



HAL
open science

Apport de la simulation numérique et de l'expérience pour la compréhension des phénomènes de frottement en emboutissage et hydroformage

Gérard Steinmetz

► **To cite this version:**

Gérard Steinmetz. Apport de la simulation numérique et de l'expérience pour la compréhension des phénomènes de frottement en emboutissage et hydroformage. Sciences de l'ingénieur [physics]. École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2005. Français. NNT: . pastel-00001514

HAL Id: pastel-00001514

<https://pastel.hal.science/pastel-00001514>

Submitted on 29 Jan 2007

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.

ECOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DES MINES DE PARIS
École Doctorale 364 : Sciences Fondamentales et Appliquées

N° attribué par la bibliothèque

--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

THÈSE

présentée et soutenue publiquement par

Gérard STEINMETZ

le 12 décembre 2005

en vue de l'obtention du titre de

DOCTEUR

en

SCIENCES ET GÉNIE DES MATÉRIAUX

**APPORT DE LA SIMULATION NUMÉRIQUE ET DE
L'EXPÉRIENCE POUR LA COMPRÉHENSION DES
PHÉNOMÈNES DE FROTTEMENT
EN EMBOUTISSAGE ET HYDROFORMAGE**

Directeur de Thèse: **Éric FELDER**

Jury

Madame	A. M. HABRAKEN	Rapporteur
Messieurs	P. DENEUVILLE	Rapporteur
	E. FELDER	Examineur
	J. OUDIN	Examineur
Madame	G. PHILIP	Examinatrice

Remerciements

Ces travaux ont été effectués au Centre de Mise en Forme des Matériaux de l'Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris à Sophia Antipolis (CEMEF, UMR 7635).

Je tiens à exprimer ma profonde gratitude à Monsieur E. Felder, mon directeur de thèse, pour son intérêt, son soutien et sa contribution aux travaux de recherche exposés dans ce manuscrit.

Mes remerciements vont bien naturellement aux autres membres du jury, mesdames A.M. Habraken et G. Philip ainsi que messieurs P. Deneuille et J. Oudin, pour leur examen du manuscrit et leur remarques avisées.

Cette thèse a été effectuée dans le cadre d'une convention CIFRE avec la société PSA Peugeot Citroën que je remercie pour son soutien scientifique, technique et financier. Merci en particulier à toute l'équipe du service Matériaux et Mise en Forme pour son accueil et son suivi pendant toutes ces années. Merci à A. Reinhardt et J.P. Nauzin, tour à tour responsables industriels de ces travaux.

Je ne saurais oublier la disponibilité et la bonne humeur des personnes des services bureau d'étude, informatique et documentation du CEMEF pendant toutes ces années. Qu'ils en soient remerciés.

Merci à mes amis pour quatre années passées ensemble dans les Alpes Maritimes.

Merci enfin à Abla ainsi qu'à toute ma famille pour son soutien pendant ces trois longues années de rédaction.

*A mes parents,
A Abla.*

Table des matières

Partie I Sur la pertinence d'un frottement évolutif pour la simulation numérique du procédé de mise en forme par emboutissage

Chapitre 1 Problématique et bibliographie	3
1.1 Introduction	4
1.2 Généralités	5
1.2.1 Présentation du procédé d'emboutissage	5
1.2.2 Nature, rôle et influence du frottement en emboutissage	5
1.2.3 Frottement et simulation numérique : le cas industriel	7
1.3 Vers une loi de frottement évolutive	11
1.3.1 Contexte	11
1.3.2 Modélisation : quelles variables de contact pour la loi de frottement ?	12
1.3.3 Simulation : choix du code de calcul par éléments finis	13
1.3.4 Exploitation : choix des observables	14
1.4 Critique de la modélisation	16
1.4.1 De la tribométrie vers une loi locale empirique	16
1.4.2 Quelle validité pour les modèles de lubrification ?	17
1.4.3 Vers une vision plus physique de l'interaction de contact	23
1.5 Conclusion et présentation de l'étude	26

Chapitre 2 Approche expérimentale des hétérogénéités de frottement	27
2.1 Mise en place des essais de caractérisation	29
2.1.1 Frottements statique et dynamique	29
2.1.2 Mise en place de l'essai de frottement statique	35
2.1.3 Frottement dynamique : amélioration du dispositif existant	37
2.2 Procédure expérimentale	41
2.2.1 Découpe des éprouvettes	41
2.2.2 Conditions de lubrification	41
2.2.3 Préparation des outils	41
2.3 Conditions expérimentales	42
2.3.1 En statique	42
2.3.2 En dynamique	43
2.3.3 Influence des paramètres opératoires	43
2.4 Résultats en statique	48
2.4.1 Influence de la nature des outils	48
2.4.2 Influence du mode de lubrification	48
2.4.3 Influence de la nature des matériaux	52
2.4.4 Influence de l'état de surface des outils	53
2.5 Confrontation aux résultats dynamiques	54
2.6 Conclusion et perspectives de modélisations	55
Chapitre 3 Lois de frottement pour la simulation numérique	57
3.1 Introduction	58
3.2 Modélisation du contact frottant dans la simulation	59
3.2.1 Relations de Signoroni	59
3.2.2 Calcul du contact	61
3.2.3 Calcul de l'interaction de frottement	62
3.3 Modélisation du frottement évolutif	66
3.3.1 Entre expérience et numérique : la modélisation du frottement	66
3.3.2 Variation du frottement / longueur de glissement (Forge2 [®])	66
3.3.3 Modélisation empirique en vitesse et pression (Abaqus [®])	77
3.3.4 Vers une modélisation plus physique du frottement (Forge2 [®])	82
3.4 Conclusions et perspectives pour la simulation numérique	89

Chapitre 4 Frottement évolutif et simulation numérique de l'emboutissage	90
4.1 Introduction	92
4.2 Étude préliminaire : cas d'un frottement constant	93
4.2.1 Un cas simple : le pliage-traction plane	93
4.2.2 Approche analytique du rétreint sous serre-flan	97
4.2.3 Vers une meilleure représentativité d'un cas industriel	106
4.3 Choix d'un cas de simulation pour le frottement local évolutif	110
4.4 Frottement fonction de la longueur de glissement	113
4.4.1 Expression de l'équation d'équilibre	113
4.4.2 Discrétisation en éléments finis du flan et des outils	113
4.4.3 Rhéologie des matériaux	115
4.4.4 Modèle de frottement évolutif	115
4.4.5 Résultats et discussion	116
4.4.6 Conclusion et perspectives	119
4.5 Frottement fonction de la vitesse et de la pression	120
4.5.1 Rhéologie des matériaux	120
4.5.2 Modélisation du frottement évolutif	120
4.5.3 Présentation des cas de simulations	121
4.5.4 Résultats et discussion	122
4.5.5 Conclusion	131
4.6 Vers une modélisation plus physique du frottement	133
4.6.1 Paramètres du modèle	133
4.6.2 Résultats	133
4.7 Conclusion générale	135

Partie II Frottement en hydroformage : problématique et caractérisation

Chapitre 1 Frottement dans le procédé d'hydroformage	139
1.1 Présentation générale du procédé	140
1.1.1 Principe	140
1.1.2 Évolution des paramètres opératoires	142
1.1.3 Avantages et limitations	144
1.2 Le contact tube / matrice en hydroformage	145
1.2.1 Problématique	145
1.2.2 Définition des zones de contact	145
1.2.3 Quel lubrifiant pour l'hydroformage?	147
1.3 Influence et caractérisation du frottement	148
1.3.1 Sur pièce industrielle ou pilote de laboratoire	149
1.3.2 Sur essai de simulation	154
1.4 Conclusion : vers une évaluation des effets du frottement	157
Chapitre 2 Caractérisation du frottement pour le procédé d'hydroformage	159
2.1 Conception d'un essai de caractérisation du frottement pour l'hydroformage .	160
2.1.1 Présentation de la presse d'hydroformage pilote	160
2.1.2 Présentation de l'essai de frottement	161
2.2 Lubrifiants et matériaux	166
2.2.1 Lubrifiants	166
2.2.2 Matériaux, tubes et matrices	166
2.2.3 Mode opératoire	166
2.3 Conditions expérimentales	166
2.4 Résultats et discussion	167
2.4.1 Influence de la longueur de glissement	167
2.4.2 Influence de la pression interne	168
2.4.3 Influence de la vitesse de glissement	170
2.5 Perspectives pour la simulation numérique	171
2.6 Conclusion	172

Table des figures	173
Bibliographie	177
Annexe A Modèle de frottement solide : généralités	181
A.1 Variables	181
A.2 Hypothèses principales du modèle	182
A.3 Résultats du modèle	182
Annexe B Modèle de frottement solide : détail du calcul	184
B.1 Effets hydrodynamiques	184
B.2 Evolution de la rugosité de la tôle	184
B.3 Frottement solide	185
B.3.1 Equilibre mécanique	185
B.3.2 Conservation du volume	186
B.4 Etablissement de $S(p_s, L)$ et de $\mu_s(S, \mu_w, \mu_c)$	186
Annexe C Modèle de frottement solide : courbe d'Abbot $G(A_p)$	188
Annexe D Fiche technique lubrifiant QUAKER Ferrocoat N6130	190
Annexe E Méthode de Runge et Kutta	194
Annexe F Rhéologie du matériau XES	195

Première partie

Sur la pertinence d'un frottement
évolutif pour la simulation numérique
du procédé de mise en forme par
emboutissage

L'industrie de la mise en forme utilise de plus en plus les codes de simulation numérique afin de minimiser les temps de conception et les coûts de mise au point des outillages. Le frottement, qui influence fortement le résultat de la mise en forme, est généralement modélisé par un **coefficient de frottement de Coulomb constant**. La validité de cette description sommaire du comportement tribologique du triplet tôle / lubrifiant / outils est discutée dans cette partie.

L'utilisation du tribomètre plan-plan est étendue à la caractérisation de la transition statique / dynamique. Cette nouvelle procédure d'essai met en évidence un niveau de **frottement statique plus élevé que le frottement dynamique** dans toute la gamme de pressions de contact explorée et pour des tôles d'aciers nus et revêtus. L'influence du frottement statique et plus généralement d'un frottement local et évolutif sur le résultat de la mise en forme est discutée à travers différentes modélisations calées sur les **résultats de tribométrie** et **implémentées dans des codes de calculs par éléments finis** (Forge2[®] et Abaqus[®]).

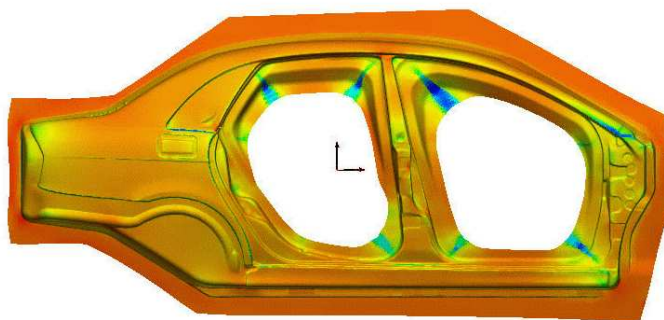


FIG. 1: Simulation numérique de l'emboutissage d'un côté de caisse

Une modélisation de la transition statique / dynamique comme fonction de la **longueur de glissement**, met en évidence l'influence du coefficient de frottement statique sur le retard à l'avalancement du flan sous le serre-flan et sur la répartition des épaisseurs dans les zones de faibles glissements relatifs sous le poinçon.

Une modélisation du frottement comme fonction de la **vitesse de glissement et de la pression de contact** permet de prendre en compte de manière réaliste l'influence de l'hétérogénéité de ces paramètres du contact. Pour des vitesses d'emboutissage croissantes, l'écart entre les résultats à frottement constant et variable décroît. La discrétisation du frottement par zone, le frottement sous le poinçon étant plus élevé que sous le serre-flan, permet une réduction sensible de l'erreur commise avec l'utilisation d'un coefficient de frottement constant pour tous les outillages.

Le modèle de Devine qui décrit **l'histoire microscopique du contact** (interactions microplastiques, aspects hydrodynamiques) a été généralisé. C'est un modèle alternatif intéressant qui en outre permet d'estimer l'évolution du frottement local avec l'arasement des plateaux et une approche de l'avarie de contact.

Chapitre 1

Problématique et bibliographie

1.1	Introduction	4
1.2	Généralités	5
1.2.1	Présentation du procédé d'emboutissage	5
1.2.2	Nature, rôle et influence du frottement en emboutissage	5
1.2.3	Frottement et simulation numérique : le cas industriel	7
1.2.3.1	La modélisation de Coulomb	7
1.2.3.2	Coefficient de Coulomb constant : une première approche de la modélisation	8
1.2.3.3	Discrétisation spatiale du coefficient de frottement	9
1.3	Vers une loi de frottement évolutive	11
1.3.1	Contexte	11
1.3.1.1	Une question académique?	11
1.3.1.2	Un lien étroit entre physique et numérique	11
1.3.2	Modélisation : quelles variables de contact pour la loi de frottement?	12
1.3.3	Simulation : choix du code de calcul par éléments finis	13
1.3.3.1	Logiciels métiers	13
1.3.3.2	Logiciels généralistes et académiques	13
1.3.4	Exploitation : choix des observables	14
1.3.4.1	La force d'emboutissage	14
1.3.4.2	La répartition des épaisseurs	15
1.3.4.3	Un autre observable?	15
1.4	Critique de la modélisation	16
1.4.1	De la tribométrie vers une loi locale empirique	16
1.4.2	Quelle validité pour les modèles de lubrification?	17
1.4.2.1	Loi de frottement « simple » de type stribeck	18
1.4.2.2	Modèle micro-macro de frottement : cas de la lubrification mixte	20
1.4.2.3	Algorithme de frottement pour un film mince hydrodynamique	21
1.4.3	Vers une vision plus physique de l'interaction de contact	23
1.4.3.1	Résultats du modèle	24
1.4.3.2	Perspectives pour la simulation du procédé d'emboutissage	24
1.5	Conclusion et présentation de l'étude	26

1.1 Introduction

Un des objectifs actuels des études en tribologie de l'emboutissage est le développement de lois de frottement plus réalistes et implémentables dans un code éléments finis. Dans ce chapitre, nous proposons une analyse critique de ce thème de recherche où cohabitent trois cultures : numérique, tribologique et industrielle.

