 Influence du glissement en avant

Il est important d'indiquer que l'étude de Deltombe, portant sur le même laminoir Sendzimir, a mis en évidence que l'augmentation du glissement montrait une augmentation sensible de la pollution mesurée pour un passage d'un glissement de 1% à 20% [DEL01]. Deux hypothèses, les deux n'étant d'ailleurs pas contradictoires, existent quant à cette augmentation. La première concerne la position du point neutre qui se rapproche de l'entrée du contact lorsque le glissement en avant augmente : le mécanisme des résidus ferreux est favorisé par l'inversion de cisaillement et l'importance de chacune des zone frein et entraînement de l'emprise [DEL01]. La seconde hypothèse intervient à un niveau plus local : la déformation plastique accumulée par une aspérité augmente avec le glissement en avant, cette aspérité étant déformée sur une plus grande distance [HUA04]. Comme vu précédemment, cela encourage la rupture du matériau et la formation de fines de fer.

Néanmoins, d'un glissement d'1% à 10%, la production de résidus ferreux abrasés présentait une certaine stabilité, voire même une légère baisse pour de faible taux de réduction (20%) [DEL01] [HUA04], ce qui est plus difficilement compréhensible à première vue. Afin de valider ces résultats expérimentaux, deux glissements « faibles » en avant différents ont été

testés via le nouveau protocole expérimental et cette fois, pour un taux de réduction industriel de 30% environ. En fait, l'influence du glissement en avant a été analysée pour une fourchette de valeurs, {2% ; 7%}, reproduites industriellement, la valeur maximale de 7% correspondant aux phases d'accélération et de décélération du laminoir.

Même si celle-ci ne semble pas très significative compte tenu des écart-types notamment à 120°C, la Figure 3-9 et le Tableau 3-3 montrent une légère baisse de la pollution quelle que soit la température. Certes, ces résultats semblent corroborer ceux de Deltombe et Huart pour un faible taux de réduction, mais comment expliquer ce phénomène ?

$p^* = 28\text{-}30\ \%$	$G_{av}^* = 2\ \%$	$G_{av}^* = 7\ \%$
T°(C) = 40°C	1346 +/- 170	1042 +/- 140
T°(C) = 120°C	835 +/- 115	758 +/- 115

Tableau 3-3 : Sensibilité de la quantité (mg/m²) de résidus ferreux collectés au glissement en avant et à la température

Tout d'abord, en terme de vitesse relative, c'est-à-dire si l'on soustrait la vitesse expérimentale linéaire du cylindre, ω^*R, à la vitesse de la traverse, V_s^*, les glissements de 2% et 7% correspondent respectivement à des valeurs de 1,67 $mm.min^{-1}$ et 5,89 $mm.min^{-1}$ qui sont toutes deux relativement faibles. Cette faible variation peut limiter les phénomènes d'inversion de cisaillement et d'accumulation locale de déformation plastique et les rendre beaucoup moins visible compte tenu des imprécisions expérimentales.

Ensuite, l'évolution de la pression de contact dans l'emprise pour les deux glissements en avant (les autres conditions de contact étant identiques) montre une plus forte pression de contact en sortie du contact dans le cas du glissement à 2% (Figure 3-11).

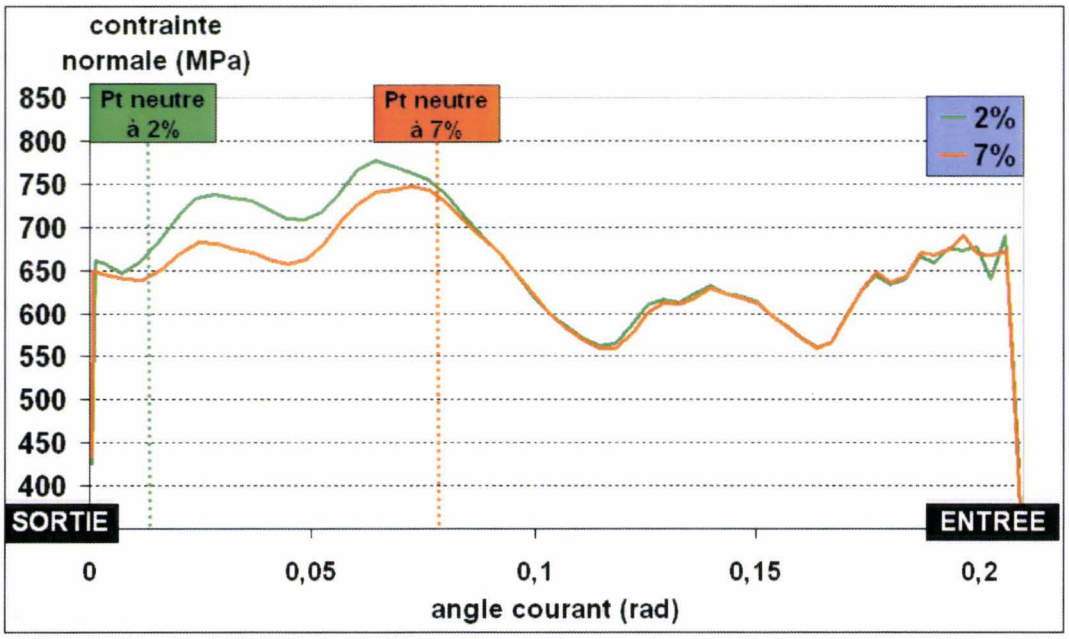


Figure 3-11 : Sensibilité de la contrainte normale de contact dans l'emprise au glissement en avant

Or cette pression de contact favorise l'écrasement des aspérités et ainsi une plus grande surface réelle de contact, lieu privilégié des phénomènes d'usure. A titre d'exemple, la fameuse loi d'usure d'Archard part de l'hypothèse que la pression normale de contact est proportionnelle à la surface réelle de contact [STU99]. De plus, on a vu que de hautes pressions favorisent la rupture du film lubrifiant. La hausse, même si elle est très légère, du coefficient de frottement semble corroborer les effets de cette augmentation de la pression [HUQ07] avec la baisse du glissement en avant.

Enfin, cette augmentation du frottement, si faible soit-elle, implique une augmentation des contraintes tangentielles (Tableau 3-2) qui va dans le sens d'un plus grand nombre d'arrachements de particules.

Il semblerait donc que le glissement en avant ait deux effets antagonistes sur l'usure, qui prennent le pas l'un sur l'autre selon l'importance de sa valeur. D'un côté, un faible glissement favorise l'augmentation de la surface réelle de contact et, ainsi, le nombre de sites potentiels d'arrachements de particules. De l'autre, un fort glissement favorise la déformation plastique locale des aspérités facilitant la rupture du matériau. Les micrographies (Figure 3-12) effectuées sur des éprouvettes laminées deux fois expérimentalement à 40°C montre que les écailles semblent plus allongées dans le cas du glissement de 7% (Figure 3-12a). La

surface de la tôle du cas 2% (Figure 3-12b) semble en effet avoir été moins étirée dans la direction de laminage. En outre elle présente moins de cratères qui pourrait être la conséquence d'un plus fort écrasement des aspérités de la tôle dû à une plus grande pression de contact.

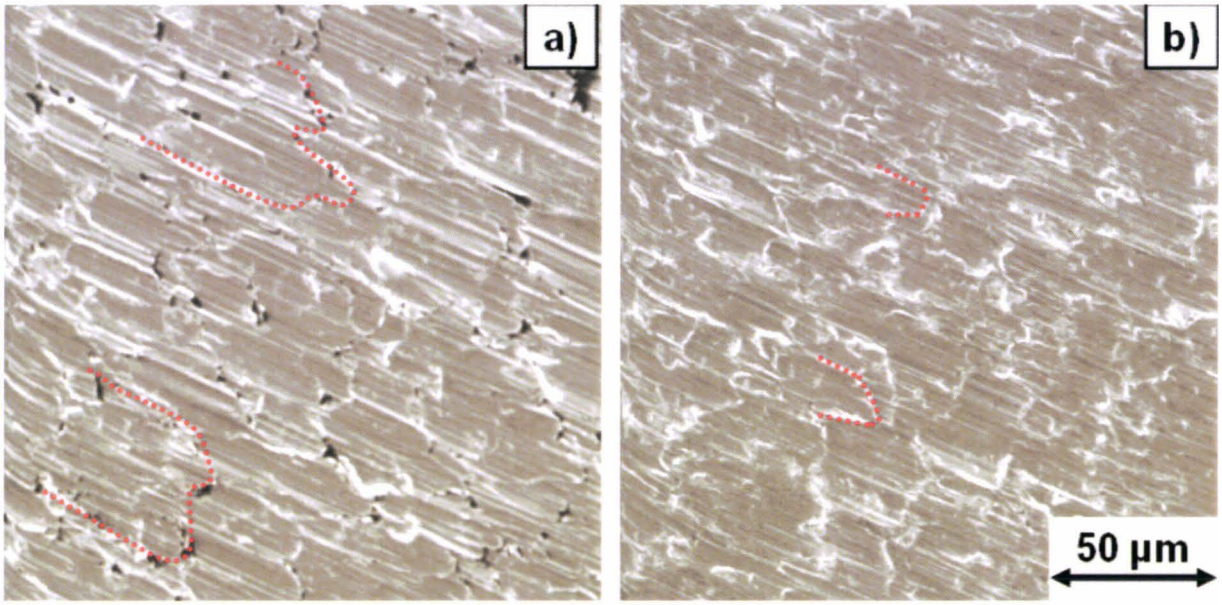


Figure 3-12 : Photographies MEB de tôles laminées expérimentalement après 2 passes à 40°C pour un glissement en avant de a) 7% b) 2%. (En rouge deux exemples d'écailles de laminage)

Par conséquent, sans doute existe-t-il un glissement en avant optimal, en terme d'usure, où la somme des deux effets serait minimale. Cela pourrait expliquer que les différentes mesures de résidus ferreux trouvent leur minimum à un glissement en avant intermédiaire de 7 ou 10 %.

Un dernier point mérite explication : l'effet de la température sur l'influence du glissement. En terme de quantité de résidus ferreux abrasés, la baisse mesurée avec le passage du glissement de 2 à 7% est moins sensible à haute température (une baisse de 10% à 120°C contre une baisse de 30% à 40°C). Or il a été établi que la température favorisait la proportion d'usure adhésive, non mesurable directement, sur l'usure totale de la tôle. La quantité de particules abrasées diminuant fortement du passage de 40°C à 120°C alors que les imprécisions des mesures expérimentales restent sensiblement les mêmes, il paraît logique que, à 120°C, le glissement en avant soit moins influant sur notre indicateur d'usure abrasive qu'est la mesure de pollution.

En conclusion, d'un point de vue général, l'influence du glissement en avant sur nos différents indicateurs est nettement moins marquée que l'influence de la température de contact. Néanmoins, il semblerait que dans le cas des faibles glissements testés (2 à 7%), son augmentation occasionne une légère baisse du coefficient de frottement et surtout de l'usure abrasive. L'hypothèse explicative émise est l'augmentation de la pression de contact avec la baisse du glissement qui engendre une augmentation de la surface de contact et ainsi de lieux privilégiés d'arrachement de particules. Il est tout de même important de rappeler que la sensibilité des indicateurs que sont le coefficient de frottement et la mesure de pollution au glissement en avant est proche de la valeur des écart-types expérimentaux, ce qui empêche d'être totalement catégorique sur l'influence du glissement.

3.2.4 Influence du choix du lubrifiant

La section 3.1 a permis de mettre en évidence que la nature du lubrifiant et notamment de ses additifs de lubrification est primordiale en lubrification quasi-limite, que ce soit en terme de frottement ou d'usure. Le choix d'un bon lubrifiant est donc primordial. Pour chaque configuration d'essai, les Figure 3-7 et Figure 3-9 représentaient la moyenne des valeurs de coefficient de frottement et de mesures de résidus ferreux de toutes les huiles. Afin de montrer l'influence que peut avoir le lubrifiant sur nos différents indicateurs, la Figure 3-13 et la Figure 3-14 comparent la valeur de ces deux indicateurs pour chacune de ces cinq huiles commerciales (A, B, C, D, E) ainsi que pour chacune des configurations de glissement et température de contact. Toutes ces huiles utilisent les mêmes types d'additifs, c'est-à-dire une base minérale associée à des additifs polaires, anti-usure et extrême-pression.

Tout d'abord, pour chacune des huiles, on retrouve les influences moyennes importantes déjà mises en évidence :

- augmentation du coefficient de frottement avec le numéro de la passe
- augmentation du coefficient de frottement avec la température
- baisse de la quantité de résidus ferreux abrasés avec la température

- influence du glissement beaucoup moins nette que celle de la température ou de la passe

Par contre, la Figure 3-13 et la Figure 3-14 montrent également des différences de comportement prouvant que le choix d'une huile de laminage n'est pas un choix sans conséquence. Si, à première vue, l'ensemble de ces huiles semblent donner des valeurs de coefficient de frottement ou de pollution toujours dans le même ordre de grandeur compte tenu des écart-types, des différences de comportement notables existent tout de même selon les configurations d'essai.

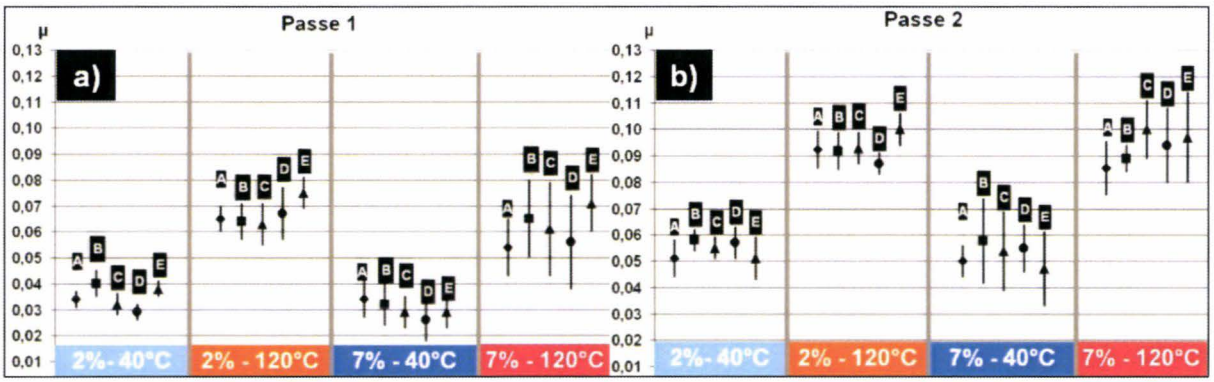


Figure 3-13 : Coefficient de frottement de Coulomb au choix du lubrifiant pour les quatre configurations d'essai (a) cas de la passe 1 (b) cas de la passe 2

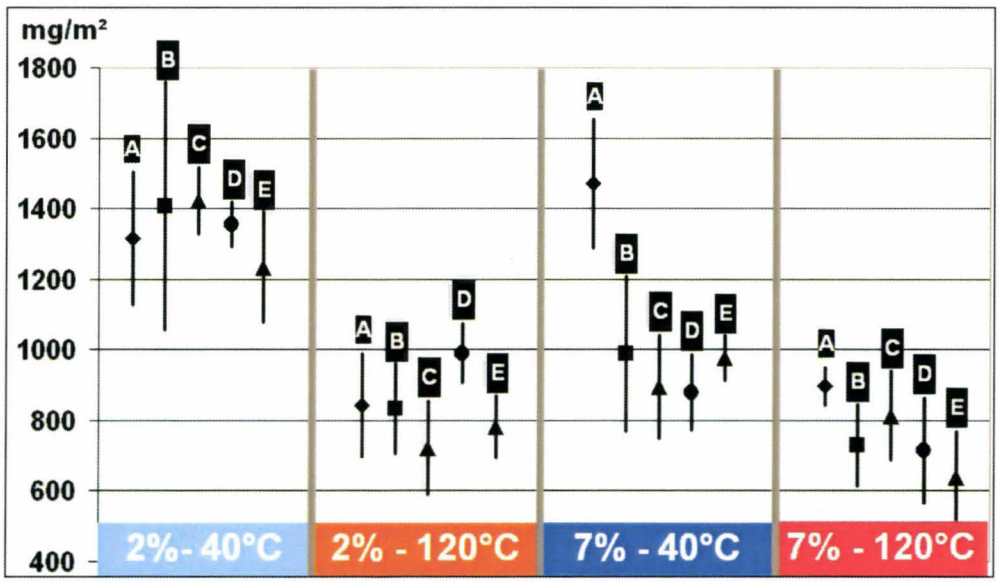


Figure 3-14 : Quantité totale de résidus ferreux abrasés (cylindre + tôle) au choix du lubrifiant pour les quatre configurations d'essai

En terme de coefficient de frottement (Figure 3-13), selon la configuration d'essai, on peut avoir une augmentation de plus de 30% d'une huile à une autre (cas des huiles A et E pour la configuration 4 de la passe 1).

En terme de quantité de résidus ferreux abrasés (Figure 3-14), une diminution de plus de 60% est atteinte entre les cas A et C pour la configuration 7%-40°C.
Ensuite, la proportion entre les phénomènes d'adhésion et d'abrasion de la zone de contact semble également être nettement perturbée par le lubrifiant utilisé. Le cas du lubrifiant A en est le bon exemple. Comme vu lors de l'étude de l'influence de la température, lorsque toutes les conditions géométriques et matériaux ne varient pas, le coefficient de frottement est un bon indicateur comparatif de la production totale de résidus, Q_t, qu'ils soient adhérents ou non. Or, lors du test de la configuration (G_{av}^* = 2% ; T°(C) = 120°C), ce coefficient reste sensiblement le même quelque soit le lubrifiant utilisé. De plus, la quantité de résidus abrasés est nettement supérieure pour le lubrifiant A. Par conséquent, la proportion de résidus venant s'adhérer sur le cylindre doit être nettement inférieure, pour cette configuration d'essai, lors de l'utilisation de l'huile A. Par contre, si l'on peut dire qu'une huile favorise plus l'abrasion ou plus l'adhésion, comment situer une huile par rapport à une autre ?

Enfin, la sensibilité des indicateurs de frottement et d'usure à la passe, la température et au glissement varie d'un lubrifiant à l'autre. En voici quelques exemples :

- en terme de frottement, le lubrifiant E semble être le moins résistant à une hausse de la température. Au contraire, le lubrifiant A semble le moins sensible à la montée de température.
- en terme de quantité de résidus ferreux abrasés, les échantillons C et D semblent montrer le moins d'impact de la montée de température. Ceci est probablement dû à une action des additifs extrême-pression et anti-usure à 120°C compensant la désorption des additifs polaires.
- le passage du glissement de 2% à 7% à la température de 40°C entraîne une baisse de l'usure abrasive pour tous les lubrifiants sauf pour le lubrifiant A.

En bref, le lubrifiant peut avoir des influences nettes sur le frottement et les phénomènes d'usure. Ils ne répondent pas de la même façon aux différents degrés de sévérité qu'il peut subir lors du contact (pression, température, vitesse relative...). Cela est certainement dû à la nature différente des constituants (base minérale, additifs...) de l'huile selon le lubrifiant utilisé, et ainsi de leurs interactions possibles engendrées (synergie et compétition), de la nature de leurs réactions avec les différents substrats... Pour comprendre tous ces phénomènes de lubrification, une collaboration a été mise en place avec le fournisseur A afin d'analyser le rôle de chacun des composants du lubrifiant.

3.3 Les additifs de lubrification limite : phénoménologie et influence sur le frottement et l'usure

On rappelle que l'huile utilisée dans l'émulsion industrielle est composée :

- d'une base minérale (35 %)
- d'esters synthétiques et de corps gras qui sont les additifs dits d'onctuosité ou polaires (50 %)
- d'émulgateurs (10 %) pour maintenir la stabilité de l'émulsion
- des additifs extrême-pression et anti-usure (2%)
- d'autres additifs (anti-corrosion, bactéricides, dispersants...)

Dans le cadre de la lubrification mixte, c'est-à-dire, dans la lutte contre de forts phénomènes de frottement et d'usure, les composés importants sont la base minérale, les additifs polaires, anti-usure et extrême-pression [MON01]. La partie hydrodynamique, ou hydrostatique, est gérée par la rhéologie du lubrifiant et notamment de sa base minérale. La proportion de vallées étant très faible dans le cas d'une lubrification limite, cette base sert essentiellement de solvant aux additifs limites qui permettent, par les phénomènes d'adsorption et/ou de réactions chimiques [MCF98][DAU99], de former une couche de faible épaisseur protégeant les surfaces frottantes [HSU04]. Par conséquent, cette section se concentre essentiellement sur la nature des additifs limites (polaires, anti-usure et extrême-pression), leur principe d'action sur les substrats et leur influence sur le frottement et l'usure.

3.3.1 Les additifs polaires ou d'onctuosité

Ce sont en général des acides, alcools, amines gras ou encore des esters, qui, par désestérification, se décomposent en un alcool et un acide gras [AYE01][STU89][RIS05][BRO05], dont l'objectif principal est de limiter le frottement dans le cas des régimes mixte ou limite [MCF97][MON01][RIS05][DAU01][AYE01]. Ces corps gras sont des molécules possédant toute une chaîne carbonée lipophile accolée à une tête polaire hydrophile. Ces additifs s'adsorbent moléculairement sur les surfaces métalliques pour former des couches protectrices composés de savons [DAU06] [FEL07] à faible module de cisaillement limitant ainsi le frottement et l'usure en s'usant à la place du métal

[MCF97][BRO05]. Deux types d'adsorption existent : la physisorption et la chimisorption. On les distingue en général par l'énergie nécessaire aux interactions entre le substrat et les molécules adsorbées [MON01][RIS05] [AYE01] (Figure 3-15) :

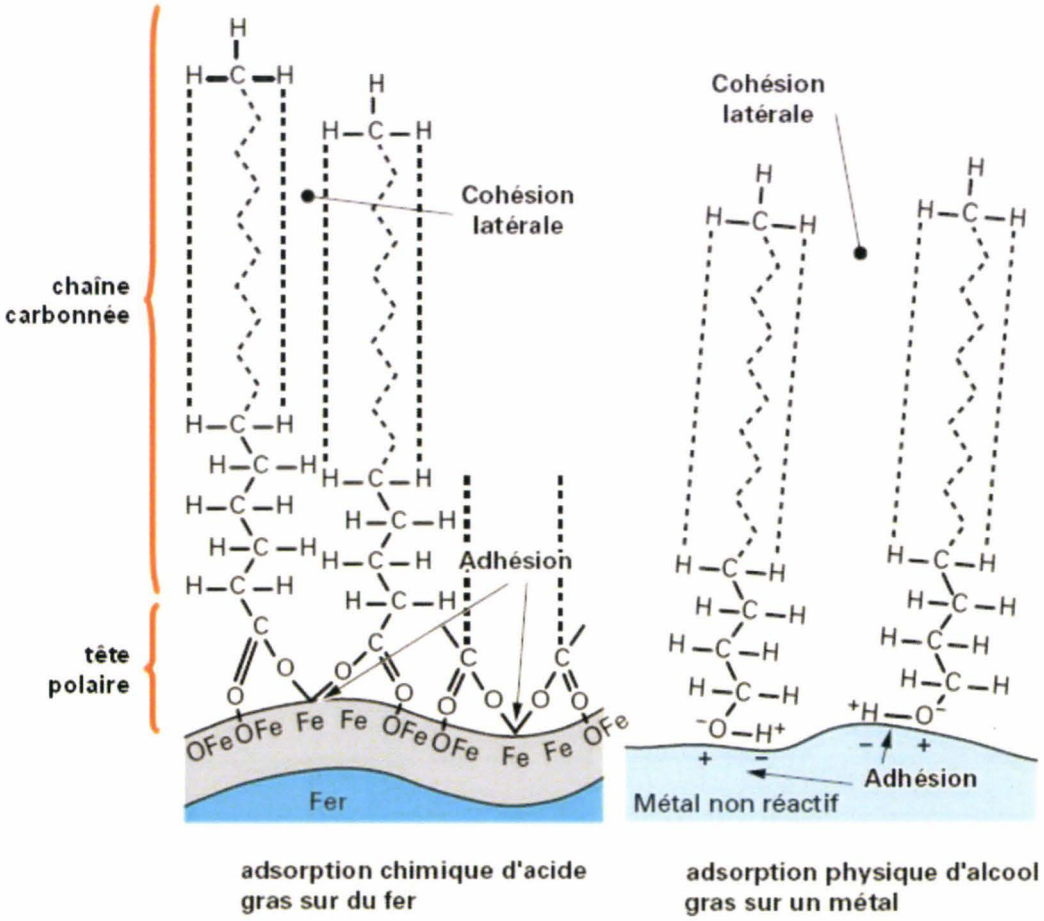


Figure 3-15 : Comparaison des deux types d'adsorption de molécules polaires d'additifs d'onctuosité [AYE01]

- *la physisorption ou adsorption physique (Figure 3-15) :* elle est due à des forces d'attraction de Van der Waals qui forment une liaison de très faible énergie entre la surface métallique et la molécule polaire. Elle est très sensible à la température : au-dessus d'une température de désorption, les molécules quittent la surface. Néanmoins, il est important de noter que ce phénomène est réversible : si la température décroît à nouveau, ce film lubrifiant peut se reconstituer. Cette température de transition est généralement estimée à 100°C environ.
- *la chimisorption ou adsorption chimique (Figure 3-15) :* la tête polaire de l'acide gras forme une liaison hydrogène (dix fois supérieurs à la physisorption) avec la surface

métallique. Ces liaisons ont pour conséquence de former un film de savons de fer à très faible résistance au cisaillement. Contrairement à la physisorption, la formation de savon nécessite une énergie d'activation minimale et n'est donc pas instantanée et réversible. Par contre, ce type de liaison semble plus résistante à une augmentation de température : la température critique se situerait entre 90°C et 150°C selon l'additif utilisé.