Avant de rentrer plus avant dans une analyse des modèles et lois de frottement, nous présentons le problème et ses enjeux dans les contextes industriel et académique actuels. La réflexion nous amènera à considérer la demande de recherche et développement, tant en ce qui concerne le développement de modèles de frottement pertinents qu'en matière d'implémentation des lois dans des codes commerciaux.

On ressent actuellement une demande significative orientée vers le développement de codes de calcul éléments finis susceptibles d'accueillir des lois de frottement évolutives (*i.e.* le coefficient de frottement varie dans le temps et l'espace). Quelques auteurs ont, d'ores et déjà, publié sur le sujet et présentent différentes approches, d'une part en terme de modélisation du frottement qui intervient à l'interface tôle - outils pendant le processus d'emboutissage, d'autre part en ce qui concerne l'interprétation des résultats issus de la simulation numérique.

Dans un but d'analyse et de compréhension, nous aborderons ainsi un certain nombre de questions essentielles :

- Pourquoi s'orienter vers une description plus réaliste du frottement dans la simulation numérique de l'emboutissage des tôles? La description actuelle n'est-elle pas suffisamment précise?
- Quels sont les objectifs en terme de modélisation du frottement et d'implémentation des lois de frottement évolutives? Est-ce compatible avec les possibilités actuelles des codes éléments finis?
- Quel est l'existant en terme de modélisation du frottement en emboutissage?
- Quelles sont les limites (physiques et numériques) de la modélisation et de la simulation du frottement en emboutissage?
- Quelles perspectives nous sont offertes dans ce cadre?

Ce sont autant de questions auxquelles nous tenterons de répondre dans cette partie. Nous développerons notre argumentaire en nous appuyant plus particulièrement sur des exemples issus de la littérature scientifique qui nous aideront à comprendre ce sujet de recherche.

1.2 Généralités

Dans ce paragraphe d'introduction, nous replaçons le sujet dans son contexte actuel en posant les bases du problème d'un point de vue tant théorique qu'industriel. Nous n'axerons pas uniquement notre analyse sur la mécanique du contact et ses modèles qui visent à caractériser le frottement de la tôle sur les outils pendant l'opération d'emboutissage. Nous tenterons plutôt une réflexion critique tenant compte à la fois de la modélisation physique et des possibilités de développement pour la simulation numérique.

1.2.1 Présentation du procédé d'emboutissage

L'« emboutissage » est un terme largement employé pour toute une variété de procédés dans lesquels un produit non plat (ou non développable) est généré autrement que par pliage à partir d'une tôle appelée « flan ». Sur le plan académique, on distingue généralement deux processus différents intervenant lors d'une opération d'emboutissage : l'emboutissage profond et l'expansion.

Dans le cas de l'emboutissage profond (ou opération de « rétreint pur »), la surface supplémentaire requise pour le produit est obtenue par avalement de matériau à partir d'un « réservoir » appelé « zone serre-flan ». Il y a mouvement le long de la surface de la matrice, non nécessairement plane. Une des grandes difficultés du procédé est de contrôler cet écoulement de matière qui va conditionner en partie la réussite de l'embouti. Notons que cet écoulement dépend du frottement matière - outils.

Dans le cas du second mode de déformation : l'expansion pure, la surface supplémentaire requise pour former la pièce est obtenue sans apport externe de matériau. Ainsi, alors qu'en emboutissage profond l'épaisseur de la tôle demeure relativement constante (en première approximation), en expansion, le matériau s'amincit jusqu'à 50% dans les cas extrêmes.

On distingue trois types d'outils en emboutissage : la matrice, le serre-flan et le poinçon. La présence du serre-flan, utilisé pour le contrôle de la planéité de la tôle et de son mouvement, distingue ce procédé du simple estampage. La figure 2 est une illustration de l'opération d'emboutissage.

1.2.2 Nature, rôle et influence du frottement en emboutissage

Lors de la mise en forme des matériaux par emboutissage à froid, trois paramètres majeurs influencent le résultat de l'opération :

- la géométrie des outillages,
- le matériau utilisé, notamment à travers sa rhéologie (anisotropie, écrouissage . . .),
- le frottement réel ou apparent par l'intermédiaire du système de retenue.

Le frottement (statique et dynamique) de la matière sur l'outillage joue un rôle important dans les procédés de mise en forme des tôles et particulièrement en emboutissage.

Dans le cas d'un embouti profond, le rôle du frottement apparaît clairement en ce qui concerne l'avalancement de matière vers le poinçon. Quand le frottement augmente (resp. diminue), la matière est retenue davantage (resp. moins retenue) dans la zone sous serre-flan. On observe alors à la fois

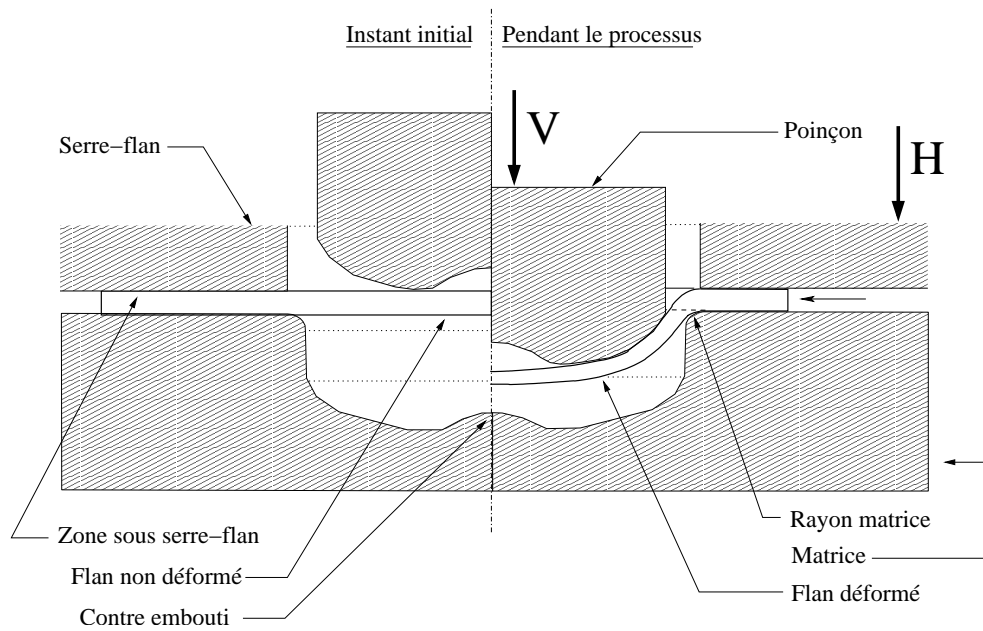


FIG. 2: Description du procédé d'emboutissage

une augmentation (resp. diminution) de la force d'emboutissage et une faible (resp. plus forte) variation de l'épaisseur de la tôle dans la zone de brin libre (resp. amincissement plus marqué) et sur le poinçon (resp. amincissement moins marqué).

Un autre exemple académique est l'influence du frottement sur la localisation de la zone d'épaisseur minimale dans le cas d'une expansion biaxiale pure par poinçon hémisphérique. Ainsi, on constate une migration de la zone d'épaisseur minimale¹ du nez du poinçon vers le pourtour entre un cas sans frottement (cas glissant idéal) et un cas frottant. Notons au passage le rôle du frottement sur la répartition des déformations de la tôle et notamment le résultat en terme de distribution d'épaisseur sur l'embouti (Cf. paragraphe 1.3.4 sur le choix d'un observable).

En ce qui concerne les variables « internes » de contact du procédé, on en distingue deux principales d'un point de vue académique : la pression de contact et la vitesse de glissement relative de la tôle par rapport aux outils :

- le contact est caractérisé par une gamme de vitesses étendue qui varie traditionnellement d'une valeur faible (sur le nez du poinçon) à une valeur proche de la vitesse du poinçon (par exemple dans la zone sous serre-flan),
- les pressions de contact, quant à elles, demeurent plus faibles que la contrainte d'écoulement du matériau (environ 20% au maximum) et varient, pour les tôles en acier doux, entre 0 et 60 MPa. C'est ce qui amène généralement les praticiens à représenter la cission de frottement par un modèle de Coulomb² de la forme $\mu = \tau/p$,
- la longueur de glissement de la tôle sur les outils est une troisième variable dont l'utilisation commence à se généraliser. En effet, on distingue en emboutissage des conditions de contact qui varient depuis les grands glissements (sous serre-flan lors d'une opération de rétreint pur par exemple) jusqu'aux très faibles glissements relatifs (au nez du poinçon).

¹ *i.e.* un cercle.

² τ la cission de frottement à l'interface, p la pression de contact et μ le coefficient de frottement.

Cette variable influence la valeur du frottement [Devine96][Burlat et al.99].

Nous reviendrons par la suite sur l'importance de ces variables de contact en ce qui concerne la définition d'un frottement local à l'interface tôle-outil.

1.2.3 Frottement et simulation numérique : le cas industriel

1.2.3.1 La modélisation de Coulomb

Il devient intéressant de tirer parti des méthodes de simulation par éléments finis qui ont progressé ces dernières années de manière telle qu'elles sont à présent appliquées aux opérations industrielles. Cependant, pour que les résultats soient réalistes, il est indispensable de tenir compte du frottement avec la meilleure précision possible. Son effet à la fois sur la forme et la distribution des déformations dans la pièce emboutie est loin d'être négligeable.

Les difficultés principales pour la prise en compte du frottement dans les calculs tiennent au caractère fortement non linéaire des problèmes à résoudre (non linéarités mécaniques (géométriques et de comportement) et thermiques) et au fait que le frottement évolue dans le temps en fonction des glissements et des conditions locales de contact qui changent constamment au cours de l'opération.

Compte tenu de l'élaboration de lois de comportement toujours plus précises et d'une amélioration de la définition de la géométrie des outillages, le frottement devient de plus en plus un facteur limitatif lors du calcul par une méthode d'éléments finis. Le gain en précision apporté par une meilleure connaissance de la rhéologie des matériaux est alors pénalisé par les erreurs introduites par le modèle d'interaction de contact.

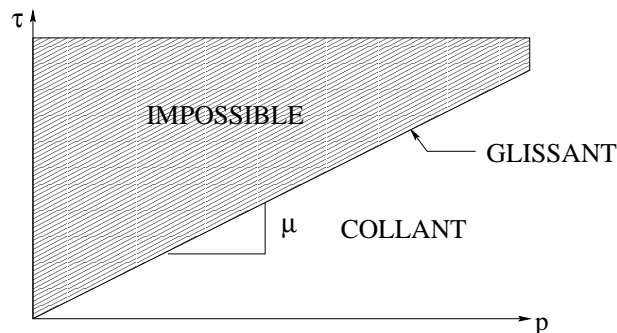


FIG. 3: Le modèle de frottement de Coulomb

La simulation traditionnelle du procédé d'emboutissage ne tient pas compte des phénomènes qui affectent l'interface et notamment de la présence du lubrifiant. Une loi simple de type Coulomb sert ainsi à modéliser schématiquement les phénomènes de contact. La loi de Coulomb est une loi à seuil [Montmitonnet93]. Il est donc nécessaire de vaincre une certaine résistance pour déclencher le glissement. Cette résistance est d'autant plus forte que l'effort normal est plus élevé. La loi de frottement de Coulomb (Cf. figure 3) rend compte de ces traits essentiels :

- Elle admet que la résistance au frottement τ est proportionnelle à la pression de contact p ,
- Quelle que soit la vitesse de glissement U_T , la contrainte tangentielle reste égale au seuil de glissement μp .

En dimension 2, on peut l'exprimer de la manière suivante :

$$\begin{cases} \tau \in [-\mu p; \mu p] \\ U_T \neq 0 \text{ si } \tau = \mu p \end{cases}$$

1.2.3.2 Coefficient de Coulomb constant : une première approche de la modélisation

A ce jour, les codes commerciaux ne permettent en général que la prise en compte d'un coefficient de frottement de Coulomb constant³. Sa valeur reste donc inchangée pendant tout le calcul incrémental et en tout point matériel de contact tôle - outil. La valeur du coefficient de frottement de Coulomb appliquée par l'utilisateur est obtenue généralement par essais sur tribomètres⁴. On perçoit ici la difficulté de prise en compte des résultats expérimentaux dans la simulation numérique. En effet, la valeur expérimentale du coefficient de frottement dépend en particulier des conditions de vitesse de glissement et de pression de contact.

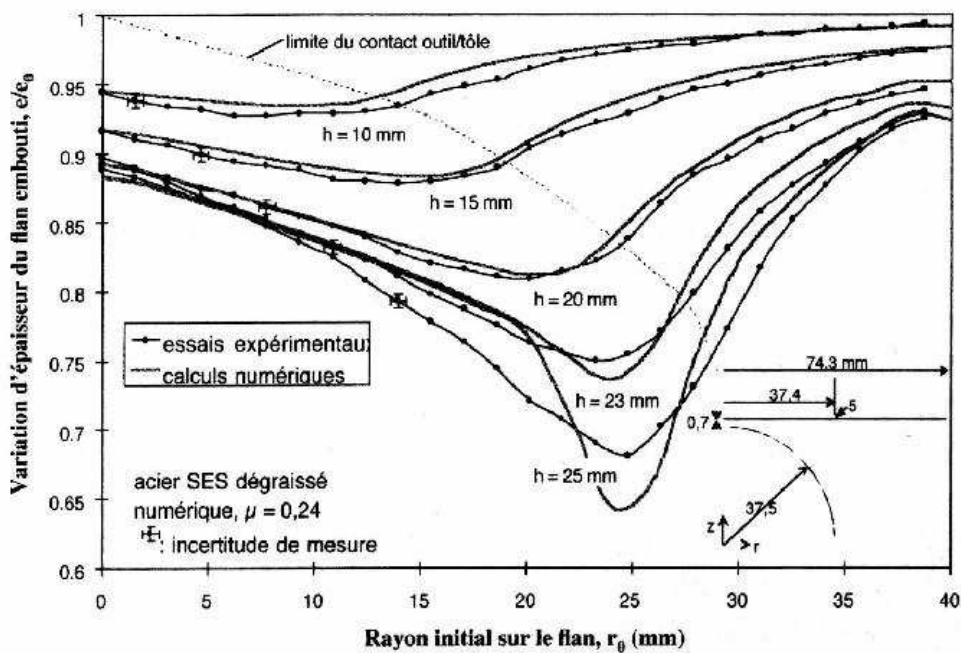


FIG. 4: Variations de la répartition de la déformation mesurée et calculée (acier nu dégraissé) en fonction de la distance d'emboutissage d'après [Burlat et al.99]

Burlat (société SOLLAC) présente une approche inverse qui permet de déterminer le coefficient de frottement de Coulomb « numérique » pour trois états de lubrification de la tôle (dégraissée, lubrifiée et savonnée). L'essai utilisé est l'emboutissage sur poinçon hémisphérique à flan bloqué. La démarche s'appuie très largement sur les travaux de Ghosh [Ghosh77]. Burlat compare la répartition d'épaisseurs calculée à celle obtenue par l'expérience (palpage mécanique). Il apparaît

³ *i.e.* qui ne varie pas dans le temps.

⁴ Une valeur classique de coefficient de frottement appliquée dans la simulation numérique d'emboutis industriels est de l'ordre de 0,13 (sur le logiciel Optris[®]) [Devine96].

que le résultat est assez satisfaisant excepté pour les profondeurs d'emboutissage importantes. La figure 4 présente ce résultat. Le calcul est effectué à coefficient de frottement constant (de valeur 0,24, supérieure à celle observée en tribométrie entre outils plans). L'auteur justifie son résultat par les conditions de contact sur le poinçon hémisphérique assez homogènes lors de l'emboutissage : longueurs de glissement faibles (inférieures à 2 mm) et pressions constantes sur la zone de contact⁵.

Cette méthode indirecte d'identification d'un coefficient de frottement grâce à la simulation numérique présente l'avantage d'être directement reliée à un essai d'emboutissage et au calcul numérique. Les conditions d'évaluation du coefficient de frottement sont proches des conditions du procédé industriel.

Cependant, on peut remarquer que, dans le cas d'un embouti industriel, les conditions de contact sont particulièrement hétérogènes sur l'embouti et au cours du temps (ce qui n'est pas le cas ici). Si l'écart à l'expérience sur la répartition des épaisseurs est acceptable pour de faibles profondeurs d'emboutissage, les conditions de contact plus hétérogènes de la zone de striction peuvent expliquer les différences pour des déplacements de poinçon importants (Cf. figure 4). La modélisation du frottement par un coefficient de frottement constant montre ici ses limites.

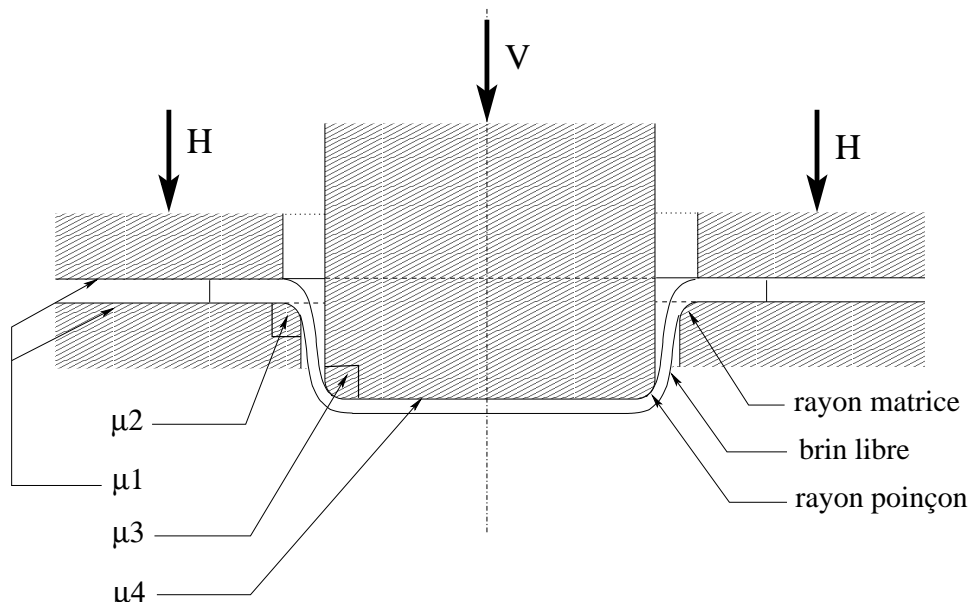


FIG. 5: Exemple de discrétisation spatiale du coefficient de frottement

1.2.3.3 Discrétisation spatiale du coefficient de frottement

Une seconde possibilité laissée au choix de l'utilisateur reste une discrétisation spatiale du coefficient de frottement [Quoirin95][Sniekers96][Magny02] selon les différentes zones de contact entre la tôle et les outils. Notons que d'une telle discrétisation résulte souvent des difficultés de convergence pour le code éléments finis (discontinuité du coefficient de frottement le long de la

⁵Remarquons toutefois que la répartition de pression sur le poinçon hémisphérique est plus parabolique que constante à un instant donné du processus d'emboutissage [Ghosh77] [Steinmetz98].

frontière d'un domaine).

	Pression de contact p	Vitesse de glissement v_g	Longueur de glissement l_f
<i>Zone1</i>	→	↑	↑
<i>Zone2</i>	↑	↑	↗
<i>Zone3</i>	↑	→	→
<i>Zone4</i>	↓	↓	↓

TAB. 1.1: Evolution des conditions de contact dans les diverses zones de la figure 5

L'embouti cylindrique à fond plat est un exemple concret pour illustrer ce type de solution. La figure 5 illustre ce cas. L'expérience montre en effet, qu'après emboutissage, les zones de rayon matrice et de rayon de poinçon sont le siège de fortes pressions de contact. Ce n'est pas le cas pour les zones sous serre-flan et sous poinçon, ce qui justifie l'intérêt d'une telle discrétisation. Le tableau 1.1 décrit l'évolution de certains paramètres du contact pour ce type de géométrie. Dans ce cas de discrétisation spatiale de la zone de contact (comme dans le cas d'un coefficient de frottement constant en tous points), il n'y a pas d'évolution du coefficient de frottement dans le temps. Sa valeur est fixée par l'utilisateur dès la mise en données.

1.3 Vers une loi de frottement évolutive

Emmens [Emmens97] souligne la prudence à adopter lors de l'utilisation de résultats expérimentaux dans la simulation numérique. En effet, l'état du frottement dépend des conditions locales sur l'embouti. Dans ce paragraphe, nous proposons une analyse critique des diverses approches envisagées dans le but de modéliser et simuler un frottement local et évolutif dans le procédé d'emboutissage. Nous insisterons plus particulièrement sur la validité de la modélisation dans le cadre d'une simulation numérique de pièce industrielle.

1.3.1 Contexte

1.3.1.1 Une question académique ?

Ce thème de recherche sort du cadre académique pour rejoindre les préoccupations des industriels dont l'objectif est de décrire au mieux les différentes opérations de mise en forme. Il est important de remarquer cependant que, si les objectifs à terme sont identiques, la démarche est, elle, différente.

D'un point de vue industriel, il est indispensable de préciser le gain apporté par une description plus fine du frottement lors de l'opération d'emboutissage par rapport à un cas de simulation à frottement constant. Ce type d'analyse n'est pas réellement disponible à notre connaissance dans la littérature. Carleer [Carleer et al.96] et Sniekers [Sniekers96] mettent en évidence des différences significatives pour différentes lois de frottement. Cependant, la démarche demeure beaucoup plus qualitative que quantitative.

Trois données majeures peuvent, à notre avis, expliquer cet état de fait. La première est la difficulté pour accéder à une **modélisation** du frottement dans le cas des conditions très complexes de contact qui régissent le processus d'emboutissage. La deuxième est l'**implémentation** numérique des lois qui pose problème, notamment dans le cas de logiciels commerciaux « métiers » très fermés à l'utilisateur. Enfin la dernière raison et sans doute la plus importante est la difficulté d'interprétation des résultats à travers l'**exploitation** d'observables⁶ du frottement. Ils sont une des clés de la compréhension des phénomènes mis en jeu. Ces trois points sont abordés dans cette partie du document.

1.3.1.2 Un lien étroit entre physique et numérique

Comme nous l'avons fait remarquer en introduction, on se tourne désormais vers une définition plus locale et évolutive en ce qui concerne la définition du frottement dans la simulation numérique. La recherche académique s'intéresse à ce problème, à la fois sur le plan de la physique du contact que de l'introduction de lois de frottement plus pertinentes dans la simulation. Le résultat de la recherche dépend donc en particulier du dialogue qui saura s'instaurer entre physiciens et numériciens sur ce thème⁷.

Si de nombreuses études numériques ont été menées sur la résolution de problèmes avec frottement par une méthode éléments finis [Mehrez91], on recense à ce jour peu de résultats concernant

⁶Grandeurs mesurables sensibles au frottement.

⁷Notons l'existence d'un groupe de travail « Frottement et Simulation Numérique » de la Commission Française d'emboutissage (CFE) sur ce thème jusqu'en 2003

notre sujet proprement dit. De plus, rares sont les publications où l'on constate une bonne adéquation entre les approches physiques et numériques du problème. Notons en outre que c'est souvent la part de la physique du contact qui est laissée pour compte, soit dans le type de lois de frottement implémentées (Cf. paragraphe 1.4), soit dans l'observable choisi pour l'analyse des résultats de la simulation et la corrélation avec l'expérience (Cf. paragraphe 1.3.4).

1.3.2 Modélisation : quelles variables de contact pour la loi de frottement ?

On appelle « loi de frottement » toute relation qui exprime la valeur de la cission de frottement τ à l'interface tôle-outil en fonction des nombreux paramètres du contact ([Delamare et al.99]).

On peut citer pour exemple de paramètres influents :

- les variables thermomécaniques du contact,
- la rhéologie des antagonistes,
- l'état de surface (rugosité, composition chimique, énergie de surface...),
- les propriétés du film lubrifiant et en particulier sa rhéologie,
- le temps, par évolution d'une des variables ci-dessus.

On comprend aisément la difficulté pour décrire par une formule mathématique unique l'influence de tous ces paramètres. La démarche de construction d'une loi de frottement consiste donc à isoler une ou deux variables (en général mécaniques ou cinématiques) dont l'effet est jugé primordial et que l'on va intégrer dans la loi sous une certaine forme mathématique. La loi fait intervenir des constantes sans dimension : les « coefficients de frottement ». Les paramètres qui ne sont pas explicitement intégrés dans la loi sont les paramètres cachés dont le dimensionnement fait l'objet d'essais et mesures de frottement sur des machines appropriées.

Dans la littérature, les variables des modèles sont usuellement la pression de contact p et la vitesse de glissement de la tôle sur les outils v_g . La détermination de ces variables reste un point capital pour la détermination d'un coefficient de frottement valide et son introduction dans la simulation. Remarquons que Devine [Devine96] propose l'introduction d'une nouvelle variable : la « distance frottée » l_f de la tôle sur l'outil.

En emboutissage, les lois de frottement expriment donc le coefficient de frottement de Coulomb de la manière suivante :

$$\mu = \mu(p, v_g, \dots, (l_f), \dots)$$

Dans le paragraphe 1.4, nous présentons les différents modèles qui ont été élaborés dans le but de décrire le frottement avec plus de précision qu'un simple coefficient de frottement de Coulomb constant. Avant de rentrer plus avant dans la modélisation, nous discuterons brièvement le choix du code de simulation ainsi que des observables du frottement.

1.3.3 Simulation : choix du code de calcul par éléments finis

1.3.3.1 Logiciels métiers

Un point critique est le choix du logiciel sur lequel sont effectuées les simulations numériques. Dans le cadre de l'étude, notre objectif initial était l'implémentation des lois évolutives sur des codes métier dédiés au calcul de la mise en forme par emboutissage (resp. Optris[®] dans le cas de PSA Peugeot Citroën). A l'heure actuelle, une interface utilisateur permettant l'implémentation de lois de frottement complexes ainsi que les outils de post-traitement pour certaines grandeurs du contact ne sont pas encore développés sur ce logiciel. Il faut donc se reporter sur d'autres logiciels.