D'un point de vue microscopique, l'adsorption agit aux endroits de non satisfaction de toutes les valences des atomes situés au niveau des surfaces: ces liaisons « pendantes » rendent ces atomes particulièrement réactifs [RIS05]. Cette affirmation est à nuancer avec la position du site qu'occupe cet atome, à savoir s'il est sur un plateau ou dans une vallée. En d'autres termes, plus une surface est irrégulière et divisée (ou rugueuse), plus elle est réactive [RIS05].
Au final, qu'on soit dans l'un ou l'autre des cas, l'adsorption de ces molécules sur la surface du métal s'effectue ainsi : la tête polaire se fixe sur la surface pendant que la queue carbonée, lipophile, maximise les interactions avec la phase organique du lubrifiant en étant quasi-perpendiculaire à la surface [RIS05].
Les molécules adsorbées tendent à se rapprocher et à se lier en raison des liaisons hydrogène entre têtes et les forces d'orientation de Debye entre queues. A cela s'ajoutent les forces de Van der Waals qui incitent les molécules à s'aligner pour former des amas parallèles. On obtient, au final, une structure mono- ou multicouche appelée « tapis de Hardy » [RIS05] [FEL07]. En résumé, les additifs polaires conduisent à la formation, à la surface du métal, d'une couche pouvant contenir une grande proportion de savon de fer [DAU06][FEL07].
Elle est difficile à comprimer du fait de sa forte densité et peut donc encaisser des charges normales importantes (jusqu'à 3 GPa [AYE01] voire 4 GPa [HSU04]), mais elle est facilement cisaillée au niveau de l'interface des queues carbonées en regard [RIS05]. De plus cette structure se répare facilement en cas de dégradation et de présence d'additifs d'onctuosité dans le contact. En fin de compte, cette ou ces couches sont susceptibles, en cas de conditions mécaniques peu sévères, de se former entre deux surfaces mécaniques en mouvement et de les protéger en concentrant les phénomènes de cisaillement, et ceci de manière prolongée puisque les dégradations induites par ce cisaillement sont « réparées » ou « compensées » [RIS05].

L'efficacité de telles molécules relève donc d'un phénomène d'équilibre entre adsorption et désorption qui dépend de [RIS05] :

- la nature des surfaces en contact (métal nu, oxyde, type de métal ...) et la nature de la tête polaire (acide, alcool...)
- l'atmosphère ambiant [MIS92] impliquant que l'oxygène ne peut être négligé. Premièrement il est à l'origine de la couche d'oxyde initiale. Deuxièmement lors de l'apparition de surfaces fraîches, l'oxygène dissous dans le lubrifiant entre en compétition avec les additifs pour s'adsorber. Enfin, l'interaction de chacun des additifs dépend fortement du fait que la surface soit oxydée ou non.
- la nature des chaînes carbonées et notamment leur longueur [MCF97][MON01][MAN08] qui favorise l'établissement d'interactions latérales entre les différentes molécules et qui participent, de ce fait, à la cohésion de la couche. Plus ces chaînes sont longues plus les forces d'interaction augmentent mais plus le coût de fabrication de l'huile est important. Il paraît néanmoins établi qu'au delà de 18 atomes de carbones, l'augmentation de longueur de la chaîne n'a plus d'influence sur l'efficacité du corps gras [AYE01].
- la concentration de l'additif dans la base minérale qui favorise l'efficacité du lubrifiant notamment dans le cas d'un contact répété [LEN98]
- la température dont l'augmentation participe à la décohésion des couches adsorbées [STU89][VAN03][MAN08] ainsi qu'au fait que la première couche est moins fermement liée à la surface. Les additifs d'onctuosité sont donc caractérisés par une température critique, située entre 100°C et 150°C, au-delà de laquelle leur efficacité est dramatiquement réduite [AYE01][STU89][MOL99]. La présence de plusieurs types d'additifs polaires peut permettre d'augmenter cette température critique, les esters étant les plus résistants [DAU06]. Ce facteur température est par conséquent la limite majeure de l'utilisation de ce type d'additifs et notamment dans le cas du laminage à froid où la température de contact élevée est intrinsèque au procédé.

3.3.2 Les additifs anti-usure et extrême-pression

Pour pallier à cette « défaillance » thermique de l'additif, des additifs anti-usure et extrême-pression sont généralement associés aux additifs polaires dans le cas de la mise en forme d'acier (ils ne sont pas utilisés dans le cas de mise en forme d'alliages légers [MON01][DAU03][RIS05]]) .

Ce sont des éléments organiques chlorés, phosphorés ou soufrés [KUM96][GAO04][FUR07] qui forment avec le substrat des films organiques ou organométalliques [BRO05] dont, contrairement aux additifs d'onctuosité, leur fonction principale n'est pas de réduire le coefficient de frottement [RIS05][DAU99]. Ils luttent contre l'usure adhésive et le grippage des surfaces en réagissant chimiquement avec le métal au niveau des contacts entre aspérités antagonistes en formant in situ un composé organométallique ou un sel métallique [AYE01] minimisant ainsi les véritables contacts métal-métal [NAJ03]. La distinction entre anti-usure et extrême-pression est floue : des additifs anti-usure très réactifs chimiquement peuvent être considérés comme des additifs extrême-pression modérés [FEL07][RIS05].

En outre chacun de ces additifs peut être spécifique à un contexte particulier (faible vitesse/ forte charge, ou haute température/ haute vitesse ...) : les additifs anti-usure moins réactifs (généralement des molécules phosphorées [MCF98][NAJ04]) et les additifs extrême-pression (généralement des molécules soufrées [MCF98][NAJ04]) sont ainsi très complémentaires et leur association permet d'élargir la plage d'efficacité du lubrifiant (Figure 3-16).

En tout cas, que ce soit les molécules phosphorées ou soufrées, elles doivent toutes passer par une étape de décomposition pour libérer du phosphore et du soufre élémentaires et ainsi permettre une réaction avec le substrat [FUR07]. C'est pourquoi une énergie d'activation est nécessaire pour que ces additifs deviennent efficaces : la température flash, obtenue au niveau des aspérités où la déformation plastique et le frottement sont le plus sévères, fournit cette énergie indispensable [HSU04][NAK06][FUR07]. En effet, plus la température de contact est élevée, plus la formation du film limite est rapide [CHO94][GOA04]. Puisque cette dernière découle d'une réaction chimique entre l'additif décomposé et le substrat, la nature des

additifs, l'état de surface (oxydée ou non) du substrat et sa réactivité chimique induite sont également des éléments primordiaux dans l'efficacité de ce type d'additif [GOA04].

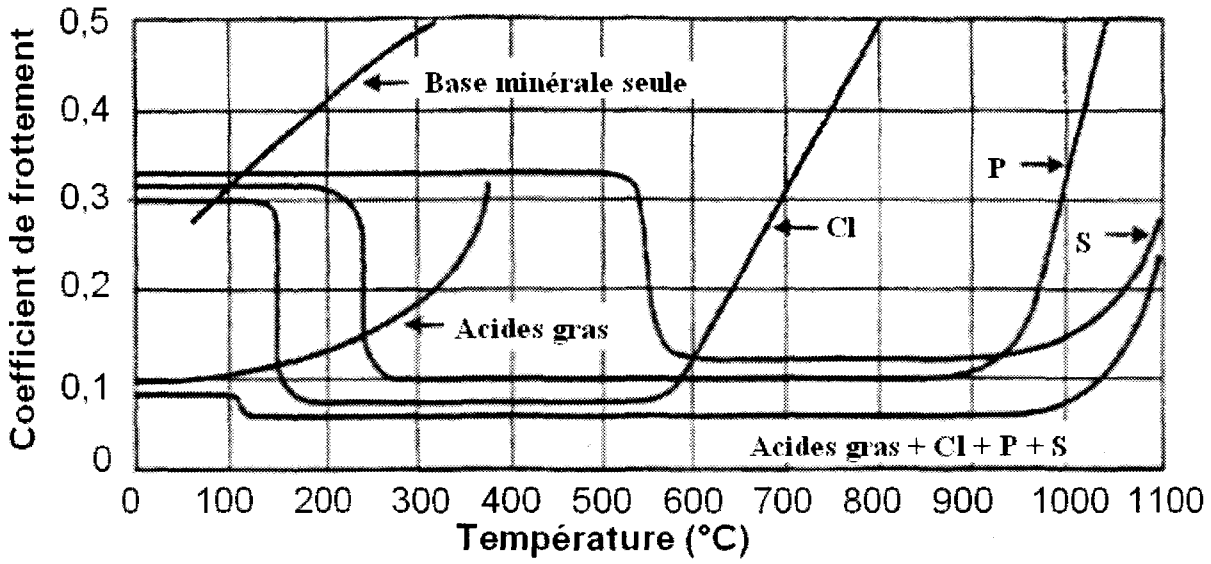


Figure 3-16 : Plage de température d'efficacité des différents additifs limites [MAN99]

En tout cas, que ce soit les molécules phosphorées ou soufrées, elles doivent toutes passer par une étape de décomposition pour libérer du phosphore et du soufre élémentaires et ainsi permettre une réaction avec le substrat [FUR07]. C'est pourquoi une énergie d'activation est nécessaire pour que ces additifs deviennent efficaces : la température flash, obtenue au niveau des aspérités où la déformation plastique et le frottement sont le plus sévères, fournit cette énergie indispensable [HSU04][NAK06][FUR07]. En effet, plus la température de contact est élevée, plus la formation du film limite est rapide [CHO94][GOA04]. Puisque cette dernière découle d'une réaction chimique entre l'additif décomposé et le substrat, la nature des additifs, l'état de surface (oxydée ou non) du substrat et sa réactivité chimique induite sont également des éléments primordiaux dans l'efficacité de ce type d'additif [GOA04].

Les molécules Zinc dithiophosphate (ZnDTP), Molybdène dithiocarbonate (MoDTC) et Molybdène dithiophosphate (MoDTP) sont des exemples célèbres d'additifs anti-usure ou extrême-pression [MAR00].

3.3.2.1. Les additifs anti-usure

Les additifs anti-usure ont pour but de réduire l'usure des surfaces frottantes [DAU01] pour des charges et températures faibles ou moyennes. En général, on a affaire à des molécules organophosphorées [AYE01] (ester d'acide phosphorique [MCF97]). Le phosphate (phosphore oxydée), produit de leur décomposition, réagit chimiquement avec l'oxyde de fer présent en surface [DEB03][NAK06][FUR07][HUQ07] pour donner des produits amorphes (des verres) : des phosphates, des polyphosphates de fer ou encore des polyphosphates organométalliques [MCF98][NAJ04][HSU05][DAU06][HUQ07][MOR07]. Cette réaction suit en fait le principe HSAB (Hard Soft Acid Base) de Pearson qui indique que les forts acides, cas de l'oxyde de fer, réagissent préférentiellement avec les fortes bases, cas du phosphate, et les faibles acides avec les faibles bases [PEA95][MAR99][DEB03].

En fait, la réaction du phosphate avec le substrat s'effectue en deux étapes. Dans un premier temps, le substrat est composé d'une surface métallique sous-jacente de très faible rugosité, surmontée d'une couche brune plus rugueuse composée de phosphate et d'oxyde de fer [RIS05]. Or, quelles que soient les caractéristiques du contact, il existe toujours une période transitoire où les surfaces rugueuses s'usent [MOR07]. Lors de cette première étape, l'usure est donc relativement importante [RIS05] et se traduit par la formation de débris non adhérants [MAR99]. En effet, si la présence du tribofilm limite les forces adhésives, sa faible épaisseur de l'ordre du nanomètre ne peut empêcher l'enchevêtrement des aspérités dont l'ordre de grandeur est le micromètre. Ensuite, dans un deuxième temps, le taux d'usure des surface diminue fortement et le film brun devient bleu et ne contient plus de fer, mais surtout des polyphosphates : la couche sous-jacente est rugueuse et la surface du film bleu lisse [RIS05].

La transition entre les deux étapes semble dépendre du taux de couverture de la surface métallique par l'additif phosphoré. Les acides phosphoriques organiques ainsi libérés peuvent alors former un réseau polymérique de polyphosphate [RIS05].

Ainsi, à l'issue des deux phases, l'usure du métal est remplacée par l'usure de la couche d'additifs, qui est capable de se regénérer en consommant des molécules d'additifs restées en solution.

Ces additifs phosphorés dits anti-usure sont adaptés pour de faibles vitesses de glissement, des rugosités marquées ainsi que pour des températures en-deça d'une limite encore discutée

(200°C [FUR07], 550°C [RIS05]) et dépendant certainement de la nature des différents acteurs du contact.

3.3.2.2. Les additifs extrême-pression

Les additifs extrême-pression ont pour objectif d'accroître la charge pour laquelle des phénomènes de rayure et de grippage surviennent, et donc à réagir rapidement avec la surface pour éviter ces situations d'usure catastrophique survenant dans des conditions de contact sévères (charge/température) [DAU01]. Les composés organiques chlorés ou chlorophosphorés étant en voie de disparition pour des raisons environnementales, ce sont généralement des molécules organo-soufrées [AYE01][NIN01][PET03][FUR07].

De la même manière que les molécules phosphorées, ces composés soufrés passe par une première étape de décomposition, c'est-à-dire la dissociation de la liaison soufre-soufre ou soufre-carbone [MCF97], et d'oxydation en sulfure voire sulfate, la température jouant un rôle d'activateur [DAU06][GAO04]. Par contre, ces éléments, qui sont des bases faibles, réagissent préférentiellement, d'après le principe HSAB, avec le fer qui est un acide faible pour donner des sulfures de fer (Fe_xS_y, $FeSO_4$) [MCF97][MAR99][PLA99][NIN01][DEB03][PET03][NAJ04] résistant à des températures de 700°C [FUR07]. Pour que cette réaction ait lieu, il est donc nécessaire que l'oxyde de fer disparaisse préalablement de la surface métallique (soit par rupture ou par réaction avec d'autres additifs) pour permettre la création de surface fraîche [MAR99].

Comme pour les additifs anti-usure, on a ainsi une étape d'usure initiale par une consommation de l'additif et de la surface aboutissant à la formation d'une surface plus lisse où la couche additivée s'use à la place du substrat [RIS05].

3.3.3 Synergie et compétition entre additifs

Les huiles de laminage sont d'une composition complexe : elles intègrent, outre la base minérale, des additifs polaires, extrême-pression, anti-usure et également d'autres types d'additifs comme les détergents et les dispersants. Il existe donc des effets de synergie et de compétition entre les différents additifs.

Tout d'abord, s'ils présentent une réactivité trop importante vis-à-vis des différents substrats, les additifs « non-lubrifiant » comme les détergents et les dispersants peuvent entrer en compétition avec les additifs de lubrification et limiter leurs effets réducteurs de frottement et d'usure [MIN05].

En ce qui concerne les additifs limites eux-mêmes, l'utilisation de diverses classes permet d'élargir la plage d'efficacité de charge [SAR94] et de température (Figure 3-16) du lubrifiant.

De plus, pour des raisons qui restent encore méconnues, les additifs extrême-pression et anti-usure semblent inefficaces en l'absence d'additifs polaires [HSU05][HSU06]. Une synergie a en effet été mise en évidence entre les molécules soufrées et les additifs polaires : l'enthalpie d'adsorption de l'acide stéarique, acide gras généralement utilisé, est plus forte sur le sulfure de fer (FeS) que sur l'oxyde de fer (Fe_2O_3). Cela permet d'éviter la désorption de l'acide stéarique jusqu'à des températures supérieures à 150°C [DAU06].

Des effets synergiques ont également été observés entre des additifs anti-usure et extrême-pression où certains additifs peuvent servir de catalyseur à la réaction d'autres additifs avec le substrat [PLA99]. Le cas du mélange des molécules MoDTC et ZnDTP peut être cité [MAR00][DEB03]. D'après le principe HSAB, la réaction de l'oxyde de fer (acide fort), présent initialement à la surface du substrat, avec le phosphate du ZnDTP (base forte) est la première à avoir lieu. Cela donne un verre de phosphate peu résistant à l'usure abrasive qui sera éliminé via des débris d'usure non adhérents. Des surfaces fraîches sont ainsi créées permettant la réaction du MoS_2, issu de la molécule MoDTC, avec le fer découvert et la protection des surfaces frottantes [MAR00].

3.3.4 Cas du contact Sendzimir : influence des additifs sur le frottement et l'usure

Pour minimiser les véritables contacts métal-métal inévitables en lubrification quasi-limite, les additifs entrent en jeu pour protéger les surfaces frottantes sur lesquelles l'adsorption des additifs polaires et la réaction chimique des additifs extrême-pression et anti-usure peut avoir lieu.

L'efficacité de cette lubrification limite dépend par conséquent de nombreux paramètres propres au process industriel (les pressions et la température de contact mises en jeu, l'état de surface des substrats...) et à la nature même des partenaires du contact (la nature des substrats, leur état d'oxydation, la nature des additifs utilisés). C'est pourquoi, via une collaboration avec le fournisseur de l'huile industrielle de laminage, un plan d'expérience sur URT a été entrepris pour bien appréhender les mécanismes de lubrification limite propre au procédé étudié et leur impact sur le frottement et l'usure.

3.3.4.1. Le plan d'expérience et les résultats bruts

Le fournisseur a ainsi mis à disposition 5 échantillons d'huile :

- l'échantillon **HM** correspondant à la base minérale seule
- l'échantillon **AP** correspondant à la base minérale à laquelle ont été ajoutés les additifs polaires
- l'échantillon **P** correspondant à l'échantillon AP auquel ont été ajoutées les molécules phosphorées
- l'échantillon **S** correspondant à l'échantillon AP auquel ont été ajoutées les molécules soufrées
- l'échantillon **HE** correspondant à l'huile commerciale (c'est-à-dire à l'huile entière)

Il est important d'ajouter que ces cinq échantillons possèdent également tous les autres composants de l'huile comme les émulgateurs, les additifs dispersants, détergents...

Une configuration sans aucun lubrifiant, correspondant à l'échantillon **SEC**, a également été testée.

Deux températures de contact, 40°C et 120°C, ainsi que deux passes de laminage ont été testées pour chacun des cinq échantillons. Pour chaque passe, le glissement en avant industriel est reproduit (G_{av}^{1*}=2%, G_{av}^{2*} = 3 %).

Contrairement aux essais de la section 3.2.4 où, pour chaque configuration de température et de passe, les dix tests de chacune des huiles entières commerciales (cinq par glissement en avant) ont été effectués consécutivement (Figure 3-17a), l'échantillon d'huile de référence testé est changé après chaque essai (Figure 3-17b).

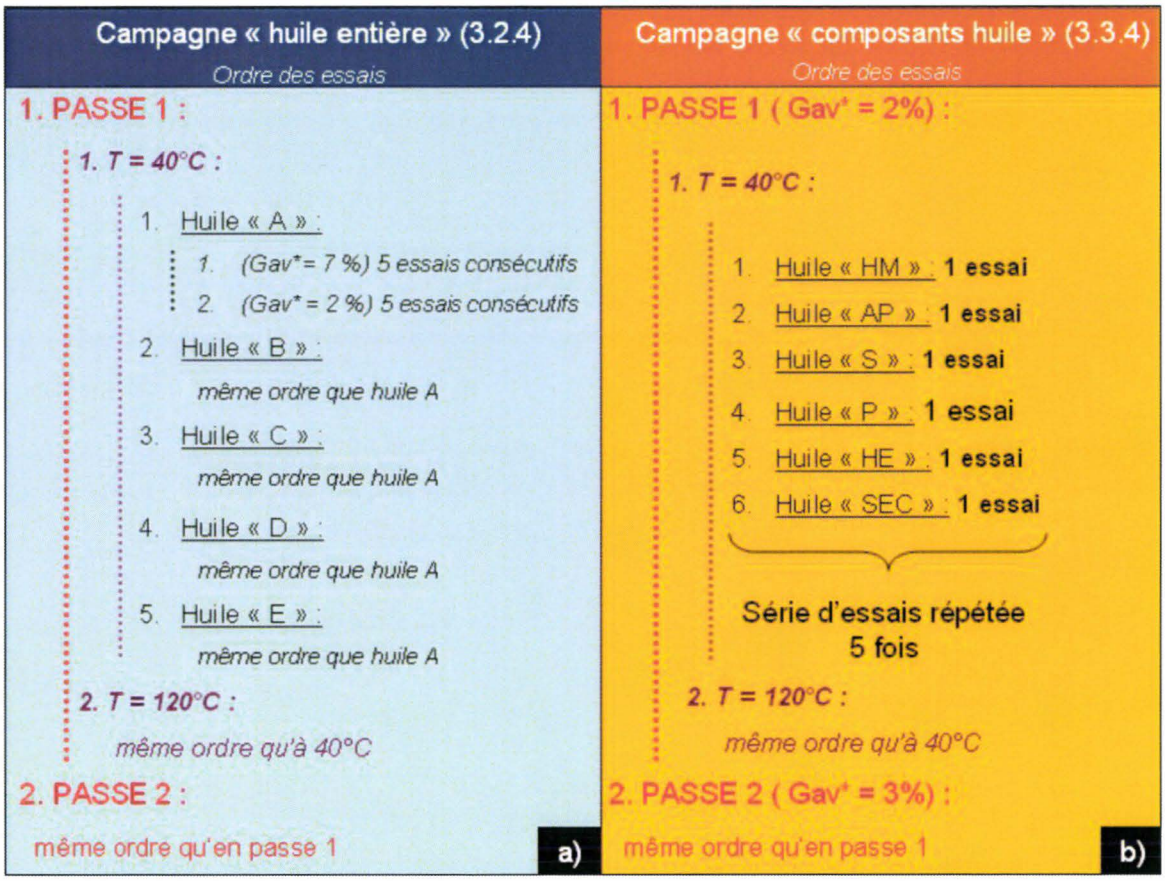


Figure 3-17 : Ordre chronologique des essais lors de la campagne (a) huile entière (Section 3.2.4) (b) composants huile (Section 3.3.4)

En effet, il a été mis en évidence que des phénomènes d'usure adhésive pouvaient se produire dans le cadre de nos essais (cf 3.2). Ceux-ci impliquent l'adhérence de particules sur le cylindre modifiant ainsi localement son état de surface. Or, l'influence réelle de ces adhésions sur nos indicateurs de frottement et d'usure adhésive est inconnue : on ne sait pas à quelle vitesse et dans quelle proportion se modifie l'état de surface du cylindre et quel est l'impact de cette évolution éventuelle sur nos indicateurs.

L'objectif de cette campagne étant d'étudier l'influence des différents additifs sur ces indicateurs, il faut éviter que l'évolution éventuelle de l'état de surface du cylindre ne masque l'effet des différents additifs sur les indicateurs de frottement et d'usure. C'est pourquoi la lubrification est alternée à tous les essais (Figure 3-17b). Ainsi, l'évolution potentielle du cylindre entre les tests d'une même série des différents échantillons d'huile est limitée et on peut considérer que seule l'influence du lubrifiant utilisé est analysée.