L'évaluation de l'impact d'une loi de frottement évolutive sur la simulation de l'emboutissage impose certains prérequis pour le code éléments finis :

- une description satisfaisante de la géométrie étudiée,
- une modélisation représentative de la rhéologie du matériau, l'effet de l'anisotropie étant notamment d'ordre un par rapport aux effets du frottement sur la pièce,
- des conditions aux limites variées. En effet, l'emboutissage nécessite l'application conjointe d'un déplacement (poinçon) et d'une force (serre-flan),
- une interface utilisateur ouverte au développement de nouveaux modèles ou lois de frottement.

1.3.3.2 Logiciels généralistes et académiques

Dans la littérature, les calculs sont le plus souvent effectués sur des codes généralistes ou académiques qui offrent l'avantage d'une plus grande souplesse en matière d'accessibilité à des sous-programmes utilisateurs. Cependant, ces codes de calcul possèdent des limites pour la représentation d'une opération d'emboutissage : géométriques (approximation en déformation plane ou axisymétrique, ...), numériques (conditions aux limites, choix des éléments, algorithmes de contact, ...) ou encore de description de la rhéologie (absence d'anisotropie par exemple, ...). On remarque notamment que les cas d'emboutissage traités dans la littérature pour ce type de problème restent très académiques : l'embouti à fond plat et l'embouti hémisphérique à flan bloqué.

Le logiciel Forge2[®] (Ecole des Mines de Paris, Société Transvalor) offre certaines possibilités, notamment dans le cas de simulations axisymétriques. En revanche, la rhéologie du matériau est supposée isotrope.

On notera aussi la présence d'une routine utilisateur « FRIC » dans le logiciel Abaqus[®] qui a déjà été utilisée dans le cas du sujet qui nous occupe [Sniekers96][Steinmetz98][Magny02]. C'est une alternative qui s'offre à nous. De plus, ce code offre un large panel d'éléments (que ce soit pour une description 2D ou 3D de la géométrie), une modélisation classique de la rhéologie des aciers (loi d'érouissage et anisotropie 3D) ainsi que la prise en compte des conditions aux limites adéquates.

1.3.4 Exploitation : choix des observables

Le choix de l'observable reste un point délicat et essentiel en ce qui concerne la mise en évidence des effets du frottement dans le procédé d'emboutissage ; d'une part pour des raisons culturelles, d'autre part à cause du couplage qui lie le frottement à d'autres phénomènes dans le cas de la mise en forme (déformation plastique principalement). Nous ne constatons pas actuellement de consensus dans le choix d'un observable qui reflèterait au mieux les effets du frottement sur la pièce emboutie (Cf. figure 6).

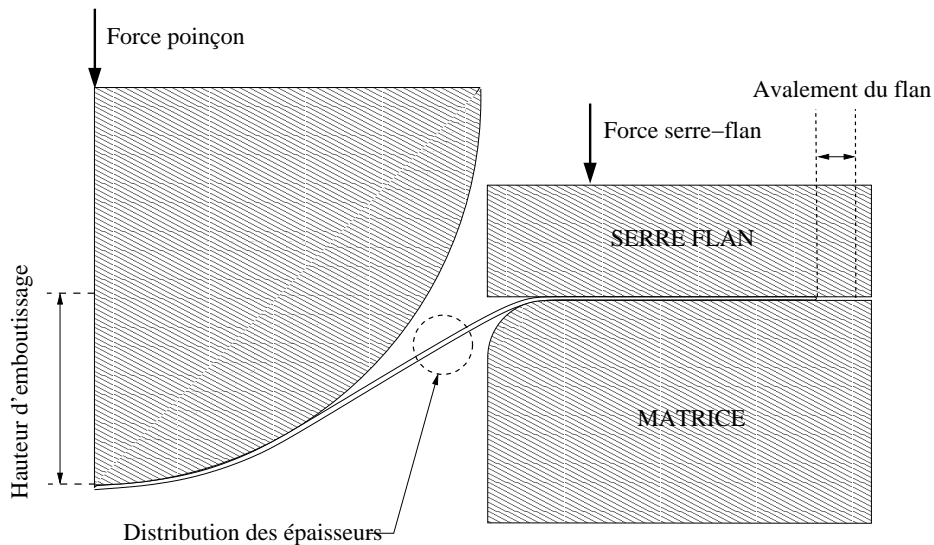


FIG. 6: Présentation des observables sur une géométrie de poinçon hémisphérique

1.3.4.1 La force d'emboutissage

La culture du procédé implique généralement une analyse de la force de poinçon qui est le paramètre macroscopique directement accessible, à la fois dans la simulation numérique et par l'expérience. Il existe en effet une corrélation entre la force de poinçon et le frottement. Cependant, cet observable dépend aussi de la déformation plastique de la tôle (écrouissage, cintrage. . .). Dans de nombreuses études c'est cet observable qui est choisi. On peut citer pour exemple [Sniekers96][Emmens97][Quoirin95][Han97][Devine96]. . . Des essais de référence sont effectués avec des films Téflon pour minimiser le frottement.

Les effets du frottement sur la force de poinçon restent cependant difficiles à découpler des autres phénomènes. Par exemple, Ghosh [Ghosh77] utilise le point d'inflexion qui existe sur la courbe force de poinçon en fonction de la hauteur d'emboutissage (dans le cas du poinçon hémisphérique) pour déterminer un coefficient de frottement par une méthode semi-analytique. La détermination de ce point d'inflexion reste ardue.

1.3.4.2 La répartition des épaisseurs

Dans la littérature, on remarque l'utilisation d'un autre observable : la répartition des épaisseurs dans l'embouti [Devine96][Carleer et al.96]. Si cet observable s'éloigne quelque peu de la culture procédé, il reste cependant un témoin de l'histoire locale du frottement sur l'embouti. Pour mémoire, on se rappelle le lien qui existe entre la localisation de la zone de striction et la valeur du frottement dans le cas d'un embouti hémisphérique [Burlat et al.99] (Cf. paragraphe 1.2.2).

L'inexistence d'un observable réellement pertinent pour l'analyse des essais d'emboutissage demeure un facteur limitant pour ces études où la corrélation avec l'expérience est primordiale. Ceci explique en partie les difficultés d'exploitation des résultats numériques et expérimentaux d'emboutissage que l'on constate dans la littérature.

1.3.4.3 Un autre observable ?

Si ces observables sont actuellement les plus utilisés, il doit cependant en exister d'autres d'une acuité égale ou supérieure qui peuvent aider à la compréhension des phénomènes de frottement. On peut imaginer par exemple soustraire la force obtenue lors d'une caractérisation à frottement nul (frottement sur film téflon par exemple) à celle obtenue dans des conditions avec frottement, ceci pour dissocier les effets de plasticité et exacerber ainsi l'influence du frottement.

La simulation numérique peut aussi se révéler un outil d'analyse pertinent des effets du frottement. Par exemple, Felder et Devine [Devine96] montrent la compétition qui s'opère entre les modes de rétreint et d'expansion dans le cas de l'embouti hémisphérique à flan non bloqué. On peut ainsi faire varier la valeur du frottement de Coulomb sur l'une ou l'autre des zones de contact⁸ et observer le retard sur l'apparition de la déformation en rétreint. L'observable utilisé est la courbe force - déplacement du poinçon. Par extension, la valeur finale de l'avalement de matériau peut se révéler un observable local pertinent.

⁸*i.e.* sous serre-flan et sous poinçon

1.4 Critique de la modélisation

Quelques auteurs nous présentent leur analyse de la question du frottement en emboutissage. Le problème est complexe. Sa modélisation nécessite une connaissance approfondie de la mécanique (et de la physico-chimie) du contact. En effet, de très nombreux paramètres influencent le frottement de la matière sur l'outil. La présence d'un troisième corps lubrifiant généralement fluide complique encore le problème. Dans ce paragraphe, nous analysons dans un premier temps les deux grands types d'approches présents dans la littérature en ce qui concerne la modélisation d'un frottement local évolutif : loi empirique et modèle de lubrification. Notre analyse nous porte ensuite vers d'autres modèles physiques plus représentatifs des phénomènes de contact. La réflexion se tourne enfin vers leurs possibilités respectives de développement dans un code éléments finis représentatif du procédé.

1.4.1 De la tribométrie vers une loi locale empirique

L'approche la plus simple (mais aussi la plus restrictive) en ce qui concerne l'établissement de lois de frottement évolutives consiste à établir, à partir de l'expérience, une loi de frottement fonction de diverses variables. L'intérêt de la méthode réside dans le fait que la modélisation physique des phénomènes n'est pas nécessaire. On passe directement de la mesure du frottement sur « tribomètre » à la valeur du coefficient de frottement de Coulomb à introduire dans la simulation. A cette fin, on représente la loi à l'aide d'une surface « maîtresse »⁹ qui correspond à la série d'essais.

Le groupe de travail « frottement et simulation numérique » [Magny99] s'est intéressé au sujet. Ce groupe a choisi ce type d'approche pour modéliser le frottement. La loi initialement retenue est du type :

$$\mu = a + \frac{b}{(P + P_0)^b (|V_g + V_{g0}|)^d}$$

Les termes P_0 et V_{g0} sont des termes de pression et de vitesse qui permettent d'éliminer toute singularité numérique pour P et V nulles.

Il existe des avantages à cette démarche. On obtient assez simplement après une série d'essais une loi de frottement à appliquer à la simulation numérique d'un cas d'emboutissage. Cette loi très générale peut être appliquée à la simulation numérique sur des géométries complexes sans beaucoup de restrictions.

Cependant, si c'est bien le résultat de la simulation qui nous intéresse particulièrement, il est légitime de se poser certaines questions concernant la validité du modèle implémenté. En effet, le modèle de frottement est intimement lié à la technique expérimentale de mesure. On constate dans la littérature une mauvaise similitude entre les résultats d'essais sur tribomètre plan / plan et le procédé réel. Ainsi, on sait par exemple que ce type de machines peut fournir une critique sujette à caution des performances des lubrifiants dans les procédés.

⁹dans le cas d'une loi à deux variables.

Ceci pour diverses raisons [Delamare et al.99] :

- absence de déformation plastique globale de l'échantillon. La déformation plastique affecte rarement plus que la rugosité d'un des antagonistes. Le frottement, par l'intermédiaire de la micro-plasticité pourrait être sensible à la déformation d'ensemble du matériau,
- l'écoulement plastique crée des surfaces fraîches, non contaminées, donc fortement réactives (ce qui entraîne adhérence, transfert, grippage...),
- en mise en forme, le renouvellement ou non des trois corps (outil, lubrifiant, matériau) est un paramètre capital. Il n'est jamais assuré de manière similaire sur ces tribomètres.

Plus spécifiquement, pour ce procédé instationnaire qu'est l'emboutissage, il y a évolution de certains paramètres du contact lors de la mise en forme. Cette évolution n'est pas uniforme sur la pièce emboutie. Ainsi, on remarque des zones où la rugosité est aplatie¹⁰ : le bord du flan ou encore les rayons matrice et poinçon. L'évolution de ces paramètres semble avoir une influence importante sur la valeur du frottement local [Devine96]. Elle n'est pas prise en compte dans les lois empiriques. En effet, les paramètres de la loi (Cf. paragraphe 1.3.2) n'évoluent pas dans le temps. Pour ce type de loi, il est difficile de les faire évoluer puisque les constantes du modèle n'ont pas de réelle signification physique.

De plus, il nous apparaît que l'une des difficultés majeures de cette approche réside dans le fait que les variables qui régissent le frottement ne sont peut-être pas toutes présentes dans la modélisation¹¹. En effet, on connaît par exemple la relation qui existe entre la pression de contact et l'augmentation de l'aire en plateaux de la rugosité de la tôle. En revanche, pour une pression donnée, la valeur de l'aire en plateau n'est pas connue. La relation n'est pas univoque.

En conclusion, c'est l'histoire locale du matériau (déformation macro et microscopique), des variables de contact, de l'état de lubrification instantané et encore bien d'autres paramètres qui définissent le frottement de la matière sur les outils. Ce fait a conduit certains auteurs [Sun et al.86][Monfort et al.93] à développer des modèles physiques pour rendre compte de l'évolution locale du frottement. Dans leur grande majorité, ces modèles font référence à la théorie de la lubrification. Nous en proposons une synthèse ci-après.

1.4.2 Quelle validité pour les modèles de lubrification ?

Une part importante de la modélisation physique du frottement en emboutissage est relative aux modèles de lubrification. Ces modèles sont basés sur le fait que le lubrifiant, mis en pression entre la tôle et l'outil, soutient une partie de la charge sous la forme d'une pression hydrodynamique. Cette pression hydrodynamique contribue à abaisser le frottement par rapport à des conditions de régime limite¹². Diverses approches : courbe de Stribeck, loi de frottement en régime mixte ou encore modèle d'écoulement du lubrifiant sont proposées. Nous verrons que l'une des deux critiques majeures de ces approches est que, si elles peuvent correspondre à des cas académiques d'emboutissage où le volume de lubrifiant est important, il n'en va pas de même en ce qui concerne un embouti industriel pour lequel une part seulement de la rugosité est remplie de lubrifiant. La deuxième réside dans le fait qu'elles ne prennent pas en compte une évolution des propriétés de surfaces pendant le processus d'emboutissage.

¹⁰ *i.e.* la fraction d'aire en plateaux de la rugosité augmente.

¹¹ *i.e.* vitesse et pression.

¹² aucune charge n'est soutenue par la pression hydrodynamique dans ce cas (faibles vitesses et fortes pressions).

1.4.2.1 Loi de frottement « simple » de type stribeck

Carleer [Carleer et al.96] aborde le sujet sous un jour intéressant. Son point de vue est un compromis entre modélisation et développements numériques. La loi utilisée est bien connue des tribologues sous le nom de « courbe de Stribeck ». Elle définit le coefficient de frottement de Coulomb en fonction d'un nombre de lubrification L sans dimension, le nombre de Sommerfeld :

$$\begin{cases} L = \frac{\eta V}{p R_a} \\ \mu(L) = \frac{1}{2} \left((\mu_{bl} + \mu_{ehl}) + (\mu_{bl} - \mu_{ehl}) \tanh \left(\frac{\log \frac{L^2}{L_{bl} L_{ehl}}}{\log \frac{L_{bl}}{L_{ehl}}} \right) \right) \end{cases} \quad (1.1)$$

où :

- η = viscosité dynamique du lubrifiant (Pa.s)
- V = vitesse (m/s)
- p = pression moyenne de contact (Pa)
- R_a = Rugosité CLA (m) de la tôle
- les autres paramètres sur la figure 7

Notons que Carleer a adopté une représentation de la courbe sous la forme d'une tangente hyperbolique. La figure 7 en donne une représentation graphique.

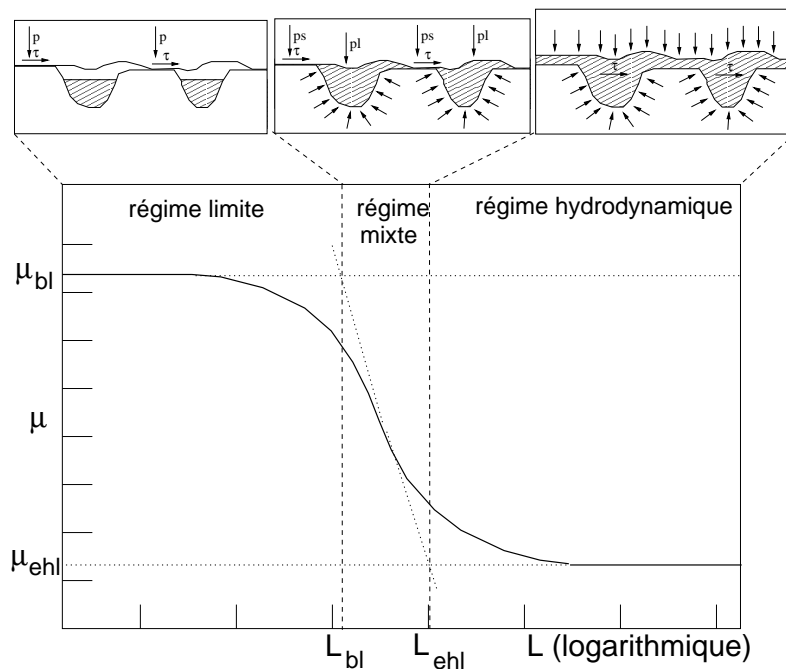


FIG. 7: Paramétrisation de la courbe de Stribeck d'après [Carleer et al.96] et [Devine96]

Carleer compare ses résultats numériques et expérimentaux sur une géométrie « square cup ». A l'identique de Sniekers [Sniekers96], il compare¹³ des résultats numériques obtenus avec un coefficient de frottement de Coulomb constant (μ_{bl} est utilisé) à ceux obtenus avec son modèle. On constate des différences en ce qui concerne la force d'emboutissage (de l'ordre de 20% pour des vitesses élevées) et la répartition des déformations. On peut en outre critiquer la démarche.

Ainsi, le coefficient de frottement de Coulomb constant est pris égal au coefficient obtenu en régime de lubrification limite (0,144). Il n'est donc pas étonnant de voir un effet notable de la vitesse de glissement sur la force de poinçon. En effet, la zone sous serre-flan est le siège des vitesses les plus importantes (Cf. paragraphe 1.2.2) et la source majeure de retenue du flan. Pour des vitesses élevées et avec ce modèle, le coefficient de frottement dans la zone sous serre-flan atteint une valeur de frottement hydrodynamique (μ_{ehl}).

Ce modèle reste très général et difficilement utilisable pour la simulation numérique du procédé d'emboutissage pour diverses raisons :

- On ne tient pas réellement compte de l'état de lubrification de la tôle.
- Les essais sur machine de frottement ne reproduisent pas les conditions du procédé.
- On ne tient pas compte des interactions microplastiques de la tôle avec les outil.
- On ne tient également pas compte de l'histoire locale du contact...

Par ailleurs, Carleer commente l'implémentation de la loi locale de frottement dans un code de calcul éléments finis qui utilise une méthode de type prédiction / correction. Une fonction Φ permet, dans le cas d'un frottement de Coulomb μ , la détermination de l'état du contact frottant (glissant ou collant). Cette fonction est une représentation du cône de frottement (Cf. figure 8) :

$$\Phi = \tau_1^2 + \tau_2^2 - \mu\tau_3^2$$

où :

- τ_3 est la pression de contact
- τ_1 et τ_2 sont les contraintes tangentielles du contact

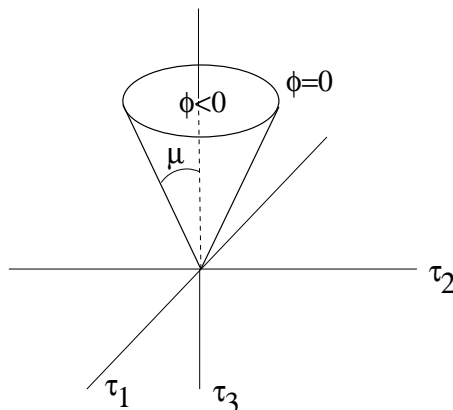


FIG. 8: Représentation du cône de frottement d'après [Carleer et al.96]

¹³sur la force de poinçon et la répartition d'épaisseurs.

Le glissement apparaît pour $\Phi = 0$. Le vecteur contrainte τ (à l'endroit du contact) doit satisfaire pour cela la relation suivante dans le cas d'un coefficient de frottement constant (qui ne dépend pas du temps):

$$\dot{\phi} = \frac{\partial \Phi}{\partial \tau} \dot{\tau} = 0 \quad (1.2)$$

Dans le modèle, μ dépend notamment de la pression de contact. L'équation (1.2) se transforme alors en :

$$\dot{\phi} = \frac{\partial \Phi}{\partial \tau} \dot{\tau} + \frac{\partial \Phi}{\partial \mu} \frac{d\mu}{d\tau} = 0 \quad (1.3)$$

On en déduit que, si d'un incrément à l'autre la variation de coefficient de frottement reste faible, on peut négliger ce nouveau terme dans le prédicteur des contraintes. La seule différence avec un calcul effectué à coefficient de frottement constant est que le cône de frottement doit être recalculé dans le correcteur et à la fin de chaque incrément.

Cependant, l'approche physique reste superficielle. La loi utilisée est très générale et ne rend compte que de manière sommaire de l'interaction tôle - outil. Dans les paragraphes suivants, nous traitons de modèles de lubrification où les auteurs tentent une description micro et macroscopique plus complète des phénomènes de frottement dans le procédé d'emboutissage.

1.4.2.2 Modèle micro-macro de frottement : cas de la lubrification mixte

Monfort et al. [Monfort et al.93][Monfort et al.90] présentent une modélisation basée sur l'équation de Reynolds. La particularité par rapport à ses contemporains est d'utiliser une modélisation micro-macro pour caractériser le frottement en régime de lubrification mixte dans le procédé d'emboutissage. On part ainsi de l'échelle de la rugosité pour atteindre une loi de frottement macroscopique locale.

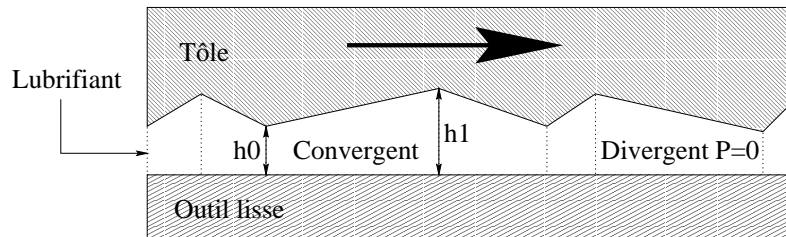


FIG. 9: Modélisation de la rugosité de la tôle : modèle de lubrification mixte d'après [Monfort et al.93]

A cette fin, on suppose que le lubrifiant est mis sous pression entre la surface de la tôle et celle de l'outillage sous l'effet de la viscosité. La force normale est donc reprise, dans le cas de la lubrification mixte, par les aspérités de la tôle ainsi que par la contre pression dans le film lubrifiant. Le calcul de la contre pression est effectué en considérant la surface de la tôle comme une succession de convergents et de divergents de longueurs et d'inclinaisons variables¹⁴. La figure 9 en donne une représentation.

¹⁴selon une loi de Weibull

On applique les hypothèses de la lubrification hydrodynamique au calcul de la pression dans un patin de Reynolds. On obtient après intégration la force portante du lubrifiant dans un convergent (on suppose que la pression dans le divergent est nulle). Cette force est fonction des trois variables : débit Q et des hauteurs h_0 et h_1 . La méthode de Monte Carlo permet d'accéder à la force totale par unité de surface liée au mouvement du lubrifiant¹⁵. En négligeant la contrainte de cisaillement du film qui remplit les vallées, il en découle une valeur du coefficient de frottement dans le cas de la lubrification mixte :

$$\mu_{mixte} = \mu_b \left(1 - 0,09K \frac{L_m \eta V}{P_a R_p^2} \right)$$

où :

- μ_b coefficient de frottement limite obtenu par essai plan / plan
- K constante de l'ordre de l'unité ; paramètre de la loi de Weibull
- η viscosité du lubrifiant
- V vitesse de glissement
- P_a pression apparente de contact
- R_p hauteur maximale des pics de rugosité au dessus de la ligne moyenne
- L_m longueur moyenne des pics de rugosité

Cette relation, spécifiquement applicable au cas de lubrification mixte est voisine de la relation 1.1¹⁶. Cependant, ce modèle physique de frottement est intimement lié à deux paramètres physiques : la viscosité du lubrifiant et une représentation statistique de la rugosité de la tôle (l'outil étant supposé lisse). L'avantage est de permettre une meilleure interprétation des résultats du modèle et, le cas échéant, un contrôle accru des hypothèses dans le cas d'un calcul numérique d'une pièce emboutie.

En revanche, on ne constate toujours pas de variation des paramètres du modèle dans le temps. La géométrie de la rugosité reste inchangée tout au long du processus d'emboutissage et correspond à l'état initial de la rugosité.

Dans le cas d'un embouti industriel, la rugosité de la tôle n'est que partiellement remplie ; de l'ordre de 1 à 1,7 $g.m^2$ (Cf. [Devine96] chapitre 3 paragraphe 2.1). Ce modèle, s'il reste basé sur un cas de lubrification mixte (vallées remplies totalement) a été adapté pour des cas de remplissage partiel de la rugosité au travers d'un « facteur de capacité de portance » (*Load Capacity Factor*). Il se rapproche donc sur ce point des conditions industrielles de lubrification. Nous verrons qu'il en va bien différemment dans le cas du modèle de film mince hydrodynamique proposé ci-après.

1.4.2.3 Algorithme de frottement pour un film mince hydrodynamique

Sun Chen et Nine [Sun et al.86] caractérisent le frottement local à l'aide d'un algorithme couplé au calcul élément fini. Cet algorithme est basé lui aussi (Cf. paragraphe 1.4.2.2) sur l'équation de Reynolds établie pour un film mince hydrodynamique. Ce modèle est applicable au cas de l'emboutissage d'une tôle par un poinçon hémisphérique (essai Erichsen d'expansion biaxiale).

¹⁵ *i.e.* la pression hydrodynamique p_h

¹⁶ *i.e.* loi de frottement où intervient le rapport de la vitesse de glissement / à la pression.

A un stade donné de l'emboutissage, les champs de vitesse et de pression permettent d'estimer l'épaisseur du film lubrifiant formé à la périphérie du contact. La variation d'épaisseur est calculée par intégration analytique de l'équation exprimant l'incompressibilité du lubrifiant durant un incrément de déplacement du poinçon et en supposant constants durant cet incrément les gradients de vitesse et de pression de contact.

La cission de frottement en tout point du contact est alors estimée à partir de la valeur du rapport¹⁷ $\frac{h}{R_a}$:

- pour $\frac{h}{R_a} > 5$, la cission est celle d'un frottement parfaitement lubrifié (proche de 0),
- pour $\frac{h}{R_a} < 5$, le frottement est supposé sec et imposé égal à celui mesuré expérimentalement.

Cette distribution de coefficients de frottement permet de calculer l'incrément de déformation de la tôle lors de l'incrément de déplacement du poinçon considéré. Le calcul est itéré jusqu'à la position finale du poinçon.