Les coefficients de frottement et les quantités de résidus abrasés correspondant à chaque configuration d'essai sont représentés sur la Figure 3-18 et la Figure 3-19.

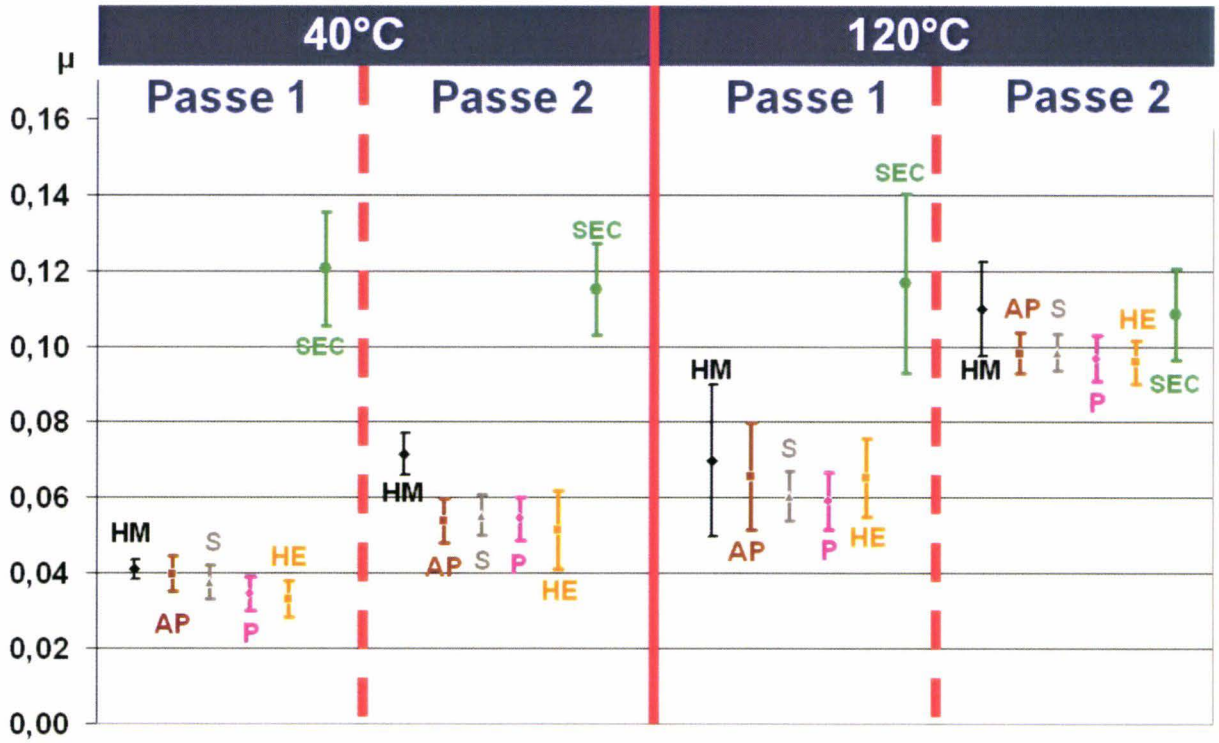


Figure 3-18 : Coefficients de frottement de Coulomb calculés pour chacun des échantillons d'huile et chacune des configurations de passe et de température

Contrairement aux essais précédents, la mesure de pollution a été effectuée après chaque passe pour avoir une vue plus précise de l'évolution de l'usure abrasive au fil des passes.

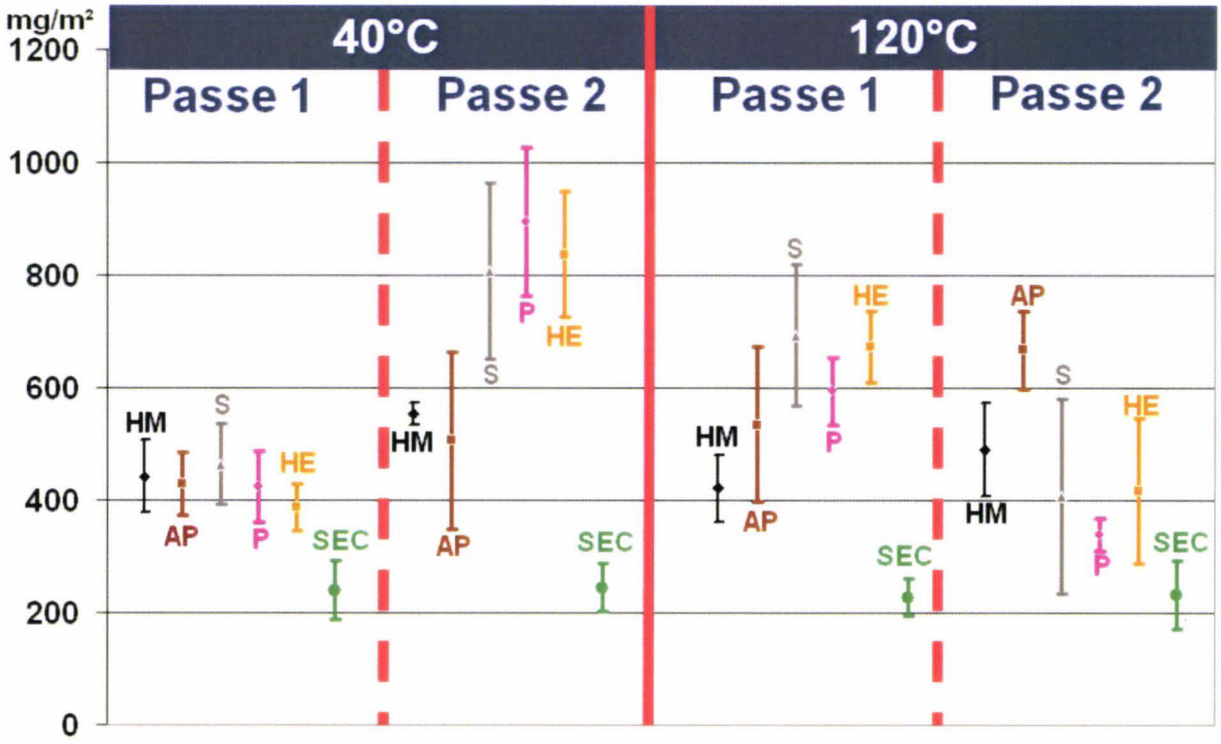


Figure 3-19 : Quantité totale de résidus abrasés collectés sur le cylindre et la tôle pour chacun des échantillons d'huile et chacune des configurations de passe et de température testées

3.3.4.2. Cas de l'huile commerciale complète : validation de l'influence de la température et de la passe

Influence sur le coefficient de frottement :

Tout d'abord, **l'augmentation du coefficient de frottement avec la température et la passe**, mise en évidence dans la section 3.2, est retrouvée quel que soit l'échantillon d'huile testé.

En ce qui concerne **les essais à sec**, la relative stabilité du coefficient lors du passage de la passe 1 à la passe 2 peut s'expliquer par le fait que la baisse de la rugosité de la tôle entre la passe 1 et la passe 2 est bien moins influante en absence totale de lubrifiant. Dans cette configuration, le phénomène de piégeage de lubrifiant dans les cavités de la tôle alimentant les plateaux en lubrifiant n'existe pas. Au contraire, le « lissage » de la tôle entre la passe 1 et la passe 2 aura plutôt tendance à limiter l'enchevêtrement des aspérités et ainsi le frottement, en absence de lubrifiant.

Influence sur la mesure de pollution :

Par contre, les tendances mises en évidence sur l'indicateur de la pollution en fines de fer doivent être nuancées. Il a été établi (cf paragraphe 3.2.2) que la production de résidus ferreux, mesurée après les deux passes expérimentales (sans mesure après la première passe), baissait avec l'augmentation de la température (Tableau 3-4a).

Ceci est retrouvé sur la mesure de pollution effectuée après la deuxième passe avec l'utilisation de l'huile entière (Tableau 3-4c). La somme des résidus ferreux collectées après la passe 1 et la passe 2 montre également cette baisse de la pollution avec la température mais d'une façon moins nette (Tableau 3-4d). En effet, la mesure effectuée après la passe 1 montre une hausse de la production de résidus ferreux avec la température (Tableau 3-4b).

Température de contact	**(a) 3.2.2**	(b) 3.3.4	(c) 3.3.4	**(d)** 3.3.4
40°C	**1350**	400	830	**1230**
120°C	**870**	660	410	**1070**

Tableau 3-4 : Comparatif des mesures de pollution totale effectuées sur tôle et cylindre à 40°C et 120°C avec utilisation de l'huile entière dans les configuration suivantes : (a) après 2 passes, sans nettoyage de la tôle après la passe 1 (b) après la passe 1 (c) après la seconde passe (d) pollution totale (b)+(c)

Ces hypothèses peuvent être avancées pour tenter d'expliquer cette différence d'influence de la température selon la passe :

- Les deux modes d'usure abrasive et adhésive coexistent forcément lors d'un contact à lubrification mixte, le mode dominant dépendant des conditions de contact (Section 3.1). Or **en passe 1**, la tôle présente une rugosité plus importante favorisant le labourage des aspérités et la création de particules d'usure abrasive (correspondant à la pollution en fines de fer mesurée). De plus, cette plus grande rugosité doit impliquer une plus grande quantité de lubrifiant dans le contact ce qui limite les forces adhésives et la part de l'usure adhésive. Par conséquent, le mode d'usure abrasive semble dominant en passe 1. Or l'augmentation des contraintes locales, dont une des causes peut être la hausse de la température, implique une augmentation des deux modes d'usure puisqu'elle favorise la rupture du matériau. L'effet de la température se fait donc plutôt sentir sur le mode dominant, mode qui doit être l'abrasion en passe 1 et quelle que soit la température de contact.

- **Le passage de la passe 1 à la passe 2** montre une augmentation de la production de résidus ferreux **à 40°C**. Certes la rugosité de la bande a certainement baissé, mais la surface réelle de contact, et ainsi les lieux privilégiés des phénomènes d'usure, ont également augmenté. A cette faible température, le lubrifiant doit garder cependant sa pleine efficacité limitant les forces et l'usure adhésives : l'augmentation du nombre de contacts entre aspérités se traduit par une augmentation de l'usure abrasive et donc de la mesure de pollution.
- **A 120°C**, la production de résidus ferreux diminue. De la même manière qu'à 40°C, le nombre de contacts entre aspérités a augmenté. Par contre, l'augmentation de la température se traduit par une perte d'efficacité du lubrifiant mise en évidence par la hausse du coefficient de frottement. Cela implique que les forces adhésives entre les surfaces antagonistes augmentent également favorisant l'adhésion des particules d'usure de la tôle sur le cylindre. Dans cette configuration d'essai, le mode d'usure adhésive semble être devenu, si ce n'est le mode d'usure dominant, beaucoup plus important en proportion.

Il est également important de remarquer que le fait de nettoyer la tôle entre les deux passes n'a pas la même influence à 40°C et à 120°C :

- **A 40°C**, la plus forte mesure de pollution totale induite de la première méthode, c'est-à-dire sans nettoyage de la tôle après la passe 1 (Tableau 3-4a), par rapport à la seconde méthode (Tableau 3-4d) montre que la présence de fines de fer, engendrées par la passe 1 et restées déposées sur la bande, favorise la création de nouvelles particules abrasives lors de la passe 2. Ces fines de fer, qui font office de troisième corps, doivent en fait jouer le rôle des aspérités du cylindre et participer au labourage de la tôle (abrasion à trois corps [KAT01]).
- **A 120°C**, la tendance inverse observée est certainement due au fait que la perte d'efficacité de la lubrification à cette température doit favoriser l'adhésion d'une partie de ces débris d'usure sur le cylindre.

En résumé de l'analyse sur l'huile entière, une haute température et le passage de la passe 1 à la passe 2 favorisent un haut degré de frottement, impliquant de plus grandes contraintes tangentielles et une usure globale plus importante (Q_t de l'Eq. 3-3).
A faible température, le mode d'usure abrasive (Q_d de l'Eq. 3-3) semble être prépondérant quelle que soit la passe.

A haute température, le mode d'usure adhésive (Q_c de l'Eq. 3-3) devient beaucoup plus important en passe 2 et sur l'ensemble des deux passes.
Ainsi, d'un point de vue général, la proportion d'usure adhésive semble augmenter avec la sévérité des conditions.

3.3.4.3. Le rôle des additifs limites

L'objectif est de cerner le rôle de chaque type d'additifs limites en tentant de corréler les résultats des essais de chaque échantillon de lubrifiant avec les données bibliographiques précédentes (cf 3.3.2 et 3.3.3). Pour rappel, nous disposons de 5 échantillons d'huile :

- **HM :** lubrifiant avec la base minérale seule
- **AP :** base minérale + additifs polaires
- **P :** base minérale + additifs polaires + molécules phosphorées (additifs anti-usure : additifs AU)
- **S :** base minérale + additifs polaires + molécules soufrées (additifs extrême-pression : additifs EP)
- **HE :** huile commerciale avec tous les constituants (huile entière)

A titre de comparaison, des essais sans lubrifiant, **SEC**, ont été également réalisés.

Influence sur le coefficient de frottement (Figure 3-18):

Compte tenu du fait que l'on soit en régime de lubrification quasi-limite, l'ensemble des études précédentes laisse à penser que la présence d'additifs limites devrait sensiblement limiter la valeur du coefficient de frottement [MAN99][MON01][RIS05]. Or, dans l'ensemble, le coefficient de frottement mesuré à l'issue des essais URT ne semble que peu dépendant de la présence (tests AP, P, S et HE) ou non (tests SEC et HM) des additifs limites.
Les cinétiques de formation et de destruction du tribofilm peuvent en être la cause :

- l'adsorption ou la réaction des différents additifs n'est pas instantanée : le taux de recouvrement des surfaces frottantes par le tribofilm est une fonction du temps. On peut ainsi exprimer le coefficient de frottement en fonction de ce taux de recouvrement (Eq. 3-5) [GAO04] :

$$\mu = \mu_{\text{lub}}^{0}\theta + \mu_{\text{sec}}^{0}(1-\theta)$$

Eq. 3-5

- μ_{lub}^{0} : *coefficient de frottement au niveau des zones où le film lubrifiant s'est formé*
- μ_{sec}^{0} : *coefficient de frottement au niveau des zones où le film lubrifiant ne s'est pas encore formé*
- $\theta = 1 - e^{-\alpha t}$: *taux de recouvrement des surfaces par le film lubrfiant avec α, constante dépendant des conditions de contact*

- le tribofilm, même partiel, formé par l'utilisation d'une huile additivée (échantillon AP, P, S et HE), peut également voir son effet persister pendant un certain temps et lors des essais suivants sans additif limite (SEC et HM). Dans le cas d'un test de type bille sur plan, où les conditions de contact (pression, température, déformation plastique, matériau) ne sont pas les mêmes qu'en laminage à froid, des traces d'un tribofilm, formé préalablement via l'utilisation de la molécule MoDTC, sont retrouvées après 3h de contact sans alimentation en lubrifiant [MOR07]. Bien évidemment, ce résultat quantitatif est à nuancer avec les conditions de laminage (vitesse relative et déformation plastique) qui doivent accélérer l'usure du tribofilm. Des différences de frottement ont tout de même été mises en évidence par la comparaison des différentes huiles entières en section 3.2.4. Lors de ces essais, il est important de rappeler que l'huile testée n'a pas été changée après chaque essai. Dix essais consécutifs ont ainsi été effectués pour chacune des huiles entières laissant sans doute un peu plus de temps à la destruction du tribofilm issu de l'huile antérieurement testée et la formation du tribofilm issu de l'huile testée (Figure 3-17a).

L'indicateur du coefficient de frottement ne permet pas de cerner des différences entre les divers lubrifiants additivés (AP, P, S et HE). Outre les remarques précédentes, ceci peut être dû au fait que ce sont les additifs polaires qui sont les principaux acteurs de la réduction de frottement. Ainsi, le fait d'y associer des additifs AU (échantillon P et HE) et/ou EP (échantillon S et HE) dont la fonction principale est la lutte contre l'usure [RIS05] n'aurait pas d'impact sensible sur le frottement.

Dans cette analyse du coefficient de frottement, on s'est donc attaché à comparer les coefficients de frottement de l'ensemble des huiles additivées (AP, P, S, HE) avec les coefficients de frottement issus de l'absence de lubrifiant (SEC) ou de l'utilisation de la base minérale seule (HM).

Le coefficient de frottement en absence de lubrifiant, μ_{sec}, est supérieur aux autres cas de lubrification surtout à 40°C. En régime quasi-limite, on aurait pu s'attendre à ce que le coefficient issu de l'utilisation de la base minérale, μ_{hm}, soit sensiblement le même que celui issu du contact sec du fait que cette base ne serve que de solvant aux différents additifs limites [DAU99]. Mais dans les conditions moins sévères, induites par la température de 40°C et de la passe 1, plus de cratères sont présents et l'affinité polaire des hydrocarbures de la base minérale avec le substrat métallique peut protéger quelque peu les surfaces frottantes [HSU05]. D'ailleurs, en passe 2 où le régime est plus limite, la différence entre μ_{hm} et μ_{sec} est moindre.

A 40°C, en passe 1, peu de différences sensibles sont notables entre le coefficient de frottement correspondant à l'échantillon non additivé (HM) par rapport aux coefficients correspondant aux cas additivés (AP, P, S, HE). Cette configuration est en effet la moins sévère que ce soit du point de vue de la température ou du ratio de contact. L'intervention des additifs limites est donc moindre et ne peut être détectée par l'indicateur de frottement.

A 40°C, en passe 2 où le ratio de contact est plus grand, μ_{hm} est par contre logiquement supérieur à celui issu des autres configurations lubrifiées ce qui montre l'influence des additifs limites (AP, P, S, HE).

A 120°C, les différences entre les coefficients de frottement moyens correspondant à l'échantillon non additivé (HM) et aux échantillons additivés (AP, P, S, HE) sont moindres. Tout d'abord, les écart-types, plus importants à 120°C, ainsi que l'influence de l'utilisation d'un cylindre unique et des essais antérieurs peuvent masquer quelque peu ces disparités éventuelles de coefficient de frottement. Ensuite la potentielle perte d'efficacité des additifs polaires à cette température (estimée bibliographiquement entre 100°C et 150°C) peut expliquer cette faible différence entre μ_{hm} et μ_{AP}. Enfin, le fait que l'ajout d'additifs extrême-

pression et/ou anti-usure ait très peu d'effet sur le frottement peut avoir deux causes qui peuvent d'ailleurs coexister :

- la formation du tribofilm par réaction chimique des additifs extrême-pression et anti-usure demande d'une part une énergie d'activation minimale et d'autre part la présence d'un substrat réactif (oxyde de fer et/ou surface fraîche) : le temps de formation peut s'en trouver fortement allongé (par rapport à l'adsorption instantanée des additifs polaires [RIS05]). Ces conditions de réaction peuvent même ne pas être réunies à 120°C empêchant la formation du film limite. Associées à la désorption des additifs polaires, cela impliquerait un très faible taux de recouvrement, θ (Eq. 3-5). Ainsi la faible proportion du frottement limite, μ_{lub} par rapport au frottement sec, μ_{sec}, due aux faibles longueurs laminées expérimentalement masquerait, en terme de frottement, l'influence de l'intervention des additifs EP et AU.
- comme énoncé en section 3.3, l'action des additifs EP et AU est essentiellement de limiter l'usure [RIS05]. Le module de cisaillement des couches protectrices issues de leur action chimique peut être plus élevé que celui des couches formées par les additifs polaires et trop proche du module du substrat. Cela impliquerait une faible influence de ces additifs sur le frottement et leur rôle serait principalement de s'user à la place des surfaces frottantes. On voit donc que les caractéristiques mécaniques des différents tribofilms formés s'avèrent primordiales. Il existe d'ailleurs des moyens de mesure développés pour déterminer des rhéologies de ce type de films limites à l'échelle du nanomètre dont l'utilisation pourrait se révéler très fructueuse en terme de compréhension [MAZ01].

Influence sur la quantité de résidus ferreux abrasés (Figure 3-19):

D'une manière générale, cet indicateur montre plus de tendances que l'indicateur de frottement. L'action des additifs AU et EP (échantillons P, S et HE) est nettement mise en évidence. On peut citer l'exemple des configurations d'essais (passe 2-40°C et passe 1-120°C) qui montrent une hausse de la quantité de résidus ferreux abrasés si l'on associe des molécules AU et EP aux additifs polaires (échantillon AP).

Ainsi, quatre « groupes » de lubrifiant référence se détachent au travers de cet indicateur de résidus abrasés :

- **SEC** (sans lubrifiant)

- **HM** (base minérale seule)
- **AP** (avec additifs polaires)
- **P, S et HE** (avec additifs polaires, additifs AU et/ou EP). En terme de valeur moyenne, il est en effet difficile de détacher un de ces lubrifiants de référence par rapport aux autres. Néanmoins, il est important de noter qu'à 120°C, le lubrifiant de référence P (base minérale + additifs polaires + molécules anti-usure phosphorées) montre un écart type bien moindre que le lubrifiant avec les molécules soufrées. Les différences entre les températures d'activation de ces molécules doivent en être la cause. Lors de l'étude bibliographique des principes d'action de ces molécules (cf 3.3.3), il a effectivement été établi que les molécules phosphorées s'activaient pour des températures moins fortes que les molécules soufrées. Par contre, le film réactionnel du phosphore avec le substrat résiste moins aux très fortes températures que le cas du soufre. Sans doute sommes-nous à 120°C à une température suffisante pour l'activation systématique des molécules phosphorées et à une température trop faible pour entraîner la désorption du film réactionnel engendré. Concernant le soufre, sa température d'activation peut se situer autour de cette valeur de 120°C. Ainsi, selon la sévérité des conditions à l'échelle de l'aspérité (engendrant une température flash plus ou moins élevée), les molécules soufrées s'activent ou ne s'activent pas. La protection du substrat est ainsi plus aléatoire expliquant l'écart-type important de la quantité de résidus ferreux abrasés dans le cas de l'échantillon S.

Si l'on revient aux quatres groupes mis en évidence, voici les tendances relevées :

Premièrement, **les essais à sec (SEC)** montrent un coefficient de frottement plus élevé (Figure 3-18) et une quantité de résidus ferreux abrasés nettement plus faibles (Figure 3-19) que l'ensemble des autres mesures. L'absence total de lubrifiant implique donc une nette augmentation des phénomènes d'adhésion.

A 40°C et en passe 1, conditions expérimentales les moins extrêmes, nos deux indicateurs ne montrent aucune tendance flagrante, probablement du fait des conditions peu sévères dans cette configuration (faible température et faible ratio de contact).

A 40°C et en passe 2, la quantité de résidus ferreux abrasés (Figure 3-19) issue des tests de la base minérale **(HM)** est plus faible que ceux issus des tests avec additifs AU/EP **(P, S , HE)**. pour un coefficient de frottement largement supérieur (0,07 contre 0,05) (Figure 3-18). Pour un régime plus limite, l'absence d'additifs limites semble donc favoriser l'usure adhésive.

A 40°C et en passe 2, pour un coefficient de frottement équivalent, les cas **P, S** et **HE** montrent une quantité de résidus ferreux abrasés supérieure au cas « **AP** » donc une action des additifs EP et AU dès 40°C en passe 2. Trois raisons peuvent expliquer l'action de ces additifs à si faible température :

Premièrement, sans doute a-t-on des désorptions locales des additifs polaires (AP). En effet une des propriétés principales de ce type de films est son très faible module de cisaillement (lui conférant de bonnes capacités de réducteur de frottement). Ceci a néanmoins le désavantage d'induire sa grande consommation. Or, une des caractéristiques de la passe 2 est la très faible présence de cratères et donc de réservoirs potentiels de lubrifiant. Ainsi, des défaillances partielles du film formé par l'adsorption des additifs polaires peuvent survenir. La deuxième propriété importante des additifs polaires est leur désorption à partir d'une température limite située entre 100°C et 150°C. Même si la température moyenne de contact est de 40°C, il se peut que, localement, cette température limite soit atteinte (température flash) entraînant la désorption du film polaire. Ainsi, sur ces sites de désorption des additifs polaires, cette apparition de nouvelles surfaces associée à des conditions locales sévères suffisent-elles certainement à activer les réactions chimiques avec les additifs EP/AU.