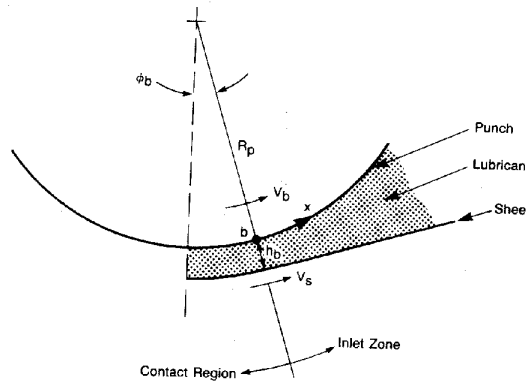


FIG. 10: Illustration du modèle de film mince hydrodynamique d'après [Sun et al.87]

L'analyse se fait sur deux parties distinctes [Sun et al.87] : la zone d'admission (*inlet zone*) et la zone de contact (*contact region*) (Cf. figure 10). Dans la zone d'admission, on postule que la hauteur de lubrifiant varie de manière parabolique à partir du dernier point de contact tôle / outil. Un point à souligner est l'apparition d'une nouvelle variable : la vitesse de progression du contact. En effet, c'est la compétition entre cette vitesse v_b et la vitesse de glissement relative v_{sb} ¹⁸ qui fait que le lubrifiant va être piégé ou non par la tôle à la limite du contact. L'équation (1.4) le montre clairement :

$$\frac{h_b}{R_p} = 1,406 \left(\frac{-\eta (v_{sb} - v_b)}{p_b R_p} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (1.4)$$

Dans la zone de contact, une équation différentielle du premier ordre régit l'écoulement du lubrifiant. Cette équation dépend de la pression, de la vitesse ainsi que leurs gradients. Ce calcul, intégré dans le calcul éléments finis, met en évidence l'écoulement du lubrifiant qui est étiré vers

¹⁷ soit, h : épaisseur du film lubrifiant ; R_a : rugosité arithmétique de la tôle.

¹⁸ v_b pour *boundary* et v_{sb} pour *sheet boundary*.

l'extérieur lors du plaquage de la tôle sur le poinçon. On trouve ici l'intérêt d'un calcul incrémental où la hauteur de lubrifiant varie localement au cours du calcul. Cela reste l'intérêt majeur du modèle. Il apparaît ainsi que, dans ce cas très académique d'embouti, une zone bien lubrifiée subsiste sur le nez du poinçon hémisphérique lors du formage à forte vitesse.

Si cette approche est applicable au cas de l'expansion biaxiale sur un poinçon hémisphérique, elle reste difficilement généralisable à un cas d'embouti complexe. De plus, comme pour le modèle de lubrification mixte (Cf. paragraphe précédent), on constate que le volume de lubrifiant requis pour satisfaire les hypothèses du modèle est bien supérieur à celui appliqué dans un cadre industriel (la hauteur de lubrifiant est supérieure à la hauteur de rugosité de la tôle).

En outre, si une majorité d'auteurs ont attesté du rôle de la rugosité de la tôle et des outils sur la lubrification [Devine96][Monfort et al.90], elle n'est pas prise en compte par ce modèle particulier. On compare simplement la hauteur locale du film lubrifiant à la hauteur moyenne des rugosités tout en adoptant les hypothèses de la lubrification hydrodynamique.

1.4.3 Vers une vision plus physique de l'interaction de contact

Devine propose un modèle qui associe un frottement solide μ_s aux effets hydrodynamiques du lubrifiant (soumis à une pression p_l) et repose sur des hypothèses fortes :

- La topologie de surface de la tôle, imposée lors de l'opération finale de laminage (skin-pass), est représentée de manière schématisée comme une succession de plateaux et de vallées de géométrie donnée. La figure 11 présente la forme des rugosités de la tôle.
- La pression de contact est supposée homogène, les aspérités de l'outil et les plateaux ont chacun une altitude constante.
- L'élasticité des surfaces est négligée. Un plateau de longueur a ne participe à la portance de la pression p appliquée que pendant sa phase de labourage (déplacement de la vague plastique ou « bourrelet »). La pression localement appliquée par la rugosité de l'outil sur le plateau est alors égale à p_r .

La figure 11 présente la modélisation de la rugosité de la tôle.

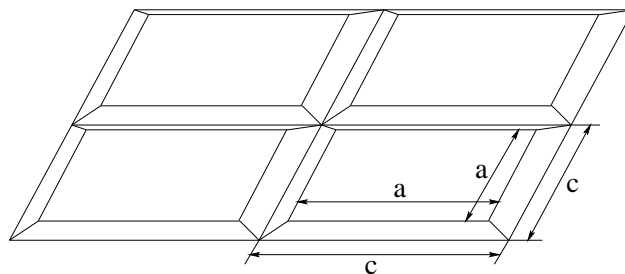


FIG. 11: Représentation de la rugosité de la tôle d'après [Devine96]

1.4.3.1 Résultats du modèle

Exposé de manière très synthétique, ce modèle de frottement évolutif délivre une valeur de la fraction d'aire de tôle en contact avec les outils S en fonction de la pression de contact solide macroscopique p_s et de la longueur de glissement L :

$$S = \frac{1}{nc} \left(\frac{p_s}{p_r} \right)^{\frac{1-q}{1+2q}} \left(\frac{(1+2q)fL}{nc\delta R_T} \right)^{\frac{-3q}{2+4q}} \quad (1.5)$$

où :

- p_s Composante solide de la pression macroscopique
- p_r Composante solide de la pression microscopique (homologue à une dureté)
- R_T, δ, q, a, c Paramètres topologiques de la rugosité de la tôle
- n Paramètres topologiques de la rugosité de l'outil
- L Longueur de glissement relative de la tôle / outil
- f Facteur caractérisant l'érosion de la tôle par l'outil

On en déduit alors, en fonction de deux coefficients de frottement microscopiques μ_w et μ_c déduits de l'expérience, la valeur du coefficient de frottement macroscopique μ_s sous la forme :

$$\mu_s = \mu_w + S(\mu_c - \mu_w) \text{ avec } p_s = p - \omega V \quad (1.6)$$

où :

- μ Coefficient de frottement de Coulomb macroscopique
- μ_s Composante solide du coefficient de frottement macroscopique
- μ_c Composante microscopique de μ_s liée à la formation du débris
- μ_w Composante microscopique de μ_s liée à la propagation de la vague

Le coefficient de frottement macroscopique μ est relié à la composante solide du frottement μ_s . Il faut pour cela évaluer l'influence, dans des conditions de lubrification données, de la vitesse relative de glissement sur la valeur du coefficient de frottement. Ces effets hydrodynamiques sont mis en jeu à travers la pression $p_l = \omega V$ du lubrifiant. Connaissant μ_s , on accède alors à μ à travers l'équation suivante :

$$\mu = \mu_s \left(1 - \frac{\omega V}{p} \right)$$

A partir de ces trois équations, on définit le modèle de frottement évolutif qui exprime le coefficient de frottement de Coulomb macroscopique en fonction de grandeurs locales (pression, vitesse et longueur de glissement relatives) :

$$\mu = \mu(p, V, L) \quad (1.7)$$

1.4.3.2 Perspectives pour la simulation du procédé d'emboutissage

A la différence des modèles présentés ci-avant (à savoir les modèles de lubrification), cette approche évolutive du frottement rend compte de divers phénomènes physiques du procédé d'emboutissage, notamment en terme de lubrification. Ici, ce sont les interactions des rugosités de la tôle et de l'outil [Emmens97] couplées aux effets micro-hydrodynamiques du lubrifiant qui régissent le frottement.

Ce modèle offre, à notre avis, une vision plus physique de l'interaction de contact qui s'opère dans le procédé. On constate que l'aire en plateaux (variable du frottement solide), joue un rôle primordial dans le contact outil - matière. Pour des vitesses usuelles d'emboutissage et les quantités de lubrifiant utilisées, les effets hydrodynamiques sont en effet faibles.

Dans ce modèle de frottement, les variables sont au nombre de trois. On constate notamment l'apparition d'une nouvelle variable de contact, la longueur frottée¹⁹. L'histoire mécanique du matériau se retrouve ainsi dans la définition locale des paramètres du modèle (par exemple la fraction d'aire en plateaux). Ainsi, l'évolution locale de chaque paramètre est indépendante. Par exemple, à un instant t et pour des variables de contact identiques, deux points matériels n'auront pas forcément le même frottement.

Si ce modèle semble propre à décrire les phénomènes de contact dans le procédé d'emboutissage, on peut cependant se poser certaines questions quant à la validité des résultats. En effet, la déformation plastique du matériau lors de l'emboutissage est propre à modifier l'état de rugosité de la tôle. Ce point n'est pas encore pris en compte dans le modèle. [Shih et al.99] et [Saha et al.94] étudient l'influence de la déformation plastique macroscopique sur le frottement. Ils soulignent une modification de la valeur de la rugosité de la tôle en fonction des conditions de contact et de la déformation. Ainsi, une surface libre va voir sa rugosité augmenter avec la déformation (à l'opposé de la surface en contact). On comprend l'influence que la déformation macroscopique peut avoir sur la courbe de répartition de hauteurs de rugosité (courbe d'Abbot). Cette modification est propre à influencer de manière significative la valeur du frottement issue du modèle élaboré par Devine.

Un autre problème actuel de ce modèle de frottement réside dans la possibilité d'une implémentation dans un code éléments finis. L'interface utilisateur doit être assez souple pour permettre à l'utilisateur l'écriture de certains sous-programmes liés au frottement.

¹⁹*i.e.* la longueur d'outil vue par un point matériel de la tôle.

1.5 Conclusion et présentation de l'étude

Nous avons présenté dans ce chapitre une critique des modèles de frottement déjà introduits ou implémentables dans un code utilisant la méthode des éléments finis. Les modèles de lubrification semblent montrer leurs limites dans le cas d'un procédé comme l'emboutissage. A ce jour, les seuls modèles à avoir été implémentés sont les modèles de lubrification (sur des géométries académiques uniquement) et les modèles empiriques (généralisables à des géométries complexes).

D'autres modèles physiques, qui font intervenir un frottement solide, nous apparaissent prometteurs pour décrire numériquement les interactions outil / matière du procédé d'emboutissage. Cependant, l'utilisation réfléchie de modèles empiriques peut fournir un certain nombre d'informations sur leur pertinence et leur utilité pour le calcul numérique d'une opération d'emboutissage.

Il convient pour cela de se poser les questions suivantes :

- Quel essai de frottement utiliser pour la caractérisation expérimentale ?
- Quel type de loi de frottement choisir pour modéliser les résultats issus de l'expérience ?
- Sur quel logiciel peut-on, à court ou moyen terme, implémenter une loi de frottement évolutive et avec quel degré de complexité ?
- Comment interpréter et comparer les résultats de la simulation et de l'expérience ? Une réflexion s'impose sur le choix des observables.
- Enfin, quelle stratégie adopter pour évaluer la pertinence d'une loi évolutive de frottement pour la simulation numérique de l'emboutissage ?

Dans ce premier chapitre, la problématique de l'étude a été présentée. Dans la suite du document, nous tentons de répondre à ces questions. Ainsi, nous argumentons notre réponse qui s'appuie sur quatre étapes : la caractérisation du frottement, sa modélisation, son introduction dans la simulation numérique et l'analyse des résultats pour un cas d'emboutissage représentatif.

Chapitre 2

Approche expérimentale des hétérogénéités de frottement

2.1	Mise en place des essais de caractérisation	29
2.1.1	Frottements statique et dynamique	29
2.1.1.1	Définitions	29
2.1.1.2	Dispositifs de mesure du frottement statique	30
2.1.1.3	Dispositifs de mesure du frottement dynamique	32
2.1.1.4	Choix des méthodes de caractérisation	34
2.1.2	Mise en place de l'essai de frottement statique	35
2.1.2.1	Détermination par un essai en dynamique?	35
2.1.2.2	Modification apportée au banc de frottement	35
2.1.3	Frottement dynamique : amélioration du dispositif existant	37
2.1.3.1	Amélioration de la rigidité du système	37
2.1.3.2	Amélioration des conditions de contact outils / éprouvette	40
2.2	Procédure expérimentale	41
2.2.1	Découpe des éprouvettes	41
2.2.2	Conditions de lubrification	41
2.2.3	Préparation des outils	41
2.3	Conditions expérimentales	42
2.3.1	En statique	42
2.3.2	En dynamique	43
2.3.3	Influence des paramètres opératoires	43
2.3.3.1	Maîtrise du volume de lubrifiant	43
2.3.3.2	Influence du temps de maintien en statique	43
2.3.3.3	Influence de la largeur d'éprouvette	46
2.3.3.4	Maîtrise du contact tôle / outils	46
2.3.3.5	Influence de la vitesse de chargement en statique	47
2.4	Résultats en statique	48
2.4.1	Influence de la nature des outils	48
2.4.2	Influence du mode de lubrification	48
2.4.2.1	Cas non lubrifié	48
2.4.2.2	Influence du volume de lubrifiant	50
2.4.3	Influence de la nature des matériaux	52

2.4.4	Influence de l'état de surface des outils	53
2.5	Confrontation aux résultats dynamiques	54
2.6	Conclusion et perspectives de modélisations	55

2.1 Mise en place des essais de caractérisation

L'état des connaissances relatives à l'analyse et la compréhension des phénomènes de frottement en emboutissage a beaucoup évolué durant ces vingt dernières années. L'importante ressource bibliographique disponible sur le sujet atteste d'une part, de la nécessité de maîtriser les conditions de contact entre la tôle et l'outil et, d'autre part, de la complexité des phénomènes de contact avec frottement.

La caractérisation du frottement ne peut se faire par un essai unique [Devine96]. L'essai doit correspondre au mieux à la phase d'emboutissage étudiée ainsi qu'aux modes de déformation mis en jeu : flexion, rétreint ou encore expansion.

Lors du serrage du flan par le serre-flan, il y a expansion et flexion sous serre-flan sous un frottement quasi-statique. Quand le poinçon commence à descendre, la déformation se fait par expansion sans glissement notable sous le serre-flan. L'hétérogénéité des vitesses et pressions de contact nous incite donc à vouloir caractériser le frottement dans des gammes représentatives du procédé. Ceci motive notre travail de développement d'un essai dédié à l'évaluation du frottement statique et adapté au procédé d'emboutissage. Les résultats en statique sont assortis de résultats en dynamique qui permettent une future modélisation.

2.1.1 Frottements statique et dynamique

2.1.1.1 Définitions

Sous une pression de contact, la force nécessaire pour mettre un objet en mouvement relatif par rapport à un autre est généralement supérieure à celle requise pour entretenir ce mouvement. On distingue ainsi de manière schématique un frottement statique et un frottement dynamique.

Le frottement statique μ_s s'oppose à la mise en mouvement. Le frottement dynamique μ_d s'oppose quant à lui au déplacement une fois que celui-ci a commencé. μ_s et μ_d peuvent être définis comme suit :

$$\mu_s = \frac{F_s}{H} \quad \text{et} \quad \mu_d = \frac{F_d}{H}$$

où :

- F_s est la force tangentielle nécessaire pour initier le mouvement relatif
- F_d est la force tangentielle nécessaire pour maintenir le mouvement relatif
- H est la force normale au contact

Le coefficient de frottement statique est généralement plus élevé que le coefficient de frottement dynamique. C'est effectivement le cas pour le contact entre métaux. En revanche, il semble qu'il est inférieur au frottement dynamique dans certains cas de contact sec entre métaux et polymères [Vanel96].

Les coefficients de frottement statique et dynamique évoluent en fonction d'un grand nombre de paramètres. La liste suivante n'est pas exhaustive :

- nature du couple de matériaux,
- microgéométrie du contact (rugosité...),
- propriétés mécaniques (dureté...),
- pression de contact,
- température,
- nature et mode de lubrification.

Dans le cas du frottement dynamique, les paramètres de longueur de frottement et de vitesse de glissement sont aussi influents. Ils ne le sont pas dans le cas du frottement statique. Le temps de contact statique sous pression ou la vitesse de chargement tangentielle au contact sont en revanche deux autres paramètres dont l'influence reste à évaluer.

Nous proposons ci-après une courte analyse de la bibliographie relative aux méthodes de caractérisation des frottements statique et dynamique pour l'emboutissage.

2.1.1.2 Dispositifs de mesure du frottement statique

Application d'une rampe de force. Benabdallah [Benabdallah et al.89] a étudié le frottement statique entre des polymères et un acier poli. Le principe de l'essai repose sur l'application d'une force tangentielle F croissante jusqu'à la mise en mouvement. La figure 12 présente cet essai.

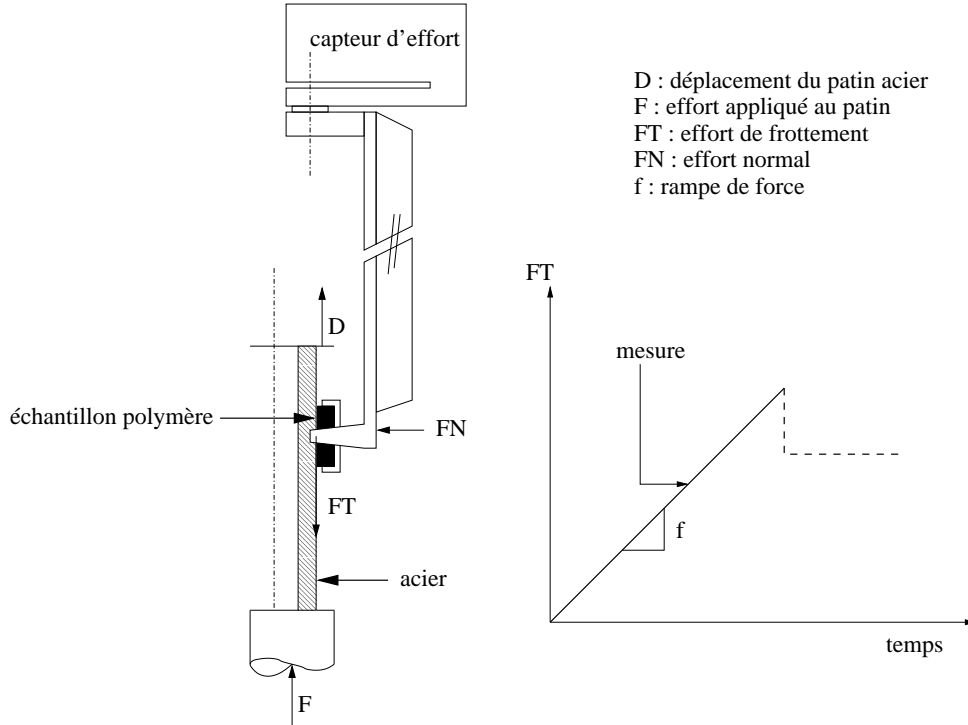


FIG. 12: Dispositif de mesure du frottement statique métal / polymère d'après [Benabdallah et al.89]

L'échantillon de polymère est relié à un bras rigide fixe. Un mouvement de rotation du polymère est admissible et permet l'obtention d'un contact plan lors de l'application de la force normale. La partie frottante en acier reçoit une rampe d'effort. Le coefficient de frottement statique est déterminé comme le rapport de la force tangentielle maximale au contact par la force normale.

Les auteurs n'ont pas constaté d'effet de la vitesse de chargement f sur le résultat de l'essai (entre 0,22 et 15 N/s). En revanche, ils observent une diminution du coefficient de frottement statique avec l'augmentation de la force normale ou de la rugosité (par un contact plus intime entre les matériaux). De plus, la reproductibilité des résultats est très satisfaisante.

Bien que ces résultats concernent un système tribologique polymère / acier, on peut supposer une influence de ces paramètres dans le cas qui nous intéresse (*i.e.* un contact métal / métal lubrifié).

Systèmes rotatifs. On peut mentionner l'appareil utilisé par Dunkin et Kim [Dunkin et al.96] pour la détermination des coefficients de frottement statique de plaque de silicium sous de très faibles forces normales (de l'ordre du gramme force). La force normale est directement liée au poids de l'échantillon. Cet échantillon est placé sur un disque mis en rotation autour d'un axe vertical. La vitesse de rotation est croissante. La force tangentielle imposée à l'interface est égale à la force centrifuge (elle est donc croissante). Le coefficient de frottement statique est déterminé à l'aide du traitement d'image lors de la mise en mouvement de l'échantillon. Le principe rejoint celui de la rampe de force tangentielle. Cependant, les conditions expérimentales s'éloignent de nos préoccupations.

On peut citer pour finir les travaux de Brockley et Davis [Brockley et al.68]. Le dispositif est constitué d'un disque contre lequel repose l'échantillon, lui-même relié à un bras rigide qui applique la force normale. Le disque est mis en rotation à vitesse contrôlée. La gamme de vitesse est étendue (de l'ordre de 0,025 mm/s à 25 mm/s). L'objectif est d'obtenir un phénomène de stick-slip contrôlé, c'est à dire une alternance régulière de contacts collants et glissants. Le coefficient de frottement est déterminé lors de la transition statique / dynamique.

Ces travaux ont permis la mise en évidence d'une dépendance entre le temps de contact statique t et la valeur du frottement pour des contacts métal / métal sans lubrification. La variation de la vitesse permet le contrôle de la période de stick-slip et donc le temps de contact collant. Les résultats obtenus sur différents métaux conduisent à une relation du type :

$$\mu_s - \mu_d = \gamma \cdot t^\beta \quad \text{avec} \quad 0 < \beta < 1.$$

Le coefficient de frottement statique augmente avec le temps de contact dans ce cas.

L'étude menée par Bureau et al. [Bureau et al.01] sur des systèmes polymère / polymère sans lubrification montre aussi l'accroissement du coefficient de frottement statique avec le temps de contact. Ils obtiennent une croissance quasi-logarithmique du frottement statique en fonction du temps de contact de la forme :

$$m\mu_s = \mu_s^0 + \beta_s \cdot \ln(t)$$

Cette dépendance avec le temps de contact peut s'expliquer par l'augmentation de l'aire réelle de contact. L'application de la force normale peut provoquer au cours du temps un fluage plastique des aspérités et donc une augmentation de l'aire réelle de contact. Ce phénomène sera particulièrement marqué pour un matériau visco-élastique (typiquement un polymère) ou bien pour des métaux à des températures proches de leur température de fusion.

2.1.1.3 Dispositifs de mesure du frottement dynamique

Parmi les nombreux essais existants, nous présentons ci-après quatre méthodes expérimentales majeures de caractérisation du frottement dynamique des tôles pour l'emboutissage. la figure 13 en donne les représentations schématiques.

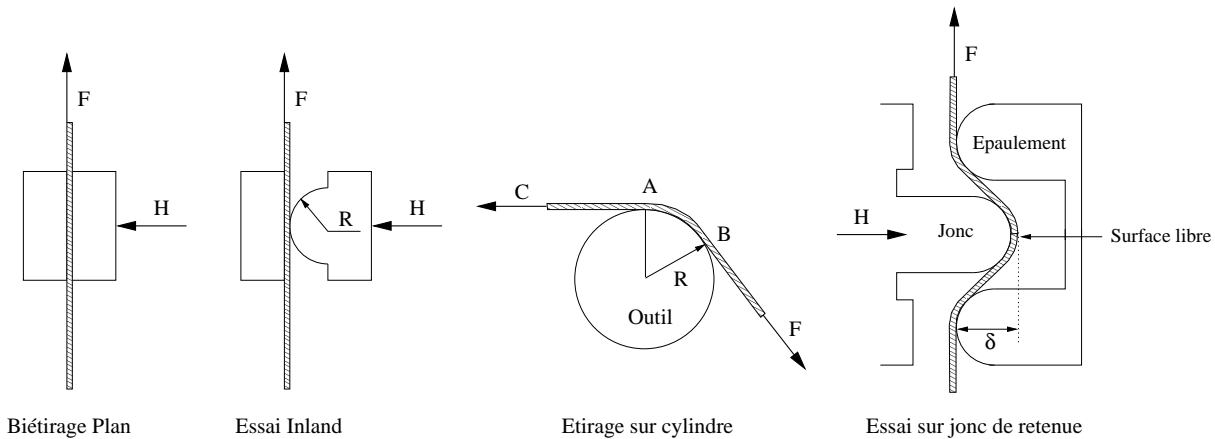


FIG. 13: Présentation schématique de quatre essais de caractérisation
Essais de biétirage plan, Inland, étirage sur cylindre et jonc de retenue

Essai Inland. Cet essai consiste à faire défiler un échantillon de tôle entre un outil plan et un outil cylindrique. On applique une vitesse et une force normale constantes. La géométrie de l'essai implique une déformation plastique de la tôle. Cependant, la part du frottement reste largement prédominante. Initialement, cet essai est prévu pour définir un critère de formabilité de la tôle. La mesure du coefficient de frottement semble peu réaliste pour l'emboutissage. En effet, les conditions de contact sont très hétérogènes (contact plan et linéique en vis à vis). En revanche, il est utilisé pour l'estimation de la tendance au grippage du triplet tôle / lubrifiant / outil.

Dans certains cas, on utilise deux outils cylindriques. Les conditions de contact sont ainsi symétriques et la valeur du coefficient de frottement plus fiable [Roizard et al.93]. De plus, le contact linéique permet l'obtention de fortes pressions de contact.

Sa facilité de mise en oeuvre et sa géométrie simple de contact sont ses deux principaux avantages.

Biétirage plan. Le principe est identique à celui de l'essai Inland mais avec deux outils plans. En revanche, il n'y a pas dans ce cas de plastification macroscopique de la tôle. La force d'étirage F dépend donc directement des cissions de frottement. On déduit donc facilement la valeur du coefficient de frottement de Coulomb comme suit :

$$\mu = \frac{F}{2.H}$$

Ce type d'essai caractérise en général le comportement tribologique du contact tôle / lubrifiant / outil entre le serre-flan et la matrice. Il est très répandu et présente les mêmes avantages que l'essai Inland. Cependant, la géométrie des outillages impose quelques précautions pour assurer le parallélisme. L'analyse des surfaces après frottement se révèle un complément nécessaire à la compréhension des résultats de l'essai. De plus, la mesure d'un coefficient de frottement ne permet pas de caractériser les modifications subies par la tôle et les outils au cours du contact.

Etirage sur cylindre. Une tôle de largeur l est cintrée plastiquement sur un cylindre de rayon R par l'application d'un effort de traction F . La pression de contact est influencée par la contre-contraction C qui modifie également l'épaisseur de l'échantillon. La déformation de la tôle est ainsi de l'extension couplée à de la flexion (pliage-dépliage). On peut ainsi mesurer les effets de frottement et de flexion. On constate certaines similitudes avec le frottement sur un arrondi de matrice.

Schurman et al. [Schurman et al.92] proposent une variante de l'essai qui combine les effets de l'étirage plan et courbe. La valeur du frottement dépend ainsi des forces appliquées, du frottement ainsi que de la déformation de la tôle. Ce test est plus représentatif de la facilité du métal à s'écouler dans la partie matrice d'une opération d'emboutissage.