Deuxièmement, des effets synergiques entre les additifs AP et les additifs EP/AU peuvent apparaître en passe 2 où les conditions sont plus sévères qu'en passe 1.

En tout cas, que ce soit sur des sites de désorption d'additifs polaires ou par effets synergiques avec ces derniers, l'action des molécules EP/AU implique une hausse de la quantité de résidus ferreux abrasés : comment expliquer ce phénomène ?

Dans la section 3.3, il a été vu que la formation du film réactionnel engendrée (par exemple de polyphosphates dans le cas des molécules phosphorées) s'effectue en deux étapes. Lors de la première étape on a un détachement important de débris métalliques non adhérents, conséquence de l'usure des surfaces encore rugueuses et du faible taux de recouvrement des substrats. Lors de la seconde étape, le film réactionnel recouvre pratiquement la totalité du

substrat et s'use à la place de la surface métallique. Il semble par conséquent, qu'à 40°C et en passe 2, la formation du film limite en soit à la première étape.
Enfin, la troisième raison possible à la hausse de la quantité de résidus se situe dans la réaction potentielle des additifs EP/AU avec les particules d'usure présentes dans l'emprise. Ces dernières peuvent en effet être considérées comme des surfaces fraîches. La réaction avec les additifs empêche ainsi leur adhésion sur le cylindre en limitant les forces adhésives.

A 120°C et en passe 1, la situation paraît semblable au cas de la passe 2 à 40°C. Dans les deux cas, on est dans un régime sévère, engendré soit par la haute température soit par une surface de contact très importante. Ici, la haute température déclenche la désorption des additifs polaires et permet l'activation des additifs EP et AU dès la passe 1. Une haute température accélère en effet la formation du film tribochimique [GAO04]. Dans cette configuration, il semble donc que l'on soit également dans la première étape de formation du film réactionnel EP/AU avec une forte production de résidus ferreux abrasés.

A 120°C et en passe 2, cas expérimental le plus critique, les échantillons d'huile les plus additivés, **P, S et HE** présentent une quantité de résidus ferreux abrasés la plus faible par rapport aux additifs polaires seuls pour des coefficients de frottement semblables. Ces molécules phosphorées et soufrées sont sensées lutter contre l'usure adhésive [RIS05]. Il est donc difficile de concevoir que cette faible mesure des résidus abrasés est due à une plus haute proportion de fines adhérées due à la présence de ces molécules AU/EP.
Par contre, il semblerait que l'on se retrouve dans la deuxième étape de formation du film limite énoncée précédemment. En effet, il a été mis en évidence que la formation de ce film a été entamée dès la passe 1 du fait de la forte température (120°C). Contrairement au cas de 40°C, les seules deux premières passes expérimentales ont sans doute permis de former un film réactionnel limite suffisamment épais pour s'user à la place des rugosités de la tôle. Les différentes micrographies ont en effet mis en évidence des états de surface très plats dès la fin de la première passe (Figure 3-6). Contrairement à la première passe où la surface métallique se dégrade (1ère étape de formation du film limite), les particules arrachées sont désormais organiques (constituants du film réactionnel) et ne sont pas détectables par la mesure expérimentale des résidus ferreux.

Enfin, il est important d'ajouter que la présence des molécules AU/EP n'agissant que sur l'indicateur des particules abrasées et non sur le coefficient de frottement corrobore l'hypothèse émise précédemment : l'action principale de ces additifs est de limiter la dégradation des surfaces frottantes et non pas de limiter le frottement.

Pour conclure, les additifs AU, EP semblent avoir comme fonction principale de limiter l'usure adhésive dans un premier temps et l'usure globale dans un second temps en s'usant à la place du substrat : le pouvoir réducteur de frottement des additifs **AU** et **EP** n'a pas été mis en évidence par les différents essais. Deux hypothèses ont été avancées : le temps de formation des tribofilms issus de leur formation est trop important (Eq. 3-6 : θ_{AU} *et* θ_{EP} faible) et/ou le module de cisaillement de ces tribofilms n'est pas beaucoup plus faible que celui du substrat, limitant ainsi l'effet réducteur de frottement (Eq. 3-6 : μ_{AU} *et* μ_{EP} fort). Ainsi, parallèlement au travail de Goa [GOA04], on pourrait exprimer le coefficient de frottement moyen du contact par :

$$\mu = R.[\mu_{AP}^{0}\theta_{AP} + \mu_{AU}^{0}\theta_{AU} + \mu_{EP}^{0}\theta_{EP} + \mu_{\sec}^{0}(1-(\theta_{AP}+\theta_{AU}+\theta_{EP}))] + (1-R)\mu_{v}$$

Eq. 3-6

- *R : ratio de contact*
- μ_{AP}, μ_{AU}, μ_{EP} *: coefficient de frottement local où un film d'additif polaire, d'additif anti-usure, d'additif extrême-pression s'est formé*
- μ_{sec} *: coefficient de frottement local où aucun film lubrifiant n'est présent*
- μ_{V} *: coefficient de frottement au niveau des vallées*
- θ_{AP} , θ_{AU} , θ_{EP} *: taux de recouvrement du film d'additif polaire, d'additif anti-usure, d'additif extrême-pression*

L'ensemble des additifs limites (additifs polaires, anti-usure ou extrême-pression), outre de limiter le frottement entre la tôle et le cylindre, permet de limiter l'usure, notamment le phénomène d'adhésion, sur une plage de charge et température la plus large possible afin d'éviter des incidents irrémédiables de grippage.

Les essais effectués ne concernent que quelques dizaines de centimètres de tôles, très faibles par rapport aux quelques kilomètres de longueurs laminées nécessaires à l'établissement d'un

régime stable [DAU99] : quelles seraient les conséquences à plus long terme de la non-utilisation d'additifs ou l'utilisation d'additifs inadaptés ? Sans doute, la dégradation du contact serait très critique.

De plus, si cette usure adhésive est limitée en présence d'additifs limites, elle existe tout de même certainement dans le cas du contact industriel.

La nature et l'impact de la couche de transfert produite par adhésion des fines arrachées va être analysée dans la section suivante.

3.4 Une couche de transfert prépondérante : conséquence du régime de lubrification quasi-limite

Si l'usure adhésive est favorisée par des conditions extrêmes de contact, quelle est sa réelle importance dans le cas industriel étudié : l'adhésion engendrée de particules de tôles sur le cylindre de travail implique-t-elle un changement remarquable de son état de surface ?
Ainsi, l'objectif de cette section est de valider ou non la présence d'une couche de transfert sur le cylindre, et, le cas échéant, de définir ses propriétés ainsi que l'impact de sa présence sur le frottement et l'usure.

3.4.1 Les propriétés de la couche de transfert

Les longueurs laminées expérimentalement étant de très faibles valeurs comparées au cas industriel, la reproduction expérimentale de sa formation ne peut donc être effectuée. C'est pourquoi, des cylindres industriels ont été analysés via les outils d'observations que sont le MEB et la profilométrie 3D.
En fait, dans le procédé de laminage à froid, les cylindres de travail sont rectifiés toutes les deux ou trois heures de laminage, soit quelques dizaines de kilomètres de bande. Par conséquent, il s'agit de comparer l'état de surface du cylindre en entrée de rectification et en sortie de rectification. A titre d'information, le cylindre expérimental sera également analysé. Ainsi, trois types de cylindres vont être étudiés :

- un cylindre « rectifié », c'est-à-dire juste après son passage en rectification
- un cylindre « fin de vie », c'est-à-dire juste avant un passage en rectification (après 2 ou 3 heures en cage)
- le cylindre « expérimental » utilisé lors des essais des sections précédentes

3.4.1.1. L'état de surface

Le cylindre rectifié (Figure 3-20a) montre les stries de rectification et semble montrer un très faible relief dans le sens de laminage. Après trois heures en cage, les stries de rectification

sont quelque peu masquées par un moutonnement qui doit être la conséquence de l'usure adhésive (Figure 3-21a).

Le cylindre expérimental (Figure 3-22a) a travaillé un temps inconnu en cage industrielle. Son état de surface avant les trois cents essais expérimentaux effectués, se situant certainement entre les états « rectifié » (Figure 3-20a) et « fin de vie » (Figure 3-21a), est donc inconnu. Néanmoins, il apparaît qu'après les campagnes expérimentales (section 3.2 et 3.3) ce cylindre semble montrer un moutonnement dont le relief est plus important que celui du cylindre uniquement industriel. L'absence des premiers intermédiaires qui doivent écraser la couche de transfert du cylindre industriel doit en être la cause.

L'observation des éprouvettes expérimentales laminées avec ces différents cylindres montre que ce dernier imprime son faciès sur la tôle. Les stries de rectification sont en effet retrouvées sur l'éprouvette laminée par le cylindre rectifié (Figure 3-20b) alors que des écailles, sont le résultat du glissement des reliefs des couches de transfert des deux autres cylindres sur la tôle (Figure 3-21b et Figure 3-22b).

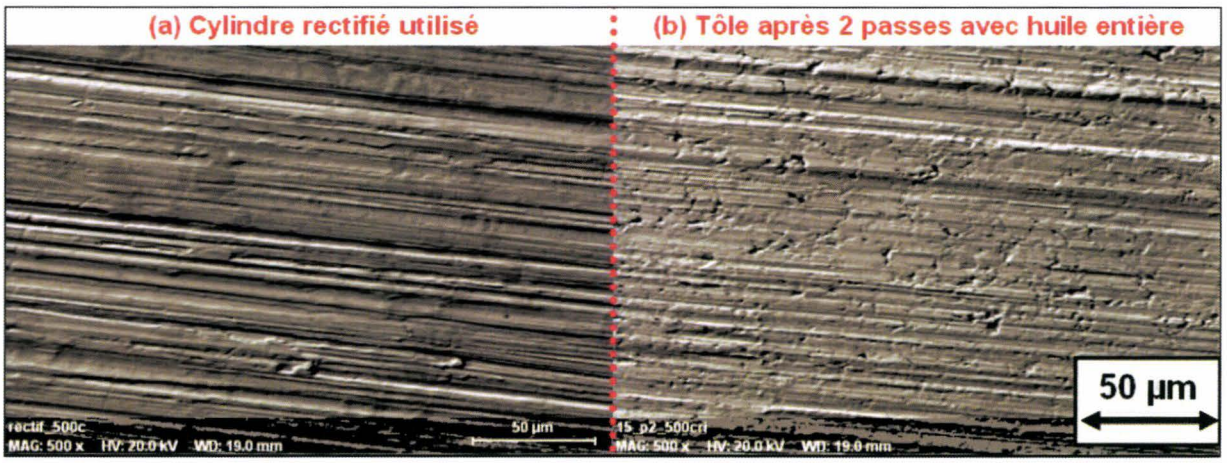


Figure 3-20 : Micrographie MEB de l'état de surface (a) d'un cylindre rectifié (b) d'une éprouvette expérimentale après 2 passes de laminage avec utilisation du lubrifiant industriel et du cylindre (a)

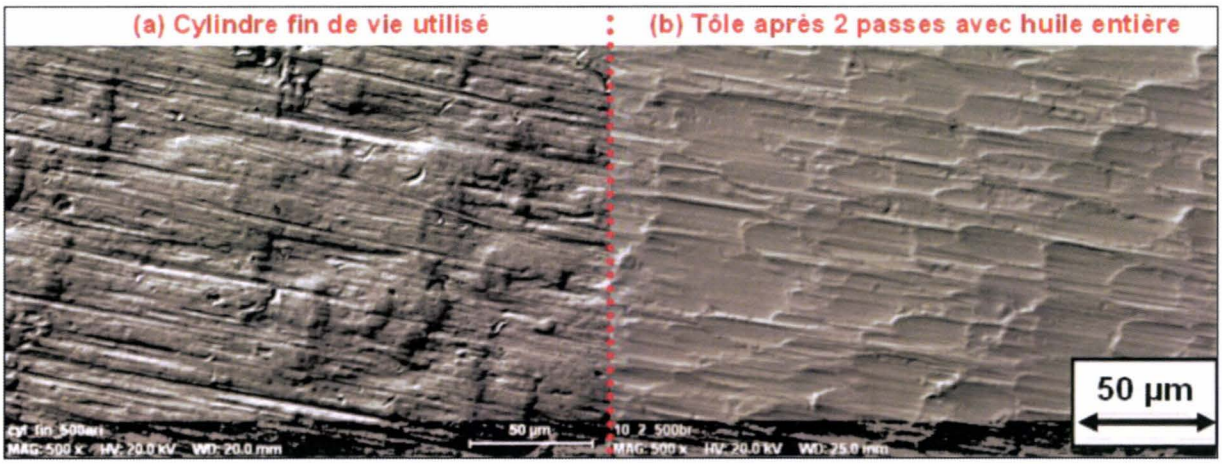


Figure 3-21 : Micrographie de l'état de surface (a) d'un cylindre après 3 heures en cage (b) d'une éprouvette expérimentale après 2 passes de laminage avec utilisation du lubrifiant industriel et du cylindre (a)

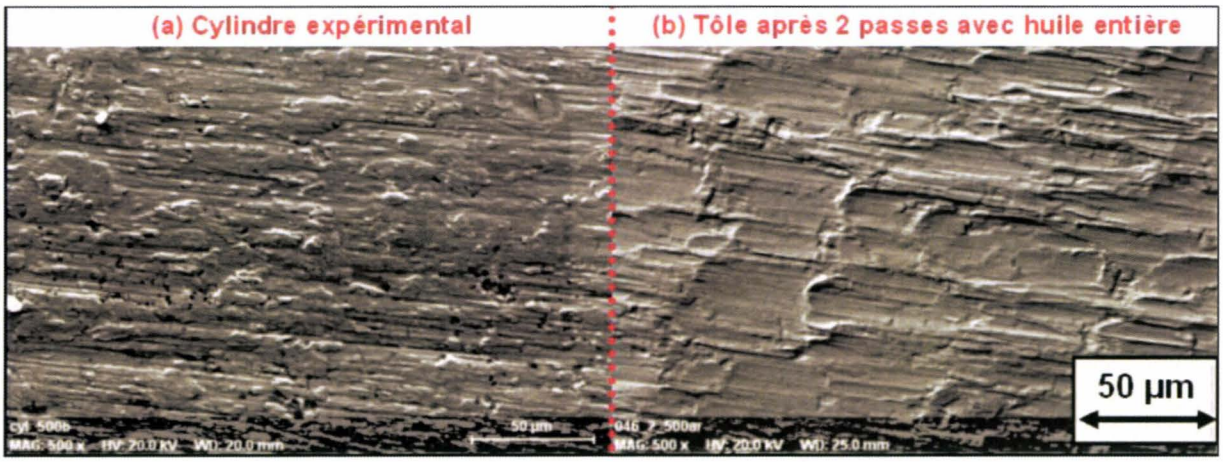


Figure 3-22 : Micrographie de l'état de surface (a) du cylindre expérimental après les essais présentés en section 3.2 et 3.3 (b) d'une éprouvette expérimentale après 2 passes de laminage avec utilisation du lubrifiant industriel et du cylindre (a)

Les observations de ces cylindres restent néanmoins visuelles et qualitatives : il s'agit maintenant de les valider par des informations plus quantitatives que peut nous apporter la profilométrie et la mesure des différents paramètres rugosités.

3.4.1.2. La rugosité

A partir de représentation 3D d'une zone d'environ 5 mm ² (Figure 3-23), le profil moyen de rugosité dans le sens de laminage ainsi que les profils extrema (en rouge) sont déduits informatiquement pour chacun des cylindres étudiés (Figure 3-24).

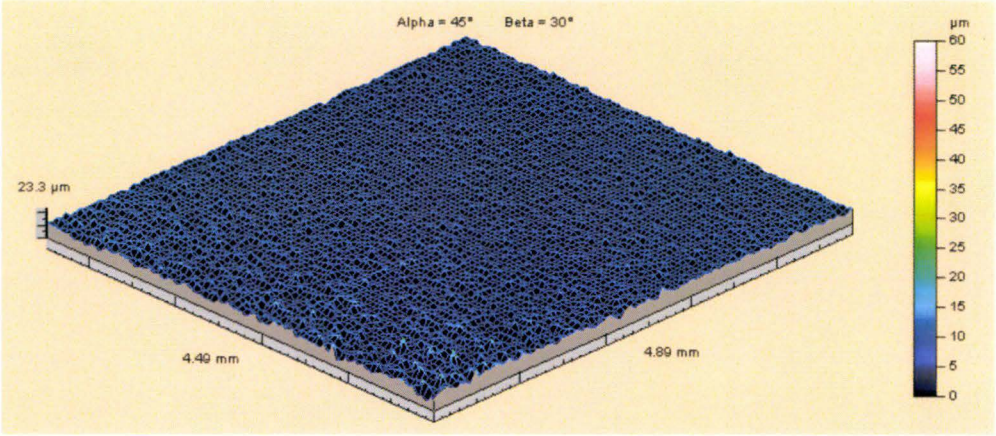


Figure 3-23 : Profil 3D d'une zone de 5 mm² d'un cylindre (cas du cylindre expérimental)

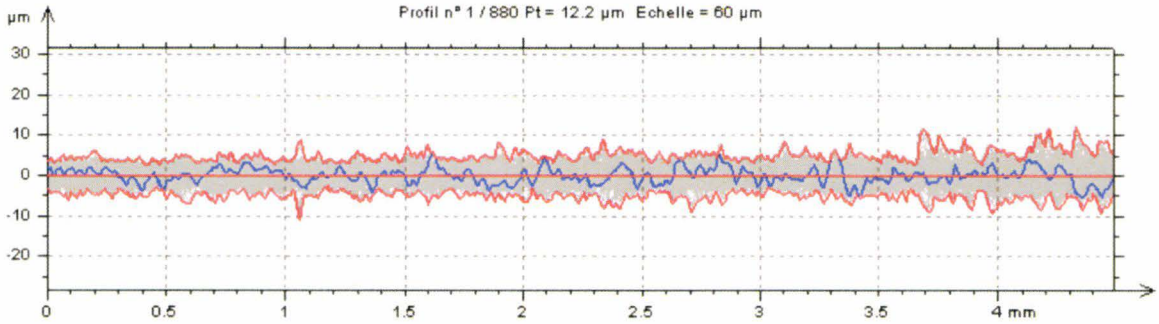


Figure 3-24 : Profil de rugosité moyen, minimum et maximum dans le sens de laminage d'une zone de 5mm² (cas du cylindre expérimental)

Cette démarche est répétée plusieurs fois pour obtenir des valeurs de rugosité représentatives (Tableau 3-5).

Cylindre	**Ra (µm) +/- écart-type (µm)**	Rz (µm) +/- ET (µm)	Rt (µm) +/- ET (µm)
Rectifié	**0,071 +/- 0,009**	0,41 +/- 0,073	0,561 +/- 0,14
« Fin de vie »	**0,256 +/- 0,029**	1,33 +/- 0,185	1,71 +/- 0,32
Expérimental	**0,482 +/- 0,30**	3,1 +/- 2,2	4,8 +/- 3,9

Tableau 3-5 : Rugosités moyennes des cylindres rectifié, « fin de vie » et expérimental

Ces mesures de rugosités corroborent les observations au MEB des états de surfaces de ces différents cylindres puisque le cylindre le plus rugueux est logiquement le cylindre expérimental devant le cylindre ayant travaillé en cage, lui-même devant le cylindre rectifié.

Il est important de noter que sur le cylindre expérimental, l'écart type des rugosités est très important. Cela corrobore que l'adhésion de nouvelles particules sur le cylindre s'effectue là où les rugosités sont les plus fortes, c'est-à-dire là où des particules sont déjà venues se coller. Cela peut former par effet boule de neige des agrégats importants [KAP01].A l'inverse, peu d'adhésions doivent survenir aux endroits « vierges » et plus lisses. Ces tendances expliquent pourquoi il existe de grands pics de rugosité et pourquoi l'écart-type de cette rugosité est important.

Ces observations effectuées, il s'agit maintenant de mettre en évidence quelles sont les conséquences d'une telle différence d'état de surface.

3.4.2 Etude expérimentale de l'influence de la couche de transfert sur le frottement et l'usure

Il a été établi que la couche de transfert formée sur le cylindre pouvait être de plusieurs sortes [MON-DEL00] impliquant des conséquences diverses sur le frottement et l'usure. D'un côté, la présence de particules adhérées, certainement écrouies de leur écrasement, engendre des aspérités plus importantes et plus dures qui peuvent entraîner des conditions locales plus sévères. D'un autre côté, des éléments du tribofilm pouvant faire office de lubrifiant ont pu se transférer [NIN01][SUT03].

Afin de quantifier l'effet de cette couche de transfert industrielle, des essais ont été menés dans les conditions suivantes :

- $G_{av}^{*1} = 2\ \%$; $G_{av}^{*2} = 3\ \%$
- $T°c^{*} = 120°C$

Les paramètres d'étude sont :

- la lubrification : **HE, HM, SEC**
- le cylindre de travail : **rectifié, « fin de vie » (avant passage en rectification), expérimental (utilisé pour les campagnes précédentes)**

Que ce soit dans le cas du cylindre rectifié, « fin de vie » ou expérimental, un cylindre est alloué pour chacune des trois lubrifications testées pour éviter des interférences entre les différents types d'essais réalisés.

Les paramètres de sortie bruts sont identiques aux précédentes campagnes (section 3.2 et 3.3) : coefficient de frottement de Coulomb et quantité de résidus ferreux abrasés. Concernant cette dernière, seule la quantité de résidus ferreux abrasés est représentée sur la Figure 3-25, la Figure 3-26 et la Figure 3-27 puisque cette mesure est majoritaire et représentative de la mesure totale (tôle + cylindre).

3.4.2.1. Comparatif entre cylindre expérimental et cylindre rectifié

A titre de comparaison, les indicateurs d'usure abrasive et de frottement sont représentés pour les trois types de lubrification et les cylindres expérimental et rectifié, configurations les plus extrêmes (Figure 3-25).

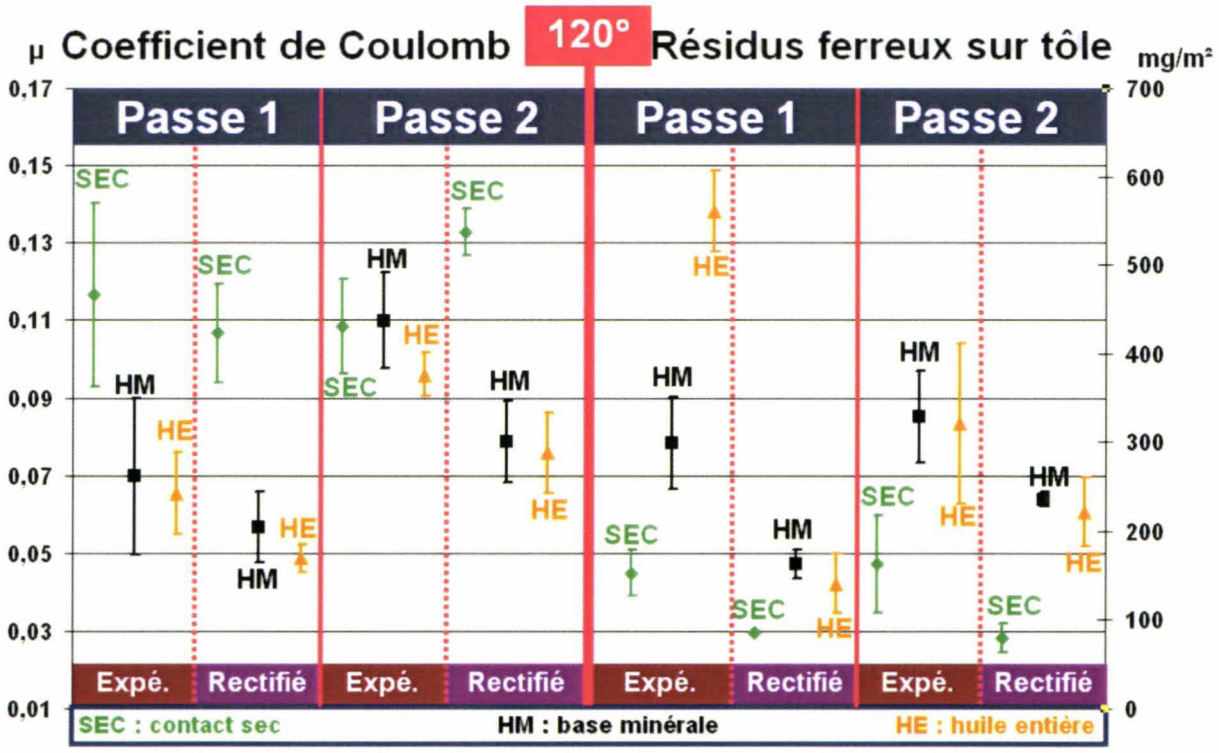


Figure 3-25 : Coefficient de Coulomb et résidus ferreux sur tôle collectés pour le cylindre expérimental et pour le cylindre rectifié pour les trois types de lubrification

Tout d'abord, le coefficient de frottement issu de **l'utilisation du cylindre rectifié** est nettement moins important quelle que soit la lubrification utilisée. Ceci implique un détachement de particules total (Q_t de l'Eq. 3-3) moins important. La rugosité moins importante du cylindre limite en effet le labourage des aspérités et la création de débris ferreux abrasifs, preuve en est la mesure de pollution qui est constamment moindre dans le cas du cylindre rectifié. Une autre raison de cette plus grande quantité de débris abrasifs dans le cas du cylindre expérimental peut être l'usure de la couche elle-même.

Ensuite, **à sec**, les mêmes tendances sont retrouvées avec **le cylindre rectifié**, c'est-à-dire un coefficient de frottement supérieur en absence de lubrifiant par rapport au cas lubrifié et une mesure d'usure abrasive moindre. Ainsi, l'absence de lubrifiant favorise l'usure adhésive quel que soit le cylindre utilisé.

Entre les deux cas lubrifiés (**HM et HE**), un coefficient de frottement légèrement supérieur est retrouvé pour la base minérale dans le cas du **cylindre rectifié**. Parallèlement aux résultats d'essais du **cylindre expérimental**, on aurait pu penser que le frottement issu de la lubrification avec la base minérale seule soit plus proche de celui du contact sec que du contact avec huile entière. De plus, un cylindre rectifié étant réservé pour chacun des trois types de lubrification testés, l'hypothèse de la perturbation des essais les uns envers les autres ne peut être émise. Par contre, deux raisons peuvent causer cette faible différence :

- la faible rugosité du cylindre dans le sens de laminage rend les conditions de contact moins sévères. De plus, les stries de rectification dans le sens transverse peuvent servir de réservoir à lubrifiant et peuvent rendre le régime moins limite, d'où une influence moindre des additifs limites.
- la rectification a éliminé le tribofilm potentiel qui s'est formé lors du laminage industriel. Comme il a été vu précédemment, sa reformation complète peut prendre un certain temps et l'influence des additifs limites peut être masquée par cette formation partielle.

Enfin, contrairement au cas du **cylindre expérimental**, la quantité de résidus ferreux abrasés issue du **cylindre rectifié** avec la lubrification par huile minérale seule montre une valeur supérieure à celle correspondant à l'utilisation de l'huile entière, et ce, dans toutes les

configurations de température et de passe. Or la plus haute valeur du coefficient de frottement obtenue avec la base minérale engendre un détachement total de particules supérieur. Par conséquent, dans le cas du cylindre rectifié, le fait d'enlever les additifs limites du lubrifiant ne semble pas modifier la proportion d'usure adhésive et abrasive, contrairement au cas du cylindre expérimental où les conditions locales doivent être plus sévères compte tenu de la plus forte rugosité de la couche de transfert. Par analogie avec le passage de la passe 1 à la passe 2 lors des essais avec le cylindre expérimental (Section 3.3.4), ceci corrobore le fait que l'usure adhésive semble donc favorisée par des conditions très sévères alors que l'usure abrasive par des conditions plus modérées.

Ici ont été étudiés les cas extrêmes d'état de surface de cylindre. Or la couche de transfert expérimentale ne correspondant pas au cas industriel, le cylindre « fin de vie » a été testé pour déterminer l'influence de l'évolution du cylindre au cours de sa vie en cage sur le frottement et l'usure.

3.4.2.2. Influence de l'évolution industrielle du cylindre sur le frottement et l'usure

Les mesures de nos indicateurs issues des cylindres industriels avant rectification (« fin de vie ») et après rectification sont représentées sur la Figure 3-26.

Les mêmes tendances dans des proportions moindres sont retrouvées. Voici les conclusions que l'on peut apporter sur la formation de la couche de transfert :

- d'un point de vue global, la présence de la couche de transfert dégrade nettement le contact quelle que soit la configuration d'essai **(cylindre fin de vie)**.
- le coefficient de frottement est nettement supérieur en présence d'une couche de transfert **(cylindre fin de vie)** favorisant le détachement de particules et la dégradation de la tôle (et certainement de la couche de transfert du cylindre).

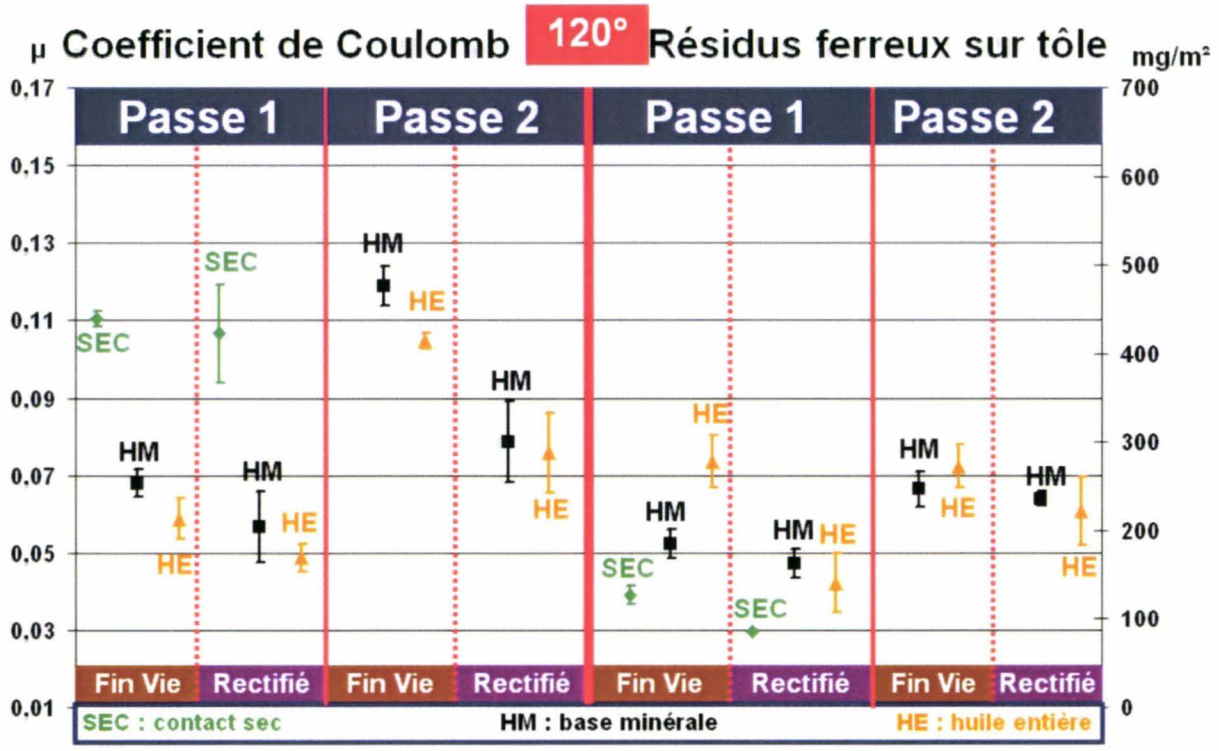


Figure 3-26 : Coefficient de Coulomb et résidus ferreux sur tôle collectés pour le cylindre « fin de vie » et pour le cylindre rectifié pour les trois types de lubrification

- dans le cas de l'huile entière avec additifs **(HE)**, cela se traduit par une augmentation très nette de la création de résidus ferreux non-adhérents qui peuvent être très pénalisants pour le process aval.
- en absence d'additif limite **(HM)**, la présence de la couche de transfert implique une hausse du coefficient de frottement associée à une quantité de résidus ferreux abrasés relativement stable (notamment en passe 2). Cela montre l'augmentation des phénomènes d'adhésion. On rappelle que ceux-ci peuvent engendrer une couche de transfert plus importante par la formation d'agrégats [KAP01]. La couche de transfert formée sur le cylindre expérimentale, plus pénalisante d'un point de vue frottement et usure (Figure 3-27), en est l'exemple parfait. A plus long terme, le renforcement de la couche de transfert peut conduire jusqu'au grippage [SCH93].

Pour conclure, si l'on se concentre sur la lubrification industrielle avec huile entière, **plus l'état de surface du cylindre est rugueux** (Figure 3-27) :

- plus le coefficient de frottement est haut : le cas du coefficient en passe 2 avec le cylindre expérimental plus faible que le cas du cylindre « fin de vie » peut s'expliquer par le fait que plusieurs huiles entières ont été testées sur la même zone du cylindre expérimental et faussé quelque peu les résultats.
- plus le détachement total de particules, Q_t, est important
- plus la quantité de résidus ferreux abrasés, Q_d, est importante

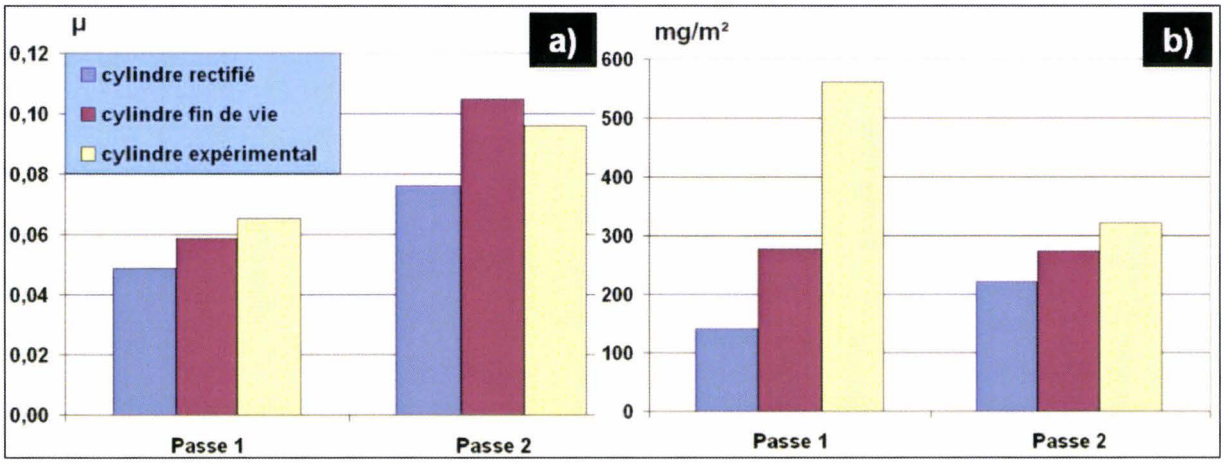


Figure 3-27 : Coefficient de Coulomb et résidus ferreux sur tôle collectés pour les trois cylindres dans le cas de la lubrification en huile entière

3.5 Impact des avancées scientifiques sur la conduite industrielle

A l'issue des différentes campagnes expérimentales, un certain nombre de paramètres influant sur le comportement du contact, c'est-à-dire sur le frottement et les phénomènes d'usure, a pu être établi. D'un point de vue industriel, il s'agit donc de pouvoir transformer ces avancées techniques en optimisation industrielle.

3.5.1 Le glissement en avant : indicateur potentiel des conditions de contact

L'une des pistes est de mettre en place un indicateur permettant de juger de l'évolution des conditions de contact et de mettre en place une zone de tolérance de cet indicateur en dehors de laquelle des actions correctives devront être apportées.

Or le glissement en avant est la vitesse relative entre la bande et le cylindre. La vitesse de rotation du cylindre étant constante et parfaitement contrôlée, la variation du glissement correspond à la variation de la vitesse de sortie de la bande. Cette dernière dépend des conditions de contact et du schéma de laminage (Figure 3-28). A titre d'exemple, un matériau trop dur et un faible coefficient de frottement, non maîtrisés par le lamineur, associés à une faible traction peuvent entraîner des phénomènes de patinage.

Néanmoins, les schémas de laminage (taux de réduction. numéro de passe, traction et retenue) ainsi que les nuances d'acier étant souvent réédités. il est possible d'en dégager, pour chacun de ces schémas, des glissements en avant moyen, voire une zone de tolérance, sur un grand nombre de bobines sans incidents.

Ainsi, pour l'ensemble des schémas de laminage classiques. toute variation des conditions de contact (Figure 3-28) et du coefficient de frottement pourront être détectés à l'aide de la mesure de ce glissement en avant.

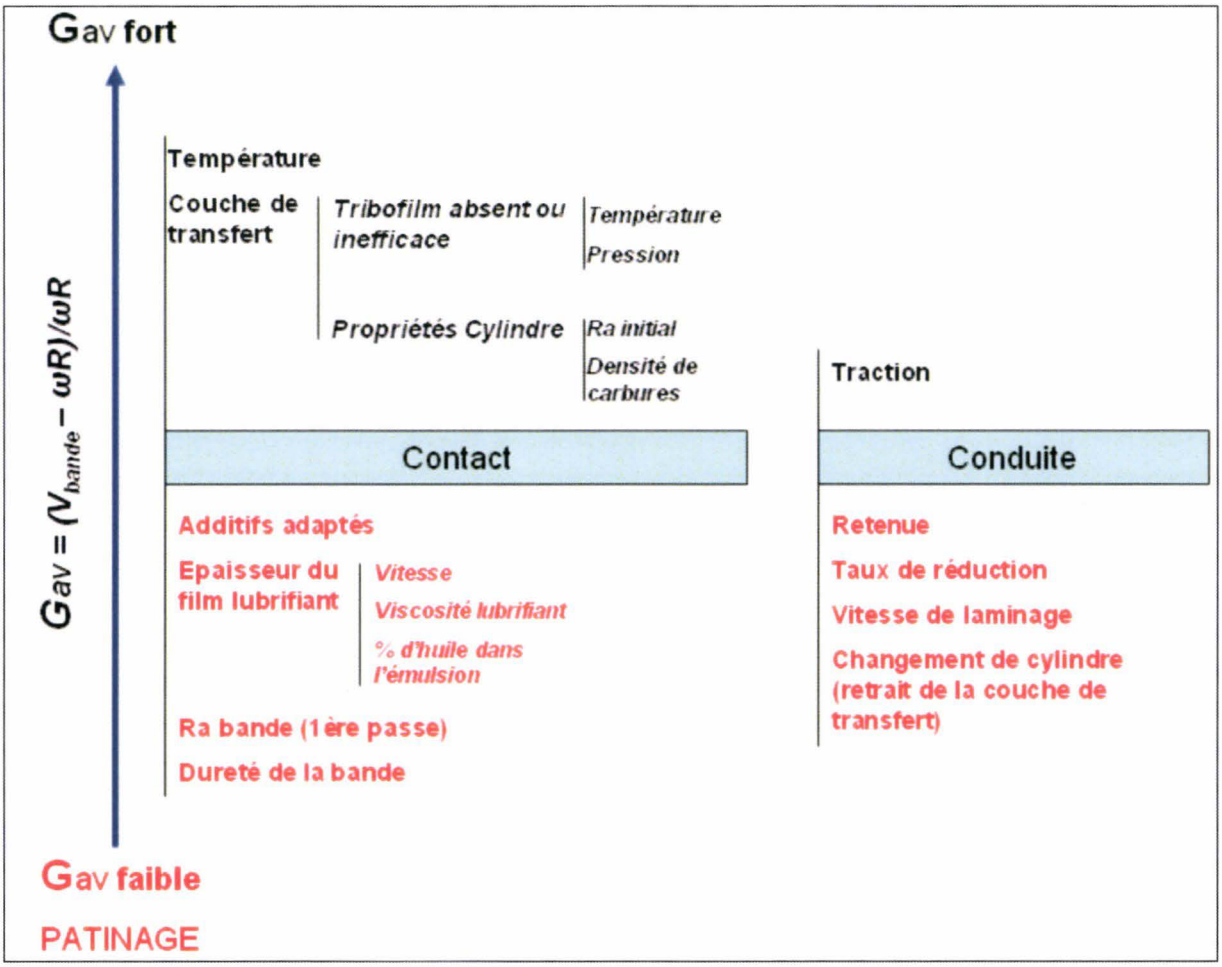


Figure 3-28 : Facteurs influant sur la valeur du glissement en avant

Une haute température de contact, la présence de la couche de transfert (dont la formation est favorisée par des conditions sévères de contact ou un cylindre dont la rugosité initiale est élevée) induisent une hausse du coefficient de frottement et du glissement en avant. Au contraire, l'utilisation d'un lubrifiant et d'additifs limites adaptés, une grande épaisseur de film lubrifiant dans le contact (favorisée par sa haute viscosité, par une forte proportion d'huile dans l'émulsion ou encore par une vitesse de laminage élevée) et une bande dure et rugueuse favorisent les phénomènes de patinage (Figure 3-28).

Ne contrôlant pas directement l'ensemble de ces paramètres de contact, il s'agira pour le lamineur de tenter de s'approcher des glissements moyens optimaux (sans apparition d'incidents) mis en évidence au préalable par des actions correctives. L'ensemble des paramètres de conduite à sa disposition pour y arriver est représenté en Figure 3-28. Par exemple si le glissement en avant lui semble trop haut, le lamineur peut, dans les limites de

capacité du laminoir, diminuer le différentiel traction-retenue, augmenter le taux de réduction ou la vitesse, ou encore passer le cylindre de travail en rectification.

Même si l'utilisation de cet indicateur n'est qu'à son début, il commence à être mis en place industriellement. Néanmoins, le faible recul que l'on a à propos de son utilisation ne permet pas de conclure aujourd'hui sur son éventuelle efficacité. Par contre, ce schéma (Figure 3-28) met clairement en évidence les impacts importants de l'état du cylindre de travail et de l'efficacité du lubrifiant utilisé. Par conséquent, suite aux différentes avancées scientifiques effectuées, des pistes d'aide à la gestion du parc cylindre et d'aide au choix d'un bon lubrifiant ont pu être émises.

3.5.2 Gestion du parc cylindre

Une couche de transfert se formant au cours du laminage a été mise en évidence sur le cylindre. Celle-ci entraîne une augmentation du coefficient de frottement et une hausse de l'usure abrasive et donc de la pollution de fer sur tôle. Un passage en rectification élimine ses effets. Connaissant ces informations, la question est la suivante : comment optimiser les passages en rectification ? Afin de répondre à cette question, il faut tout d'abord s'informer sur la cinétique de formation de cette couche qui se heurte à la difficulté de l'observation directe de l'état de surface du cylindre.

Or, le régime quasi-limite du contact étudié implique que le cylindre imprime son faciès sur la tôle. Industriellement, il est compliqué d'observer l'état de la tôle avant son état final (après la dernière passe). Un plan d'expérience a été entrepris sur plusieurs bobines de même nuance d'acier et de coulée répondant au même schéma de laminage. Des changements calculés de cylindre de travail ont permis de récupérer cinq échantillons de tôle montrant l'évolution de l'état de surface du cylindre. Ces cinq échantillons correspondent à cinq « configurations » du cylindre de travail, c'est-à-dire au fait que celui-ci ait été changé 1, 2, 3, 5 ou 6 passes avant la prise d'échantillons (Figure 3-29). Or, dans le cadre du régime quasi-limite, les états de surface de la tôle sont ainsi les négatifs de ces différents états de surface de cylindre (Figure 3-29). La formation progressive de la couche de transfert est nettement mise en évidence par

la formation progressive d'écailles sur la tôle qui commencent à apparaître au bout de trois passes.

Pour valider ces observations, des glissements industriels en avant moyen ont été calculés selon la méthode expliquée en section 3.5.2. L'influence de la mise en cage de cylindres rectifiés sur le glissement a été observée (Figure 3-30). Il s'avère qu'il faut trois passes en moyenne pour que cet indicateur redevienne « classique », ce qui corrobore l'observation des états de surface (Figure 3-29).

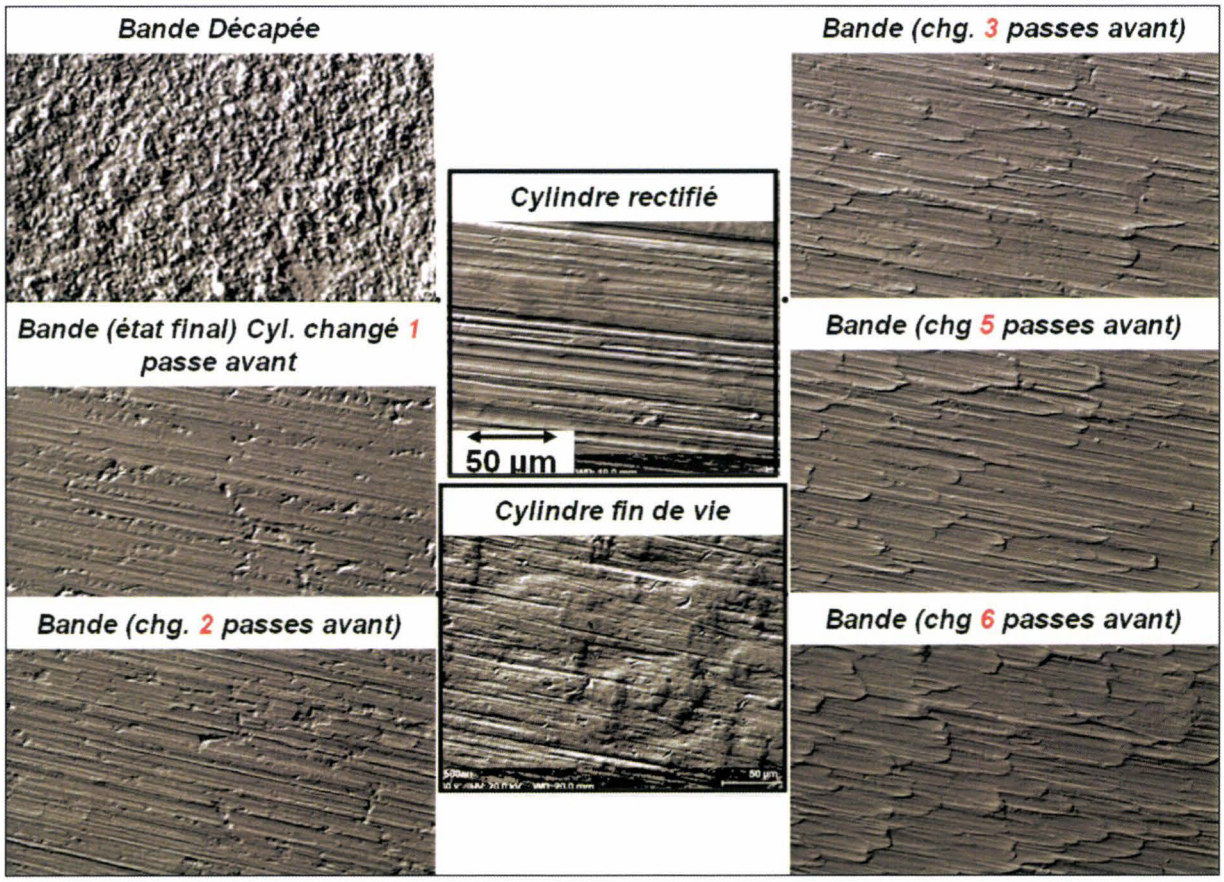


Figure 3-29 : Micrographie de l'état de surface du cylindre industriel avant et après rectification et de l'évolution de la tôle au fil des passes avec l'apparition d'écailles dès la 3ème passe

De plus, le lamineur est confronté à deux difficultés majeures dans la conduite de son outil :

- la présence de résidus ferreux sur la tôle après la dernière passe
- le patinage en première passe à cause d'un faible coefficient de frottement associé au fait que la traction imposée soit le maximum que puisse fournir le laminoir

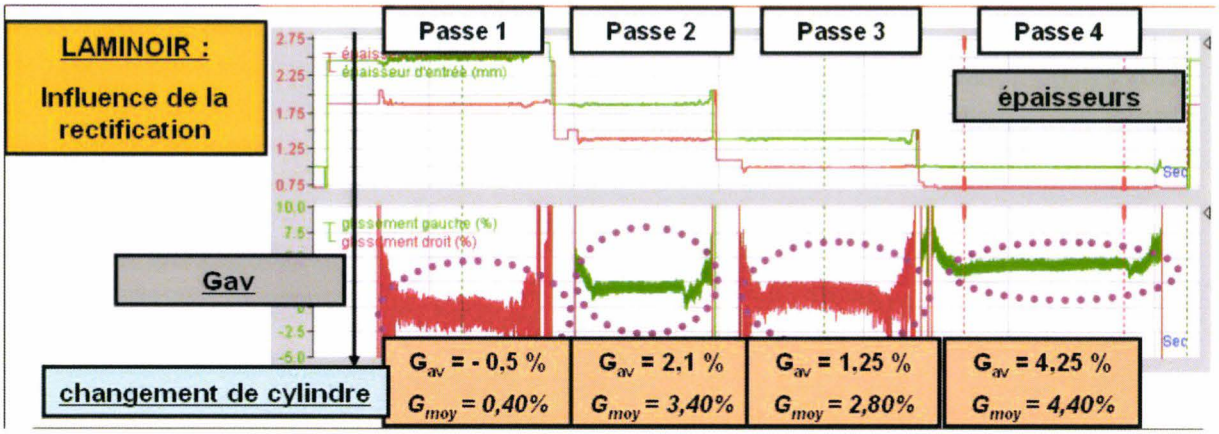


Figure 3-30 : Exemple d'un enregistrement du glissement en avant d'un schéma de laminage industriel (4 passes) précédé d'un changement de cylindre

Par conséquent, il peut être conseillé de séparer le parc de cylindre de travail en deux types de cylindres :

- des cylindres d'ébauche, c'est-à-dire, avec couche de transfert (ayant laminé au moins 3 passes) pour effectuer la première passe des schémas de laminage et augmenter le coefficient de frottement
- des cylindres de finition, c'est-à-dire rectifiés, pour effectuer les dernières passes et éviter la présence trop important de fines de fer sur la tôle finale

3.5.3 Aide au choix d'un lubrifiant optimal

Le dernier apport direct concerne le choix du lubrifiant dont l'importance a été mise en évidence lors des différentes campagnes expérimentales. La conception et les nouvelles optimisations de l'URT permettent de reproduire les différentes conditions industrielles de contact, du régime de lubrification quasi-limite aux conditions mécaniques et thermiques.

De plus, les conditions de contact industrielles varient au cours du laminage industriel. Une bonne huile de laminage devra garder une bonne efficacité sur la plage des diverses conditions industrielles rencontrables afin d'éviter des variations inopportunes. Les différentes campagnes ont permis de cerner ces paramètres de contact dont les variations liées

aux mécanismes de lubrification, doivent être intégrées dans toute analyse de caractérisation de l'efficacité d'une huile. Ces différents paramètres sont les suivants :

- la température de contact qui peut se situer entre 110°C et 160°C
- la passe : à l'heure actuelle, seule deux passes sont réalisables de manière fiable
- l'évolution du cylindre avec l'influence de la présence ou non de la couche de transfert sur le comportement du lubrifiant

Au travers des indicateurs de frottement et d'usure de l'URT, la réponse d'une huile aux variations de ces différents paramètres pourra être étudiée, si, ce n'est de façon absolue, au moins comparativement. Certes cet outil ne permet certainement pas de former totalement les tribofilms issus des différentes huiles que l'on pourrait tester, mais il permet d'en dégager des tendances. Ainsi, pourra-t-on estimer le coefficient de frottement et la mesure de pollution sur tôle résultant de l'utilisation d'une huile. L'association de ces deux facteurs permet également, de manière comparative, d'estimer la proportion d'un lubrifiant à limiter l'usure adhésive.

En terme de résultats bruts, la comparaison entre deux huiles ne semble pas poser de difficultés. Par contre, l'estimation d'une bonne huile n'est pas si évidente que cela. A titre d'exemple, comment juger de l'effet de l'usure adhésive. D'un côté, elle entraîne la dégradation du contact du fait de l'augmentation de la rugosité du cylindre (augmentation du coefficient de frottement et de l'usure abrasive). D'un autre, la présence d'une couche de transfert sur le cylindre permet de concentrer les contraintes de cisaillement [FIL07], évitant ainsi la fatigue de l'outil, et permet également de s'user à la place du cylindre : une couche optimale serait sans doute la formation très rapide d'une couche peu rugueuse.
Les conditions expérimentales ne permettant pas la création totale de la couche de transfert qui demande des kilomètres de tôles laminées, cet aspect crucial devra être, à mon avis, un point prioritaire à étudier dans la poursuite de ces travaux.

Synthèse

Au sein de l'entreprise Myriad, le laminoir à froid, de type Sendzimir ZR 22-B, se place en début de la chaîne de production. Son objectif est de fournir des tôles d'acier d'une épaisseur conforme et homogène, non polluées en résidus organiques ou ferreux, aux lignes de galvanisation et de peinture. L'augmentation souhaitée du tonnage de bobines prélaquées se doit donc d'être accompagnée par une augmentation de la productivité du laminoir. Avant d'envisager une hausse de la vitesse de laminage ou des taux de réduction qui engendreraient des modifications profondes du laminoir, l'entreprise souhaite d'abord diminuer sensiblement les incidents de laminage (patinage, choucroute etc..) pouvant occasionner la mise en rebut de la bobine, voire même sa casse au cours de la production. Ainsi, pour comprendre les causes de ces incidents afin de pouvoir les anticiper et les limiter, il est indispensable d'appréhender l'ensemble des phénomènes tribologiques au niveau du contact bande-cylindre, seule zone non directement maîtrisée par le lamineur.

Or, l'étude de ces phénomènes étant impossible sur laminoir du fait des nombreuses contraintes industrielles, il était essentiel de se doter d'un outil expérimental reproductif des conditions de contact industrielles, l'URT. La sensibilité de ce dernier a permis d'analyser l'ensemble des phénomènes tribologiques au travers de l'influence de ces conditions de contact sur le frottement et l'usure.

Par conséquent, ces trois années se sont partagées en trois étapes essentielles :

1- Analyse des conditions industrielles de contact

2- Développement d'une nouvelle méthodologie expérimentale se basant sur le banc prototype qu'est l'URT reproduisant les conditions industrielles définies préalablement

3- Analyse de l'ensemble des phénomènes de contact dans l'emprise : via l'URT, les impacts sur l'usure et le frottement de l'évolution de différentes conditions de contact (température, glissement en avant, état de surface du cylindre, passe) ont été étudiés. Les mécanismes de lubrification limite ont également été largement discutés.

1- Cette première étape d'analyse du procédé industriel a permis la définition de l'ensemble des conditions de contact, qu'il s'agisse des caractéristiques mécaniques, du régime de lubrification ou de la température de contact.

Tout d'abord, un modèle numérique bidimensionnel du contact industriel a été conçu afin de calculer les caractéristiques mécaniques primordiales que sont les déformations plastiques finale et au point neutre ainsi que la contrainte normale au point neutre.

Ensuite, à partir des études existantes du laminage à froid et de l'observation microscopique de tôles laminées industriellement, le régime de lubrification quasi-limite du contact a pu être mis en évidence. De plus, malgré l'utilisation d'une émulsion d'huile dans l'eau, il a été établi que seule l'huile pénètre dans le contact du fait du phénomène de la concentration dynamique.

Enfin, la température étant prépondérante dans les mécanismes de lubrification, une analyse thermique de l'emprise a été entreprise. Elle s'est appuyée sur diverses études thermiques réalisées sur d'autres types de laminoir à froid ainsi que sur un modèle numérique thermomécanique à couplage fort : la température de contact a pu être estimée entre 110°C et 160°C.

2- Afin de reproduire ces différentes conditions de contact, l'URT, conçu il y a quelques années au sein du LAMIH, a subi de profondes modifications.

L'utilisation d'une tranche de cylindre industriel afin de passer à l'échelle industrielle réelle en a constitué la première étape. L'augmentation du rayon du cylindre expérimental, désormais deux fois plus grand, a nécessité la rigidification de l'ensemble des pièces mécaniques ainsi que l'instrumentation du glissement en avant via un codeur incrémental.

Ensuite, la grande originalité de cette nouvelle version de l'URT réside dans la mise en oeuvre d'un nouveau protocole permettant la reproduction du régime de lubrification industriel quasi-limite. En effet, premièrement, les faibles vitesses expérimentales par rapport au cas industriel permettent de douter que le phénomène de la concentration dynamique existe lors de l'essai expérimental. L'absence d'eau avérée dans l'emprise industrielle a permis de contourner ce « problème » en utilisant l'huile pure comme lubrifiant expérimental : la séparation de l'huile et l'eau est considérée effectuée au moment de l'essai. Deuxièmement, l'épaisseur de film lubrifiant est désormais calculée préalablement grâce à la détermination du régime de lubrification industriel et aux mesures des rugosités des partenaires du contact. Cette épaisseur d'huile pure doit maintenant être appliquée directement sur la tôle

expérimentale. Afin que cette épaisseur soit la plus homogène possible, un rouleau encreur est utilisé. Dans le cadre de ces travaux, compte tenu du régime de lubrification quasi-limite observé, cette épaisseur a été fixée à la valeur correspondant au minimum d'un régime mixte de lubrification.

Enfin, la haute température de contact, mise en évidence sur le laminoir industriel et primordiale dans les mécanismes de lubrification, n'est pas intrinsèque au contact de l'URT et doit donc être « artificiellement » reproduite. Le cylindre est donc désormais chauffé via un moyen de convection afin d'atteindre 120°C au niveau de la bande. La température de chauffe du cylindre nécessaire à l'obtention de ces 120°C est calculée à l'aide d'un modèle thermomécanique de l'URT.

Il est important de rappeler que l'ensemble de ces modifications a été validé en comparant les états de surface des tôles expérimentales et industrielles.

3- Dans le cadre de l'analyse des phénomènes de contact dans l'emprise, il a été établi que les mécanismes de lubrification limite (et son corollaire qu'est la formation du tribofilm protecteur sur les substrats) conditionnent l'état mécanique des bandes produites et des cylindres :

- les grandes disparités de performances de différentes huiles commerciales en terme d'usure et de frottement ont mis en évidence l'importance du choix d'un bon lubrifiant et donc de ses additifs limites.
- les additifs polaires semblent être les principaux acteurs de la réduction de frottement : ceci est prouvé par la nette hausse du coefficient de frottement avec la température par la désorption de ces additifs.
- aucune action réductrice de frottement des tribofilms EP et AU n'a été effectivement mise en évidence.
- dès 40°C, l'activation et la réaction des additifs EP/AU est mise en évidence en passe 2. Ils agissent soit par synergie avec les additifs polaires, AP, ou soit du fait de la désorption des additifs polaires et de la réaction des molécules P et S avec les surfaces fraîches engendrées. En tout cas, la réaction des additifs EP/AU à partir d'une température moyenne de 40°C semble montrer les fortes hausses locales possibles de la température (température flash).

- la formation du tribofilm issue de la réaction des additifs EP/AU est favorisée par une haute température.
- le fait que la **formation de ce film AU/EP** s'effectue en deux étapes semble validé par les essais à 120°C. Lors de la première étape (passe 1), le film formé n'est que trop partiel ce qui implique l'usure des surfaces métalliques et la forte quantité de résidus ferreux abrasés. Lors de la seconde étape (passe 2), cette quantité diminue fortement, certainement du fait de la dégradation du film réactionnel à la place des substrats. Ce film limite doit en effet être plus important en passe 2 surtout vis-à-vis des rugosités de la tôle qui ont sensiblement diminuées de la passe 1 à la passe 2.

Quelques impacts de ce régime limite sur les phénomènes d'usure et le frottement ont été établis :

- les deux modes d'usure, abrasive et adhésive, coexistent
- une influence de la présence des débris d'usure a été mise en évidence. En terme d'usure, ces débris sévérisent le contact : à faible température, ils favorisent une usure abrasive plus importante alors qu'à haute température il favorise l'usure adhésive
- l'usure adhésive est favorisée par l'absence d'additifs
- un haut coefficient de frottement et donc l'arrachement total de particules (issues de la tôle ou du cylindre) sont favorisés par une haute température de contact et un haut numéro de passe
- une couche de transfert rugueuse, résultat de l'usure adhésive, se forme sur le cylindre de travail
- la couche de transfert a pour effet d'augmenter le coefficient de frottement et les phénomènes d'usure, et notamment la quantité de résidus ferreux abrasés
- les premiers inters influent sur le profil de la couche de transfert en l'écrasant

D'un point de vue industriel, l'ensemble de ces avancées scientifiques a permis de dégager des pistes importantes d'aide à la conduite du laminoir :

- l'utilisation du glissement en avant comme indicateur de changement des conditions de contact et la mise en place d'une liste d'actions correctives adaptées en cas de glissement « anormalement » faible ou fort

- la possibilité de mettre en place des cylindres d'ébauche et de finition pour limiter les phénomènes de patinage en passe 1 et la présence de résidus ferreux sur la tôle finale
- la rédaction d'une procédure expérimentale complète permettant de comparer, sans le risque de l'essai industriel, l'efficacité de plusieurs lubrifiants commerciaux

Malgré l'ensemble de ces avancées, il est évident que tous les phénomènes tribologiques n'ont pu être traités de façon exhaustive. Avant de conclure ce mémoire, il s'agit donc de dégager les principaux points sur lesquels l'équipe de recherche devra se concentrer dans le futur.

Perspectives : Vers une optimisation des outils expérimentaux et numériques

1. Des essais complémentaires

Avant de présenter les perspectives d'évolution des différents outils, il est important de noter que des essais complémentaires pourraient être effectués sur l'URT.
On peut citer le cas de la synergie entre les différents types d'additifs avec notamment l'éventuelle inefficacité des additifs AU/EP en absence des additifs polaires [HSU05][HSU06]. La réalisation d'essais URT sur un échantillon d'huile contenant tous les constituants sauf les additifs polaires pourrait permettre de valider ou non cette affirmation dans le cas du contact étudié.
L'influence de la présence éventuelle d'eau [YAN97] pourrait également être étudiée.
D'un point de vue plus industriel, la présence d'huiles étrangères (huile de roulements) inévitable dans le contact peut également influer sur le comportement de l'émulsion.
Enfin, au cours de ces trois années, seul le régime de lubrification industriel a été étudié : l'influence de l'épaisseur de film lubrifiant appliquée expérimentalement pourrait être analysée. Ainsi pourrait-on certainement reproduire le phénomène de patinage.

Hormis ces essais complémentaires à réaliser, d'autres perspectives nécessitent l'évolution des outils, que ce soit le modèle numérique ou le banc d'essai expérimental. Quelques limites expérimentales et numériques ont en effet été mises en évidence.

2. Un URT « 3ème génération » ?

La première limite expérimentale, due aux faibles longueurs laminées, concerne la difficulté d'étudier la cinétique de formation ou de destruction des films limites sur les différents substrats.
Ainsi l'idéal serait de concevoir une technique expérimentale permettant, avant tout essai expérimental, de pouvoir former (ou de détruire) le tribofilm sur les substrats et de pouvoir

contrôler son état de formation. Si la présence de molécules additivées sur les différentes surfaces semble pouvoir être mise en évidence par des techniques classiques telles que la spectrométrie de masse [RIS05], comment former ou détruire un film limite sur une surface sans en modifier les rugosités ? En effet, il a notamment été établi que la réaction des additifs EP/AU nécessite une première étape d'usure du substrat.

La deuxième limite expérimentale est la mesure partielle que représente la mesure de résidus ferreux abrasés dans l'ensemble des phénomènes d'usure. Si le fait d'associer cette mesure expérimentale de l'usure abrasive à la valeur du coefficient de frottement expérimental calculé permet de comparer d'un essai à l'autre la proportion d'usure adhésive, comment mesurer cette dernière de manière absolue ? Pourtant, la quantification de cette usure adhésive permettrait d'avoir une vue plus précise de la vitesse de formation sur le cylindre de la couche de transfert dont l'importance de la présence a largement été mise en évidence dans ce mémoire.

Par conséquent, l'optimisation de l'URT présenté dans ce mémoire ne représente qu'une étape de plus dans son évolution et le développement d'un URT « 3ème génération » devrait être un axe de travail pour le futur.

3. La modélisation numérique des phénomènes à l'échelle de l'aspérité ?

Les objectifs

Le modèle éléments finis présenté en première partie, dont l'objectif principal est le calcul des caractéristiques mécaniques macroscopiques, ne prend, de ce fait, pas en compte les aspérités et leurs impacts. Or, l'ensemble des phénomènes tribologiques relevant de la lubrification limite et de l'usure découle des nombreux contacts entre aspérités existant dans le contact bande-cylindre étudié. Ainsi, l'enrichissement de la modélisation numérique par les conditions de contact au niveau des aspérités pourrait engendrer des apports non négligeables, non seulement d'un point de vue scientifique, mais également d'un point de vue industriel :

- la prise en compte de l'état de surface du cylindre (avec ou sans couche de transfert) et de la bande pour analyser l'état réel des caractéristiques mécaniques et thermiques dans l'emprise
- les contraintes locales définies, la possibilité d'y associer un modèle de dégradation des surfaces (endommagement et/ou rupture) [HUA05] dont les objectifs peuvent être multiples et notamment
    - une vue plus complète des phénomènes d'usure en complétant la mesure de résidus ferreux abrasés qui ne représente qu'une partie du taux d'arrachement total de fer
    - une aide à la rectification en analysant notamment l'influence de la rugosité imprimée au cylindre sur le frottement et l'usure. Ainsi pourront être mis en évidence des paramètres de rectification optimaux pour limiter les phénomènes d'usure et le passage en rectification, couteux d'un point de vue productivité.

Les verrous scientifiques

La prise en compte exhaustive de tous les paramètres influants qu'il faudrait modéliser ne pourra être que très complexe.

Tout d'abord, il s'agit de prendre en compte les profils de rugosités du cylindre et de la bande que l'on peut modéliser de différentes façons [ROQ01][BEL08].

Ensuite, il faudrait intégrer l'influence des poches de lubrifiant dans les vallées, et ce, malgré le haut ratio de contact :

- elles assurent un effet de portance très intéressant : les poches résistent avec une certaine pression au refoulement plastique latéral des flancs des plateaux. La cission des poches du lubrifiant étant négligeable devant celle des films sur les aires de contact, plus cette pression s'approche de la pression macroscopique de contact, plus on peut avoir affaire à une réduction de frottement importante [KUD65].
- l'aire de contact réelle augmente nettement avec l'allongement plastique (c'est-à-dire avec le taux de réduction ou le numéro de passes) en contact sec [SUT88] : il a été prouvé que la présence de poches de lubrifiant limitait sa croissance [BAY76]

- les poches peuvent jouer le rôle de réservoir de lubrifiant et, par des effets microhydrodynamiques, de réparateurs des films lubrifiants rompus sur les plateaux [FEL07] [KOS07]
- les vallées peuvent également servir de « micro-pièges » pour les différents débris d'usure [KOS07].

L'influence de la rugosité dans le sens transverse pouvant servir de réservoirs à lubrifiant doit également être traitée [PLO99].

L'hétérogénéité du contact oblige aussi à établir un coefficient de frottement local à l'échelle de l'aspérité [TIE04]. Ainsi peut-on imaginer des coefficients de frottement correspondant aux zones des vallées et aux zones des plateaux ? On peut même aller plus loin : sachant que la composition du film limite dépend des conditions locales de contact (désorption des additifs polaires avec une forte température et rupture des films limites sous trop forte pression), peut-on penser à un coefficient évolutif tout au long de l'emprise dépendant des conditions locales de contact ?

Enfin, l'impact de la couche de transfert sur le cylindre avec son propre comportement et notamment sa dégradation [RIZ00] ainsi que la présence de débris d'usure ne peuvent être négligés non plus.

Faute de temps, l'analyse complète n'a pu être effectuée. On s'est focalisé sur l'influence de l'état de surface du cylindre au cours de la production du fait de la formation de la couche de transfert. Ses rugosités sont en effet essentielles puisqu'elles sont responsables du labourage de la tôle et donc prépondérantes dans les phénomènes d'usure.

L'état d'avancement de cette étude numérique est explicité en annexe 2.

4. Conclusion

Pour conclure, depuis quelques années, la démarche entamée par le LAMIH, que ce soit par les travaux présentés dans ce mémoire ou ceux de Deltombe [DEL01], a apporté de nombreuses avancées dans la compréhension du laminage à froid de type Sendzimir et notamment de ses phénomènes tribologiques. Cette compréhension accrue a été d'une grande aide pour l'industriel.

Néanmoins, de nombreux points restent à éclaircir comme les cinétiques de formation des films limites et de la couche de transfert. Cela demande l'évolution de l'outil expérimental et la mise en oeuvre, tout juste entamée, d'un modèle numérique prenant en compte les phénomènes à l'échelle de l'aspérité. L'étude numérique présentée ne représente qu'un premier pas vers l'analyse numérique de l'influence de l'état de surface du cylindre sur les caractéristiques de contact. Cette analyse n'est qu'une première étape des nombreux paramètres qu'il faudra modéliser (rugosité de la bande, prise en compte du lubrifiant, dégradation de la couche de transfert...) pour être représentatif du contact bande – cylindre à l'échelle de l'aspérité.

Références :

[ARI04] A.F.M Arif, O. Khan, A.K. Sheikh, Roll deformation and stress distribution under thermo-mechanical loading in cold rolling, Journal of Material Processing Technology, pp 255-267, 2004

[AYE01] J. Ayel, Lubrifiants – Additifs à action chimique, Techniques de l'ingénieur, traité Génie Mécanique, BM 5443

[AZU01] A. Azushima, Y. Jimbo, Effect of carbide properties of roll materials on lubricity in cold sheet rolling of low-carbon steel, International Journal of Machine Tools & Manufacture Vol. 41, pp 347-360, 2001

[BAI98] S. Bair, M. Khonsari, W.O. Winer, High-pressure rheology of lubricants and limitations of the Reynolds equation, Triobology International, Vol. 31, pp 573-586, 1998

[BAI01] S. Bair, J. Jarzynski, W.O. Winer, The temperature, pressure and time dependance of lubricant viscosity, Triobology International, Vol. 34, pp 461-468, 2001

[BAR03] L. Barbulovic-Nad, J.G. Lenard, The effect of tallow concentration on the cold rolling of steel strips, Journal of Materials Processing Technology, Vol. 142, pp 65-71, 2003

[BAY76] N. Bay, T. Wanheim, Real area of contact and friction stress at high pressure sliding contact, Wear, 38, 201-209, 1976

[BAY90] N. Bay, T. Wanheim, Contact phenomena under bulk plastic deformation conditions, Advanced Technology of Plasticity, pp 1677-1691, 1990

[BEL08] A. Belotserkovets, A. Dubois, M. Dubar, L. Dubar, R. Deltombe, H. Vandekinderen, J.M. Damasse, 2D asperity deformation of stainless steel strip in cold rolling, 11th ESAFORM International Conference, Lyon, 2008

[BOE98] M. Boehm, Approche physico-chimique de l'action des additifs de lubrifiant lors du laminage à froid, Thèse Ecole Centrale de Lyon, 1998

[BOU98] A. Boutonnet, Etude de la résistance thermique de contact à l'interface de solides déformables en frottement : application aux procédés de forgeage, Thèse INSA de Lyon, 1998

[BRO05] W.L. Brown, R.G. Butler, Metalworking Fluids, Book : Synthetics, Mineral and Bio-based lubricants : Chemistry and Technology, L. R. Rudnick, p 608, 2005

[BUG00] A.D. Bugg, A. Shirizly, J.G. Lenard, The use of emulsions during cold rolling of steel strips,, The second European rolling conference rolling , VASTERAS Suède, 2000

[CHE90] L.H. Chen, D.A. Rigney, Adhesion theories of transfer and wear during sliding of metals, Wear, Vol. 136, pp 223-235, 1990

[CHO94] S-H Choa, K. C. Ludema, G. E. Potter, B. M. DeKoven, T. A. Morgan, K. K. Kar, A model of the dynamics of boundary film formation, Wear, Vol. 177, pp 33-45, 1994

[CHO04] S. S. Cho, S. Park, Finite element modeling of adhesive contact using molecular potential, Tribology International, Vol. 37, pp 763-769, 2004

[DAU99] G. Dauchot, Tribochimie du laminage à froid des aciers bas carbone et des alliages d'aluminium – Etude par Tof-SIMS de la chimisorption des additifs de lubrification, Thèse de l'école des Mines de Paris, 1999

[DAU01] G. Dauchot, R. Combarieu, P. Montmitonnet, M. Repoux, G. Dessalces, F. Delamare, Tribologie du laminage à froid : étude par ToF-SIMS de la chimisorption sur la tôle des additifs du lubrifiant, La revue de Métallurgie, Février 2001

[DAU06] G. Dauchot, E. De Castro, M. Repoux, R. Combarieu, P. Montmitonnet, F. Delamare, Application of Tof-SIMS surface analysis to tribochemistry in metal forming processes, Wear, Vol. 260, pp 296-304, 2006

[DEB03] M.I. De Barros, J. Bouchet, I. Raoult, T. Le Mogne, J. M. Martin, M. Kasrai, Friction reduction by metal sulfides in boundary lubrication studied by XPS and XANES analyses, Wear, Vol. 254, pp 863-870, 2003

[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

[DEL03] R. Deltombe, M. Dubar, A. Dubois, L. Dubar, A new methodology to analyse iron fines during steel cold rolling processes, Wear 254, pp 211-221, 2003

[DIC05] K. Dick, J. G. Lenard, The effect of roll roughness and lubricant viscosity on the loads on the mill during cold rolling of steel strips, Journal of Materials Processing Technology, Vol. 168, pp 16-24, 2005

[DUB03] A. Dubois, Macro Tribologie et Optimisation des Procédés de Mise en Forme, H.D.R. de l'Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis, 2003

[FEL07] E. Felder, Lubrification en mise en forme - Régime de lubrification mixte, Techniques de l'ingénieur, BM7533

[FIL07] N. Fillot, I. Iordanoff, Y. Berthier, Modelling third body flows with a discrete element method – a tool for understanding wear with adhesive particles, Wear, Vol. 40, 973-981, 2007

[FLE88] L. S. Fletcher, Recent developments in contact conductance heat transfer, Journal of Heat Transfer, Vol.110, pp 1059-1070, 1988

[FON06] G. A. Fontalvo, R. Humer, C. Mitterer, K. Sammt, I. Schemmel, Microstructural aspects determing the adhesive wear of tool steels, Wear, Vol. 260, pp 1028-1034, 2006

[FUR07] O. Furlong, F. Gao, P. Kotvis, W.T. Tysoe, Understanding the tribological chemistry of chlorine-, sulfur- and phosphorus-containing additives, Tribology International, Vol. 40, pp 699-708, 2006

[GAS94] A. Gast-Bray, Relation entre les mattes flottantes et la qualité du revêtement en galvanisation continue, Thèse de l'Université de Lille I, 1994

[GAO04] F. Gao, P.V. Kotvis, W.T. Tysoe, The surface and tribological chemistry of chlorine- and sulfur- containing lubricant additives, Tribology International, Vol. 37, pp 87-92, 2004

[GAY90] M. Gay, Contribution à l'étude de la tribologie du laminage : formulation rationnelle d'une émulsion et maîtrise du frottement en laminage à froid des aciers au carbone, Thèse de l'école des Mines de Paris, 1990

[HOL07] K. Holmberg, H. Ronkainen, A. Laukkanen, K. Wallin, Friction and wear of coated surfaces – scales, modelling and simulation of tribomechanisms, Surface & Coatings Technology, Vol. 202, pp 1034-1049, 2007

[HSU97] S.M. Hsu, M.C. Shen, A.W. Ruff, Wear prediction for metals, Tribology International, Vol. 30, pp 377-383, 1997

[HSU04] S. M. Hsu, Molecular basis of lubrication, Tribology International, Vol. 37, pp 553-559, 2004

[HSU05] S.M. Hsu, R.S. Gates, Boundary lubricating films : formation and lubrication mechanism, Tribology International, Vol. 38, pp 305-312, 2005

[HSU06] S.M. Hsu, R.S. Gates, Effect of materials on tribochemical reactions between hydrocarbons and surfaces, J. Phys. D: Appl. Phys., Vol. 39, pp 3128-3137

[HUA04] S. Huart, M. Dubar, R. Deltombe, A. Dubois, L. Dubar, Asperity deformation, lubricant trapping and iron fines formation mechanism in cold rolling processes, Wear, Vol. 257, pp 471-480, 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

[HUB08] C. Hubert, M. Dubar, A. Dubois, L. Dubar, Finite element simulation of edge trimming: comparison between failure criteria and damage model, 11th Metalforming International Conference, 2008

[HUQ07] M.Z. Huq, P.B. Aswath, R.L. Elsenbaumer, TEM studies of anti-wear films/wear particles generated under boundary conditions lubrication, Tribology International, Vol. 40, pp 111-116, 2007

[KAP01] P. Kapsa, M. Cartier, Usure des contacts mécaniques, Techniques de l'ingénieur, Traité de Mécanique, BM 5067

[KAP99] A. Kapoor, F.J. Franklin, Tribological layers and the wear of ductile materials, Wear, Vol. 245, pp 204-215, 2000

[KAT01] Koji Kato, Wear in boundary and mixed lubrication regime, Book : Boundary and Mixed Lubrication (D. Dowson et al.), 2001

[KHA04] O.U. Khan, A. Jamal, G. M. Arshed, A. F. M. Arif, S. M. Zubair, Thermal analysis of a cold rolling process – A numerical approach, Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 46, pp 613-632, 2004

[KOS07] P.B. Kosasih, A. K. Tieu, Mixed Film lubrication of strip roling using O/W emulsions, Tribology International, Vol. 40, pp. 709-716, 2007

[KUD65] H. Kudo, A note of the role of microscopically trapped lubricants at the tool work interface, International Journal of Mechanical Science 7, p. 383, 1965

[KUM97] S. Kumar, N. N. Roy, Studies to evaluate the extreme pressure and anti-wear activity of some thiuram disulphides, xanthogens and dithiocarbamates, Wear, Vol. 209, pp 1-7, 1997

[LAU97] M. Laugier, G. Hauret, Laminage à froid des aciers : aspects tribologiques, SF2M, 1997

[LAU99] M. Laugier, F. Ficara, Application de la tribométrie à la caractérisation des lubrifiants en laminage à froid, La revue de la métallurgie n°4.8, 1999

[LEN98] J.G. Lenard, The effect of lubricant additives on the coefficient of friction in cold rolling, Journal of Materials Processing Technology, Vol. 80-81, pp 232-238, 1998

[LES03] P. Lestriez, Modélisation numérique du couplage thermo-mécanique-endommagement en transformations finies. Application à la mise en forme, Thèse UTT, 2003

[LET00] Nicolas Letalleur, Influence de la géométrie des aspérités dans un contact hydrodynamique lubrifié ultra mince. Effets locaux et comportements moyens., Thèse de l'INSA de Lyon, 2000

[LEV91] R. Lévêque, H. Biausser, Fromholz, Lubrication as an element of cold rolling, La revue de métallurgie, pp. 849 860, 1991

[LIN03] V. Linck, L. Baillet, Y. Berthier, Modeling the consequences of local kinematics of the first body on friction and on third body sources in wear, Wear, Vol. 255, pp 299-308

[LIN05] V. Linck, Modélisation numérique temporelle d'un contact frottant. Mise en évidence d'instabilités locales de contact, Thèse INSA de Lyon, 2005

[LUB01] T. Lubrecht, D. Mazuyer, P. Cann, Starved elastohydrodynamic lubrication theory: application to emulsions and grease, C.R. Acad. Sci. Paris, t. 2, Série IV, pp 717-728, 2001

[LUD92] K.C. Ludema, A. Oregon, Sliding and adhesive wear, ASM Handbook, Vol. 18, Friction, Lubrication, and Wear Technology, pp 436-449, 1992

[LUD96] K.C Ludema, Book : Friction, Wear, Lubrication, A Textbook in tribology, 1996

[MAN99] R. Mandakovic, Assessment of EP additives for water miscible metalworking fluids, Journal of Synthetic Lubrication, Vol. 16, pp 13-26, 1999

[MAN08] K. Manabe, K. Nakano, Breakdown of oil films and formation of residual films, Tribology International, Vol. 41 , pp 1103-1113 , 2008

[MAR98] N. Marsault, Modélisation du régime de lubrification mixte en laminage à froid, Thèse de l'école des Mines de Paris, 1998

[MAR99] J. M. Martin, T. Le Mogne, M. Boehm, C. Grossiord, Tribochemistry in the analytical UHV tribometer, Tribology International, Vol. 32, pp 617-626, 1999

[MAR00] J. M. Martin, C. Grossiord, T. Le Mogne, J. Igarashi, Transfer films and friction under boundary lubrication, Wear, Vol. 245, pp 107-115, 2000

[MAT98] S. Matysiak, S. Koniecnzy, A. Yevtushenko, Distribution of friction heat during cold rolling of metals by using composite rolls, Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 34, pp 719-729 ,1998

[MAZ01] D. Mazuyer, A. Tonck, S. Bec, J-L Loubet, J-M Georges, Nanoscale surface rheology in tribology, Tribology and interface engineering series, Vol. 39, pp 273-282, 2001

[MCF97] C. McFadden, C. Soto, N. D. Spencer, Adsorption and surface chemistry in tribology, Tribology International, Vol. 30, pp 881-888, 1997

[MIN05] I. Minami, T. Ichihashi, T. Kubo, H. Nanao, S. Mori, Tribochemical approach toward mechanism for synergism of lubricant additives on antiwear and friction reducing properties, Book : Life Cycle Tribology (D. Dowson et al.), pp 259-268, 2005

[MIS92] H. Mishina, Atmospheric characteristics in friction and wear of metals, Wear, Vol. 152, pp 99-110, 1992

[MOL99] J. Molimard, Etude expérimentale du régime de lubrification en film mince – Applications aux fluides de laminage, Thèse INSA de Lyon, 1999

[MON93] Lois de frottement et déformation plastique, Matériaux et Techniques, Vol. 81, pp. 8-21, 1993

[MON00] P. Montmitonnet, Modélisation du contact lubrifié – exemple de la mise en forme des métaux, Mécanique Industrielle, Vol. 1, pp 621-637, 2000

[MON-DEL00] P. Montmitonnet, F. Delamare, B. Rizoulières, Transfer and friction in cold metal strip rolling processes, Wear Vol. 245, pp 125-135, 2000

[MON01] P. Montmitonnet, Tribologie du laminage à froid de tôles, La revue de la métallurgie, pp 125-130, Février 2001

[MON-MAR01] P. Montmitonnet, N. Marsault, P. Denauville, P. Gratacos, Un modèle de lubrification en régime mixte de laminage, La Revue de la Métallurgie, pp 423-433, 2001

[MOR07] A. Morina, A. Neville, Understanding the composition and low friction tribofilm formation/removal in boundary lubrication, Tribology International, Vol. 40, pp 1696-1704, 2007

[MYS00] N.K. Myshkin, Friction transfer film formation in boundary lubrication, Wear, Vol. 245, pp 116-124, 2000

[NAJ04] M.N. Najman, M. Kasrai, G. M. Bancroft, Investigating binary oil additive systems containing P and S using X-ray absorption near-edge structure spectroscopy, Wear, Vol. 257, pp 32-40, 2004

[NAK06] K. Nakayama, J-M. Martin, Tribochemical reactions at and in the vicinity of a sliding contact, Wear, 261, pp 235-240, 2006

[NIN01] Z. Ning, Z. Da-Ming, L. Jia-Jung, F. Xiao-Dong, G. Ming-Xi, Effect of sulphide layers on the tribological behavior of steels under boundary lubrication conditions, Applied Surface Science, Vol. 181, pp 61-67, 2001

[OLS04] D.D. Olsson, N. Bay, J.L. Andreasen, Prediction of limits of lubrication in strip reduction testing, CIRP Annals-Manufacturing Technology, pp 231-234, 2004

[PAR93] K-B. Park, K.C. Ludema, Evaluation of the plasticity index as a scuffing criterion, Wear, Vol. 175, pp 123-131, 1994

[PEA95] R. G. Pearson, The HSAB principle – More quantitative aspects, Inorganics Chimica Acta, Vol. 240, pp 93-98, 1995

[PET03] J.H. Petersen, H. Reitz, M.E. Benzon, J. Bottiger, J. Chevallier, N.J. Mikkelsen, P. Morgen, Tribological properties of sulfur-implanted steel, Surface & Coatings Technology, Vol. 179, pp 165-175, 2004

[PIE01] W. Piekoszewski, M. Szczerek, W. Tuzynski, The action of lubricants under extreme-pressure conditions in a modified four-ball tester, Wear, Vol. 249, pp 188-195, 2001

[PLA99] S. Plaza, G. Celichowski, L. Margielewski, Load-carrying synergism of binary additive systems: dibenzyl disulphide and halogenated hydrocarbons, Tribology, International, Vol. 32, pp 315-325, 1999

[PLO99] F. Plouraboué, M. Boehm, Multi-scale roughness transfer in cold metal rolling, Tribology International, Vol. 32, pp 45-57, 1999

[RIS05] A. Riss, Tribologie du laminage à froid d'alliages légers, Thèse de l'école des Mines de Paris, 2005

[RIZ00] B. Rizoulières, Couches de transfert et tribologie du laminage à froid des aciers inoxydables, Thèse de l'école des mines de Paris, 2000

[ROI08] X. Roizard, J.M. Pothier, J.Y. Hihn, G. Monteil, Experimental device for tribological measurement aspects in deep drawing procee, Journal of Materials Processing Technology, 2008

[ROQ01] C. Roques-Carmes, N. Bodin, G. Monteil, J.F. Quiniou, Description of rough surfaces using conformal equivalent structure concept. Part 2. Numerical approach, Wear, Vol. 248, pp 92-99, 2001

[SAH02] P. Sahoo, S.K. Roy Chowdhury, A fractal analysis of adhesive wear at the contact between rough solids, Wear, Vol. 253, pp 924-934, 2002

[SAR94] R. Sarin, D.K. Tuli, A.S. Verma, M.M. Rai, A.K. Bhatnagar, Additive-additive interactions: search for synergistic FM-EP-AW composition, Wear, Vol. 174, pp 93-102, 1994

[SAU05] A. Saulot, Analyse tribologique du contact roue-rail. Modélisation et expérimentations – Cas de l'usure ondulatoire, Thèse de l'INSA de Lyon, 2005

[SCH83] J.A. Schey, Tribology in metalworking: friction, lubrication and wear. American society for Metals, 1983

[SCH93] E. Schedin, B. Lehtinen, Galling mechanisms in lubricated systems: a study of sheet metal forming, Wear, Vol. 170, pp. 119-130, 1993

[SCH96] S.R. Schmid, W.R.D. Wilson, Lubrication mechanisms for oil-in-water emulsions, Lubrication engineering, Vol. 52, pp 168-175, 1996

[SCH97] S.R. Schmid, Hydrodynamic, segregation, entrainment and rejection of oil in emulsion lubrication problems, Journal of Tribology, Vol. 119, pp 342-348, 1997

[SO05] H. So, C.C. Hu, Determination of load carrying ability of chemical films developed in sliding point contact, Tribology International, Vol. 38, pp. 435-441, 2005

[STO79] T.A. Stolarski, Adhesive wear of lubricated contact, Tribology International, Vol. 12, pp 169-179, 1979

[STR01] G. Straffelini, A simplified approach to the adhesive theory of friction, Wear, Vol. 249, pp 79-85, 2001

[STU89] P. Studt, Boundary lubrication: adsorption of oil additives on steel and ceramic surfaces and its influence on friction and wear, Tribology International, Vol. 22, pp 111-119, 1989

[STU99] S. Stupkiewicz, Z. Mroz, A model of third body abrasive friction and wear in hot metal forming, Wear, Vol. 231, pp 124-138, 1999

[SUT88] M.P.F. Sutcliffe, Surface asperity deformation in metal forming processes, International Journal of Mechanical Science 30, pp 847-868, 1988

[SUT03] M.P.F. Sutcliffe, H.R. Le, D. Farrugia, Simulation of transfer layer formation in strip drawing of stainless steel, Wear, Vol. 254, pp 523-531, 2003

[SZC07] E. Szczurek, New approach to the analysis of ribbing in coil coating, Thèse de l'Université de Valenciennes et du Hainaut Cambrésis, 2007

[SZE96] Z. Szeri, On the flow of emulsions in tribological contact, Wear, Vol. 200, pp 353-364, 1996

[TIE06] A. K. Tieu, P.B. Kosasih, A. Godbole, A thermal analysis of strip-rolling in mixed film lubrication with O/W emulsions, Tribology International, Vol. 39, pp 1591-1600, 2006

[TSE96] A. A. Tseng, S. R. Wang, Effects of interface resistance on heat transfer in steel cold rolling, Steel Research, Vol. 67, pp 44-51, 1996

[TYL92] J.H. Tylczak, A. Oregon, Abrasive Wear, ASM Handbook, Vol. 18, Friction, Lubrication, and Wear Technology, pp 337-351, 1992

[VAN01] E. Van der Heide, A.J. Huis in't Veld, D.J Schipper, The effect of lubricant selection on galling in a model wear test, Wear, vol. 251, pp 973-979

[VAN03] E. Van der Heide, D.J Schipper, Galling initiation due to frictional heating, Wear 254, Vol. 254 , pp 1127-1133, 2003

[VID01] E. Vidal-Salle, L. Baillet, J.C. Boyer, Friction law for hydrostatic mixed lubrication regime. Journal of Materials Processing Technology, Vol. 118, pp 101-108, 2001

[WIL88] W.R.D. Wilson, S. Sheu, Real area of contact and boundary friction in metal forming, International Journal of Mechanical Science 30, n°7, pp 475-489, 1988

[YAN97] S. Yan, S. Kuroda, Lubrication with emulsion : first report, the extended Reynolds equation, Wear, Vol. 206, pp 230-237, 1997

[YUE96] W.Y.D. Yuen, A. Dixon, D.N. Nguyen, The modelling of the mechanics of deformation in flat rolling, Journal of Materials Processing Technology, Vol. 60, pp 87-94, 1996

[ZAN91] Z.Y. Zang, X.A. Han, Study on boundary lubrication of cold rolling, Journal of the society of tribologists and lubrication engineers, pp 823-829, 1991

[ZHA01] X. Zhai, L. Chang, Some insights into asperity temperatures in mixed-film lubrication, Tribology International, Vol. 34, pp 381-387, 2001

Annexe 1 : Détermination de la loi plastique de la bande

Le choix de la loi de comportement ainsi que la précision de sa détermination de ces paramètres sont importants. En effet, que ce soit dans le modèle éléments finis du laminage à froid ou celui de l'URT, une erreur de la loi de comportement induira automatiquement une erreur dans le calcul des contraintes de contact ou des efforts tangentiel et normal. Or c'est à partir du recalage numérique de ces efforts expérimentaux qu'est identifié le coefficient de frottement bande-cylindre

Ainsi une méthodologie (Figure A1-1) a été mise en place afin de déterminer les différents paramètres de la loi de Ludwick (Eq. A1-1) [DEL01] :

$$\sigma_0 = \sigma_L \cdot (1 + \alpha_L \cdot \varepsilon_p^n)$$

Eq. A1-1

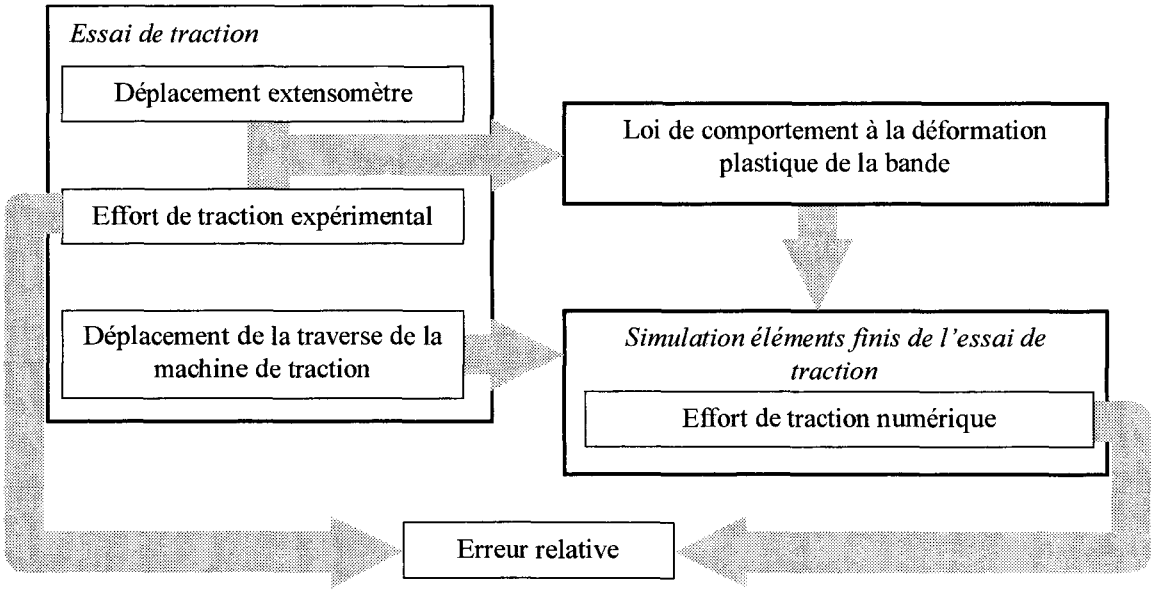


Figure A1-1 : méthodologie de détermination de la loi de comportement plastique de la bande

La première étape consiste à effectuer les essais de traction et relever l'effort de traction ainsi que l'allongement de l'éprouvette. Cinq éprouvettes ont été testées. Les cinq courbes contraintes vraies – déformations vraies sont déduites des résultats bruts (Figure A1-2) :

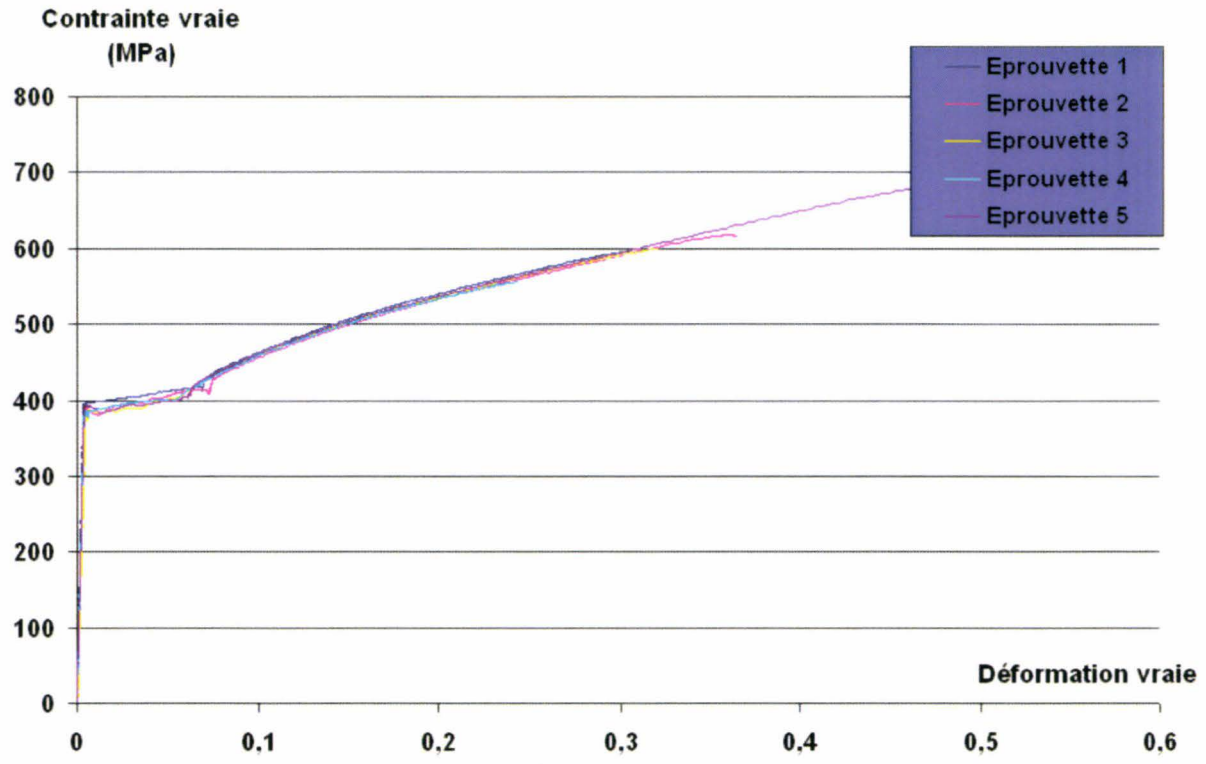


Figure A1-2 : Essais de traction des cinq éprouvettes : courbe contrainte vraie – déformation vraie

A partir de ces courbes, les paramètres de la loi de Ludwick sont calculés via la toolbox « cftool » du logiciel Matlab. La détermination de ces paramètres donne un coefficient de corrélation, R>0,99 :

$$\sigma_0(MPa) = 377.\left(1 + 1{,}22\varepsilon_p^{0{,}64}\right)$$

Eq. A1-1

Cette loi a enfin été validée numériquement en reproduisant numériquement l'essai de traction et en comparant les efforts de traction numérique et expérimental.

La validation de l'extrapolation de cette loi plastique au-delà de la déformation à la rupture lors des essais de traction avait déjà été effectué par Deltombe sur de mêmes nuances d'acier [DEL01].

Annexe 2 : Etude numérique de l'influence des rugosités du cylindre

La prise en compte numérique des aspérités du cylindre implique une modification du profil géométrique du cylindre et du maillage de la bande (Figure A2-1). Il est également important de rappeler que, dans cette étude numérique, le contact est approximé par l'utilisation d'un coefficient de frottement macroscopique égal à 0,1 (cas d'un contact sec).

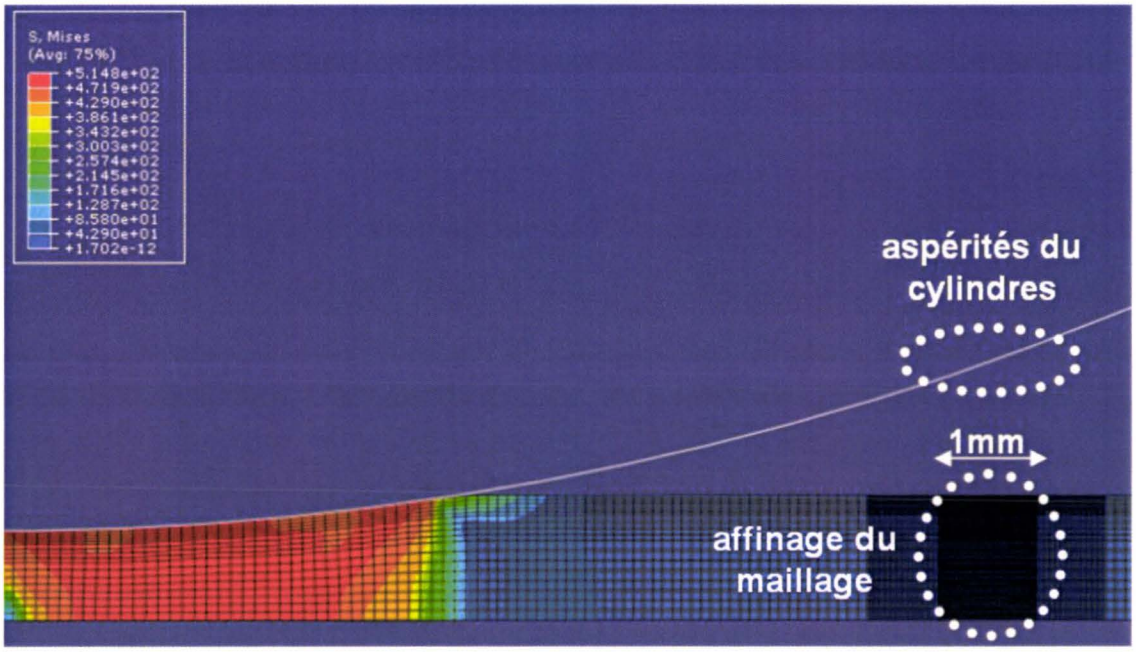


Figure A2-1 : Modélisation du process de laminage à froid avec prise en compte des aspérités du cylindre

La modélisation du cylindre

Selon la méthode utilisée par Belotserkovets [BEL08], il est possible d'assimiler la surface réelle du cylindre (en bleu sur la Figure A2-2b) à un modèle géométrique simplifié (en pointillés rouges sur la Figure A2-2b) via des paramètres géométriques correspondant aux longueurs des plateaux et des vallées (L_P et L_V), à la profondeur des différentes rugosités (R_t^i) et aux pentes entre les vallées et plateaux (α et β) (Figure A2-2a).

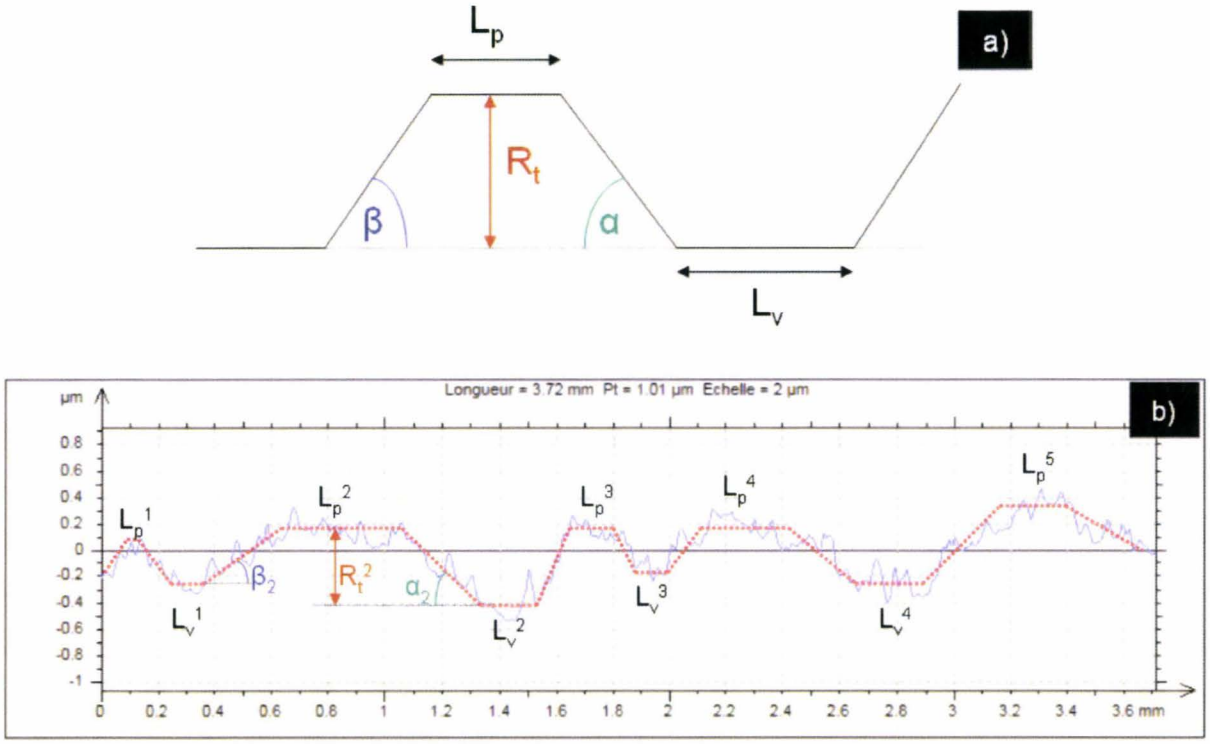


Figure A2-2 : Exemple de modélisation géométrique de la rugosité du cylindre (cas du cylindre rectifié) (a) Paramètres types de la modélisation (b) Surface réelle et Modélisation simplifiée des rugosités

Afin d'obtenir une rugosité représentative de l'état de surface du cylindre {L_p ; L_v ; R_t, ; α ; β}, plusieurs profils ont été analysés. L'ensemble des paramètres types a été moyenné. Ainsi a-t-on pu établir les paramètres géométriques de modélisation du cylindre dans son état après passage en cage (« fin de vie ») et dans son état après passage en rectification (Tableau A2-1). Logiquement, des aspérités plus importantes (***R_t***) et plus saillantes (***α, β***) sont retrouvées sur le cylindre avec couche de transfert (cylindre « fin de vie »).

Cylindre	*R_t (µm)*	*L_V (µm)*	*L_P (µm)*	*α*	*β*
Rectifié	**0,36**	**250**	**370**	**0,23°**	**0,24°**
Fin de Vie	**0,73**	**39**	**33**	**11,8°**	**11,8°**

Tableau A2-1 : Paramètres géométriques de modélisation du cylindre

La modélisation de la bande

L'amplitude des rugosités du cylindre étant inférieure au micromètre, la taille des éléments de la bande doit être suffisamment petite pour pouvoir prendre en compte de manière précise le

profil géométrique du cylindre. Par conséquent, il est indispensable d'affiner le maillage de la bande pour avoir des éléments au niveau de la surface très petits. Pour éviter un temps de calcul extrêmement long, cet affinage se concentre sur une longueur d'environ 1 mm (Figure A2-3).

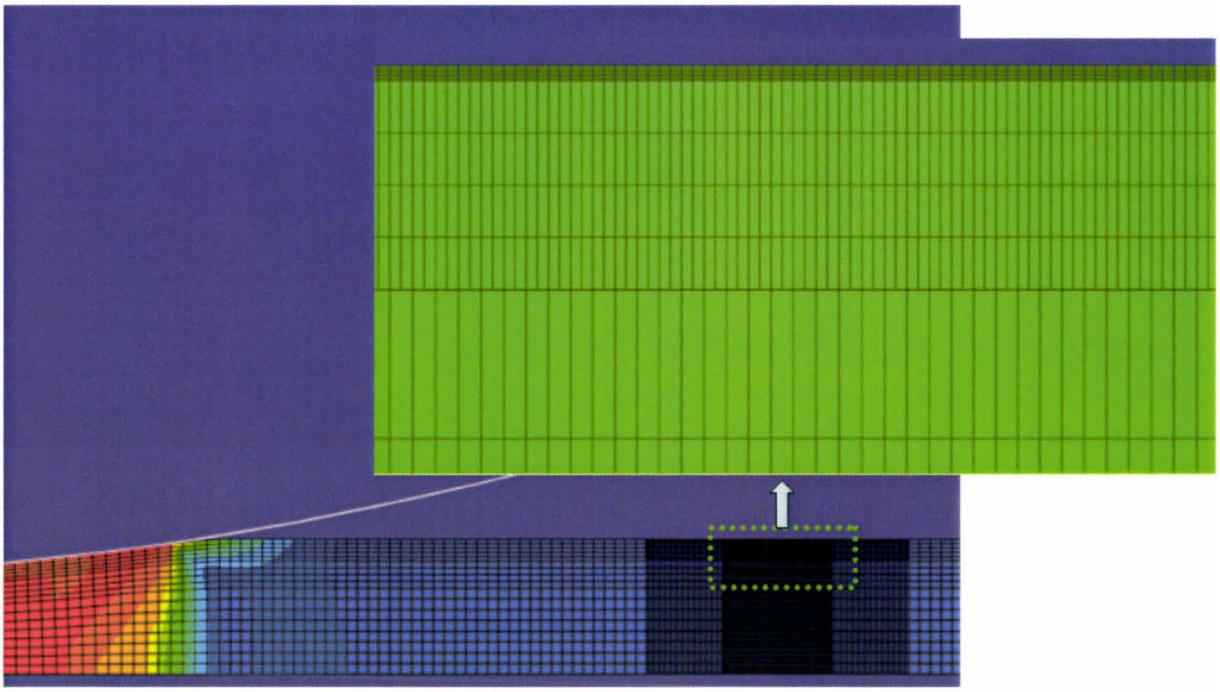


Figure A2-3 : Affinage du maillage de la bande sur une zone d'1mm

L'affinage du maillage nécessite l'utilisation de la commande *mpc dans le code d'abaqus dont le principe est d'interpoler les degrés de liberté du noeud intermédiaire, p, par rapport aux deux noeuds extrêmes, a et b (Figure A2-4). Cela permet, sans multiplier le nombre de noeuds sur la totalité de la bande, d'obtenir des éléments au niveau de la surface d'une épaisseur de 0,25 µm.

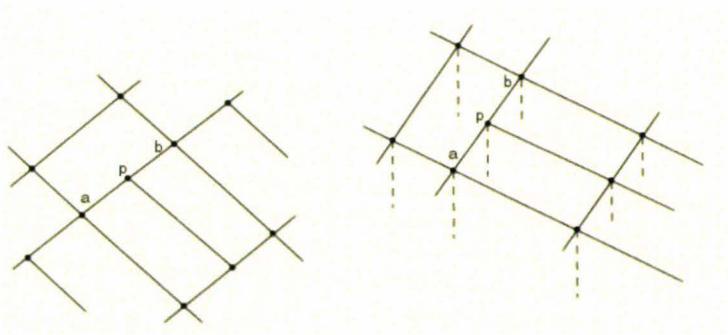


Figure A-4 : Méthode d'affinage du maillage sur Abaqus

Pour vérifier que cette approximation n'implique pas des variations trop importantes au niveau de la surface, deux calculs ont été effectués avec l'utilisation d'un cylindre lisse, le premier avec la bande « affinée » et le second avec la modélisation de la bande utilisée dans la partie 1. La comparaison des résultats (contraintes de contact et déformation plastique équivalente) a validé l'utilisation de ce nouveau maillage.

Les premiers résultats

L'ensemble des caractéristiques de contact a été calculé pour trois configurations de cylindre :

- un cylindre lisse rigide
- un cylindre avec une rugosité correspondant à un cylindre rectifié (rigide)
- un cylindre avec une rugosité correspondant à un cylindre « fin de vie » (rigide)

Les contraintes tangentielles issues du calcul avec l'utilisation d'un cylindre lisse ont été comparées avec celles issues du calcul avec le cylindre « fin de vie » (Figure A2-5) et avec le cylindre rectifié (Figure A2-6) le long de l'emprise. En effet, excepté dans la faible zone collante, la contrainte normale de contact étant parfaitement proportionnelle à la contrainte tangentielle (d'après la loi de Coulomb), elle n'a pas été représentée.

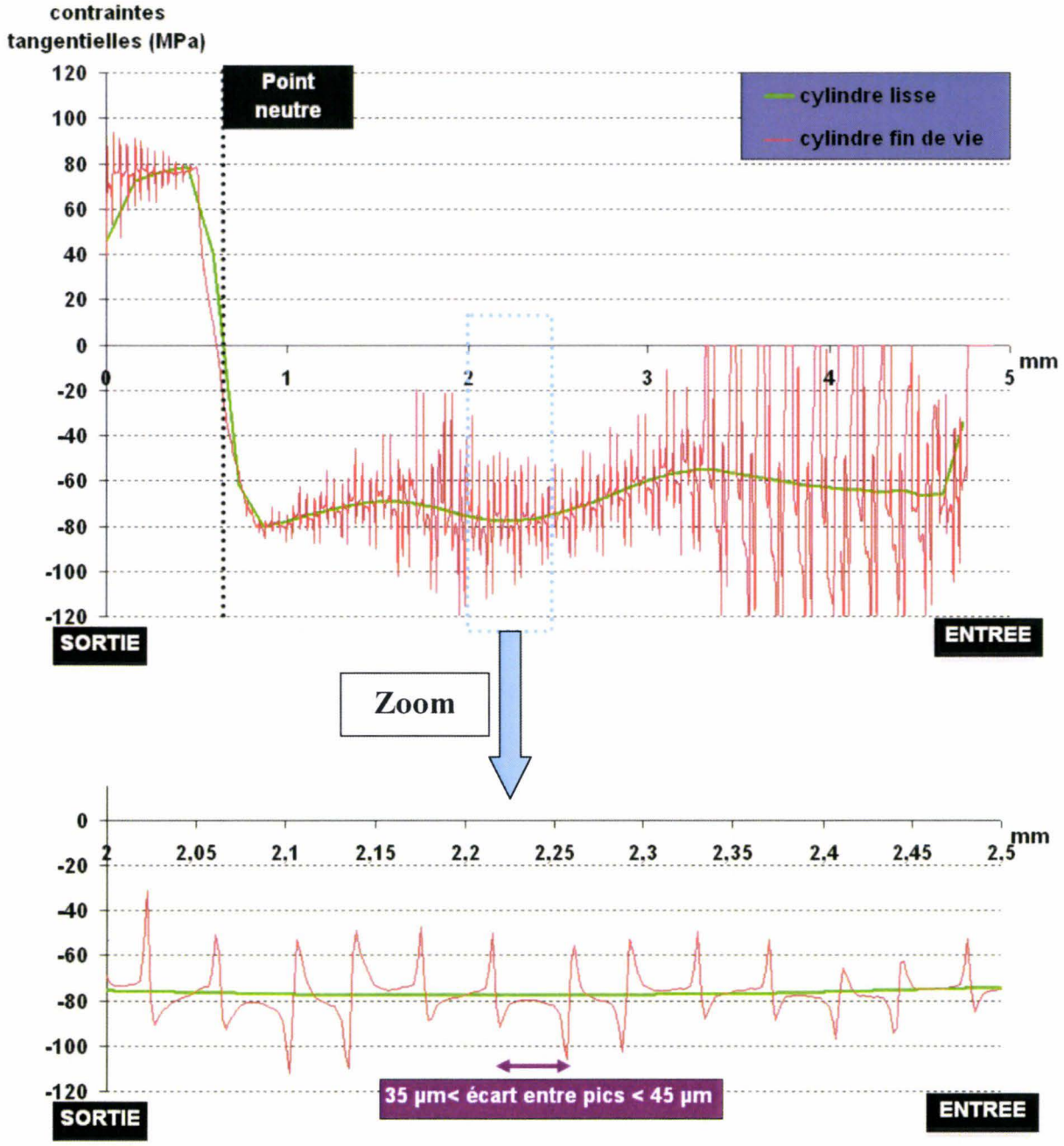


Figure A2-5 : Comparaison des contraintes tangentielles dans l'emprise engendrées par un cylindre lisse et un cylindre fin de vie

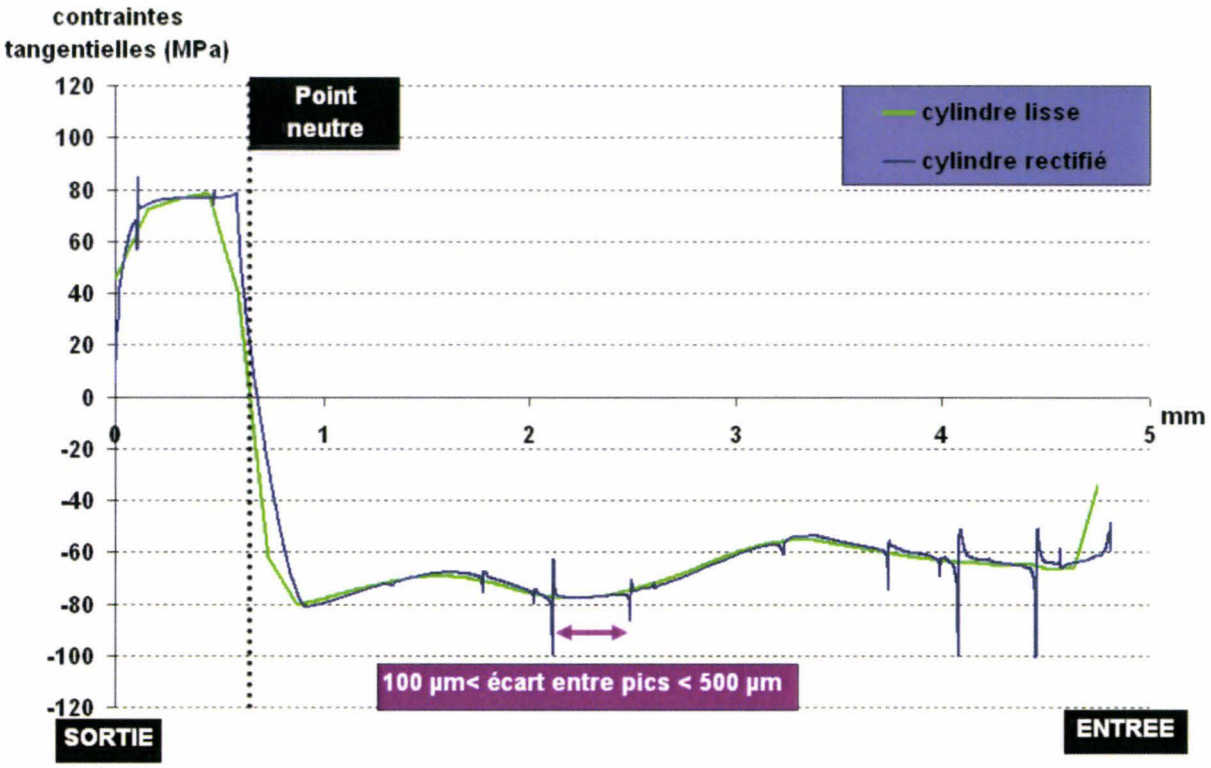


Figure A2-6 : Comparaison des contraintes tangentielles dans l'emprise engendrées par un cylindre lisse et un cylindre rectifié

- De nombreuses oscillations de fortes amplitudes sont mises en évidence lors du calcul avec le cylindre « fin de vie » : leur période, c'est-à-dire la distance entre deux pics se suivant (Figure A2-5), est comprise entre 35 et 45 µm et semble correspondre à la longueur des plateaux et des vallées (Tableau A2-1).
- Des oscillations moins fréquentes et moins amples sont retrouvées dans le cas du cylindre rectifié (Figure A2-6). Cette fréquence, variant de 100 µm à 500 µm, semble également de l'ordre de grandeur des longueurs des plateaux et des vallées (Tableau A2-1).
- Dans les deux cas (Figure A2-5) et (Figure A2-6), l'amplitude des oscillations est à son maximum en entrée. Dans le cas du cylindre « fin de vie » la contrainte varie de 0 MPa (perte de contact) à plus de 120 MPa, ce qui correspond à une pression de contact de plus d'1,2 GPa.
- Dans les deux cas, l'amplitude des oscillations est à son minimum et quasiment nulle proche du point neutre.

- Dans les deux cas, la valeur moyenne de la contrainte tangentielle semble correspondre à la valeur de la contrainte calculée avec un cylindre lisse.

Ces calculs montrent donc une réelle influence de la rugosité du cylindre sur les contraintes de contact puisque la fréquence des oscillations de la contrainte tangentielle semble correspondre à la fréquence des rugosités. Mais ces différences proviennent-t-elles réellement de la géométrie du cylindre ou sont-elles le fruit de problèmes numériques ? En effet, si on observe la zone de l'emprise où x=3,5 mm du cas du cylindre « fin de vie » (Figure A2-5), des décrochages de contact semblent être mis en évidence pour le cas du cylindre « fin de vie » (contrainte tangentielle de contact nulle). Or à ce niveau de l'emprise, la réduction d'épaisseur de la tôle est déjà de 0,2 mm. Cette valeur est très grande par rapport aux amplitudes de rugosité de l'ordre de 0,73 µm. Compte tenu du fait que l'acier est très doux par rapport au cylindre rigide modélisé et que rien ne s'oppose à la déformation de la bande (pas de lubrifiant modélisé dans les vallées), on peut s'attendre à ce que la bande prenne totalement la forme du cylindre et soit en contact permanent.

Ainsi, il a été supposé que les angles saillants des différentes rugosités (Figure A2-2b) pouvaient être responsables de problèmes numériques. Des calculs ont été réalisés en remplaçant ces angles saillants par des congés de différents diamètres : cela n'a eu aucune influence sur les contraintes de contacts calculées.

A ce jour, l'analyse numérique de l'influence des rugosités du cylindre en est à ce point : des influences de la rugosités du cylindre ont été mises en évidence mais leur origine (réelle, numérique, voire les deux combinées) reste floue et non validée.

Bibliothèque Universitaire de Valenciennes
00900583