De son côté, Duncan [Wang et al.93] simule l'expansion d'une tôle sur un rayon de poinçon. Cet essai est plus sophistiqué que le simple étirage courbe. Il étudie l'influence des paramètres du contact sur le niveau de frottement (vitesse du poinçon, rayon de courbure, lubrification, propriétés des matériaux (composition et rugosité)).

Essai sur jonc de retenue. La procédure consiste à cintrer initialement une tôle par enfoncement du jonc entre les deux épaulements jusqu'à une valeur imposée δ , puis à faire défiler l'échantillon à vitesse constante. On mesure les forces d'ouverture H et de traction F . Lors de l'essai la matière subit de multiples pliages / dépliages ainsi qu'un glissement sous traction à la surface du jonc. Le coefficient de frottement apparent s'exprime comme suit :

$$\mu_a = \frac{F}{2.H} \quad \text{F incluant les efforts liés à la déformation élasto-plastique}$$

Afin de dissocier plasticité et frottement, Nine [Nine78] réalise deux types d'essais. Dans un premier temps, il réalise des essais sur rouleaux en rotation libre afin de supprimer le frottement ; ensuite sur jonc réels fixes. Une analyse théorique simple permet d'exprimer une bonne approximation du frottement, seulement valable pour la géométrie de Nine :

$$\mu = \frac{F - F_{\mu=0}}{\pi.H} \quad \text{on retranche ainsi les efforts liés à la plasticité}$$

2.1.1.4 Choix des méthodes de caractérisation

Nous disposons au Centre de Mise en Forme des Matériaux d'un banc de biétrage plan pour la détermination du frottement dynamique. En ce qui concerne la mise en place d'un essai de frottement statique, deux solutions se sont offertes :

1. l'utilisation d'un tribomètre rotatif asservi en couple,
2. l'adaptation d'une rampe de force sur le banc de biétrage plan.

C'est la deuxième solution qui propose plus d'avantages qui est retenue. En effet, les essais en dynamique sont réalisés sur le même appareillage. Le frottement est donc caractérisé dans des conditions de contact similaires. On élimine ainsi les effets liés à la géométrie d'essai, à la préparation des échantillons et des outils ainsi qu'à la chaîne de mesure. Les résultats sont ainsi facilement comparables et exploitables dans le cadre d'une future loi de frottement évolutive. La figure 14 présente le dispositif.

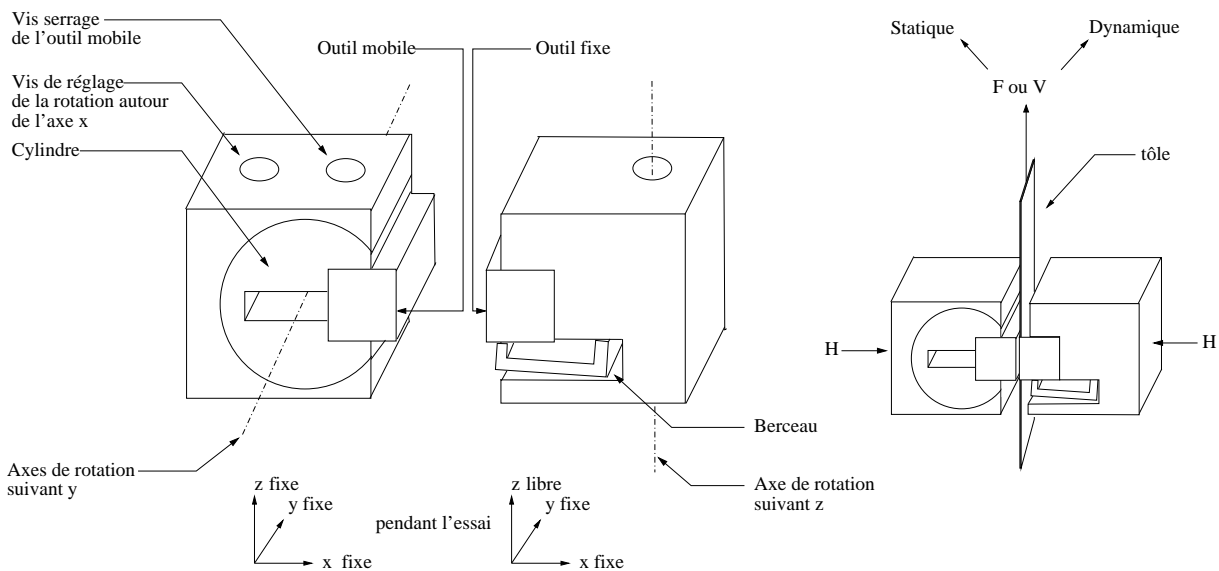


FIG. 14: Présentation du dispositif de biétrage plan

A noter que pour une mesure du coefficient de frottement statique, il convient d'évaluer l'influence du temps de contact et de la vitesse de chargement. Une vitesse de chargement statique plus faible de l'éprouvette induit un temps de contact plus long avant glissement. L'effet de ces paramètres est étudié lors de nos essais.

2.1.2 Mise en place de l'essai de frottement statique

L'étirage plan est une des méthodes classiques de caractérisation du frottement tôle / outils. Traditionnellement, on impose une vitesse de glissement à la tôle qui glisse entre les outils plans. On caractérise ainsi en régime stationnaire le coefficient de frottement dynamique²⁰ de Coulomb.

Dans notre cas, nous tentons une détermination du coefficient de frottement statique sur ce dispositif. Nous présentons ci-après une méthode expérimentale originale.

2.1.2.1 Détermination par un essai en dynamique ?

A notre connaissance, il n'existe pas à ce jour de méthode expérimentale fiable et reproductible pour la détermination d'un coefficient de frottement statique dans le cas de l'emboutissage.

Traditionnellement, on tente une détermination du coefficient de frottement statique en relevant les premiers points de la courbe $\mu = f(t)$, résultat d'un essai à vitesse de glissement imposée. Cette méthode se révèle non reproductible. En effet, l'essai traditionnel impose une vitesse de glissement à la tôle. L'analyse du début du glissement (communément appelé « pic statique ») dépend de la fréquence d'acquisition mais aussi des paramètres du banc de frottement. En effet, la rigidité ou le rattrapage des jeux de l'appareillage peuvent ainsi se révéler des facteurs déterminants qui modifient sensiblement la mise en régime du frottement et donc la détermination du coefficient de frottement statique.

2.1.2.2 Modification apportée au banc de frottement

Pour pallier à ce type de problème, nous proposons donc une méthode de détermination plus directe de la cission de frottement limite pour laquelle le glissement apparaît. L'idée²¹ est de passer progressivement d'un régime de contact collant vers un glissement relatif des matériaux en contact. On s'affranchit ainsi des problèmes évoqués ci-avant. La figure 15 présente le résultat de l'acquisition pour un essai type de détermination du coefficient de frottement statique μ_s .

A force de serrage H constante, on impose une rampe de force d'étirage F . L'essai s'effectue donc à :

$$p = \frac{H}{S} = cst \quad \text{et} \quad \frac{d\tau}{dt} = \frac{1}{2S} \frac{dF}{dt} = cst$$

avec :

- H : force de serrage
- F : force d'étirage
- F_s : force d'étirage à la transition statique / dynamique
- S : surface de contact tôle / outil apparente
- p : pression de contact apparente
- τ : cission de frottement apparente

²⁰fonction notamment de la vitesse de glissement et de la pression de contact

²¹Le principe est développé dans la bibliographie [Gaylord et al.61][Benabdallah et al.89] pour d'autres problèmes .

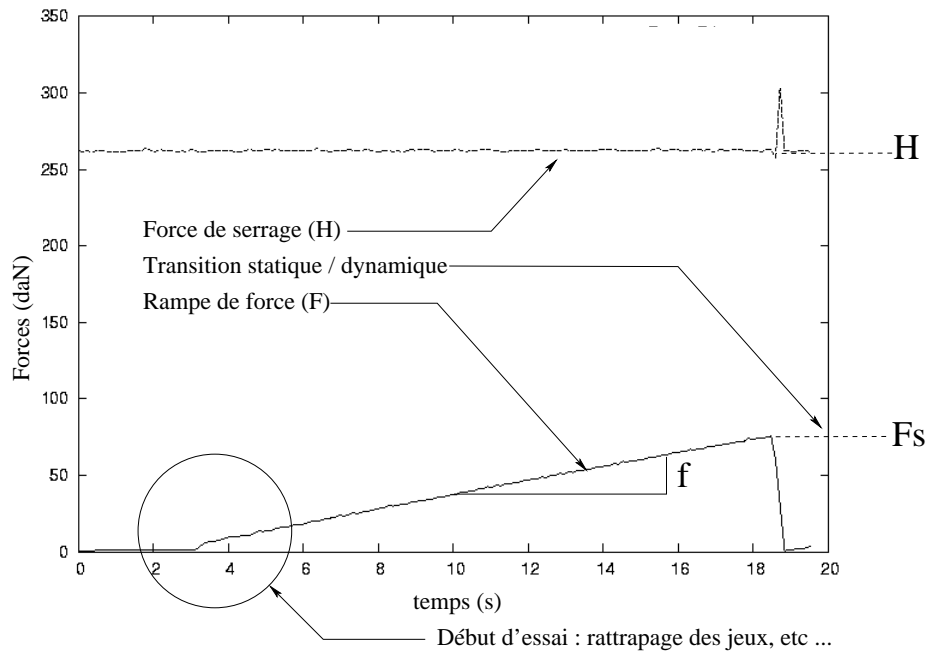


FIG. 15: Présentation d'une acquisition type
Cas de la détermination du coefficient de frottement statique

La force d'étirage croît linéairement jusqu'au démarrage du glissement. L'essai est alors stoppé pour 5 mm de déplacement relatif de l'éprouvette avec les outils (détectés par un capteur de déplacement).

Si on assimile le frottement tôle / outil à du frottement de Coulomb, on peut représenter cet essai par une trajectoire directe dans un diagramme pression / cission de frottement. La figure 16 en donne une représentation et permet une comparaison avec l'essai asservi en vitesse dont nous donnons aussi une représentation schématique.

Le contact reste collant (macroscopiquement) tant que la cission de frottement reste inférieure à la valeur du seuil de glissement. On retient la valeur maximale F_s atteinte par la force d'étirage avant le début du glissement pour le calcul de la cission de frottement τ_s et du coefficient de frottement statique μ_s avec :

$$\tau_s = \frac{F_s}{2S} \quad \text{et} \quad \mu_s = \frac{F_s}{2H}$$

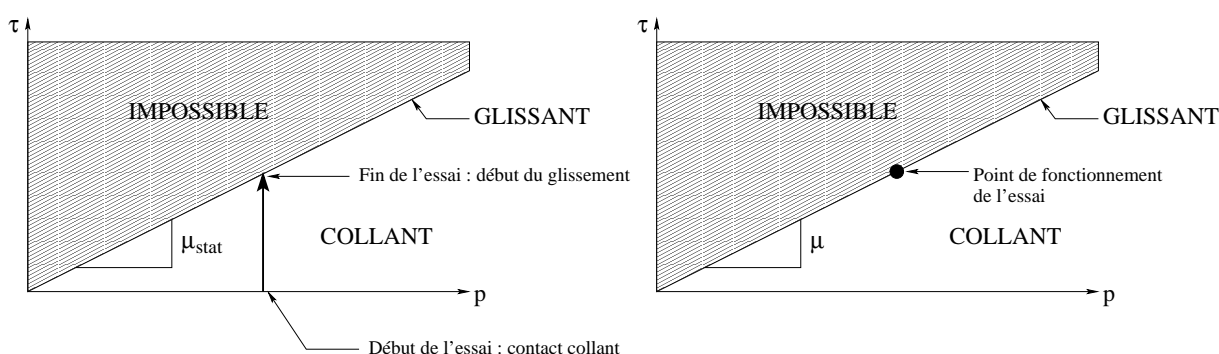


FIG. 16: Représentation dans un diagramme $\tau(p)$ des essais d'étiage plan Statique avec asservissement en force (à gauche) / Dynamique en vitesse (à droite)

2.1.3 Frottement dynamique : amélioration du dispositif existant

La mise en place d'un essai de biétiage plan est complexe. En revanche, son mode de dépouillement est très simple. En effet, les très nombreux paramètres matériaux (tôle, lubrifiant et outils) ainsi que ceux liés à la conception du banc influencent le déroulement de l'essai. L'objectif premier est donc de s'affranchir au mieux des difficultés d'identification du coefficient de frottement en dissociant les problèmes dus à l'appareillage de ceux liés au triplet tôle / outil / lubrifiant caractérisé.

Lors des premiers essais de caractérisation du frottement dynamique, il a été constaté de nombreux problèmes de vibration dans l'appareillage, ceci dès les faibles pressions de contact (de l'ordre de 2 MPa). L'utilisation de noix de serrage permet une meilleure transmission des forces et la mise en évidence du stick-slip à l'interface tôle / outils.

Il apparaît de plus que la rigidité du système d'étiage est de première importance quant à la réussite de l'essai. Notre objectif est donc :

- d'améliorer la transmission des efforts d'étiage en augmentant la rigidité globale du système,
- d'assurer un bon alignement ainsi que de bonnes conditions de contact des outils sur l'éprouvette (*i.e.* le plus plan possible).

Nous avons pour cela réalisé plusieurs modifications. La figure 17 les présente schématiquement.

2.1.3.1 Amélioration de la rigidité du système

Une analyse mécanique simple de l'essai d'étiage plan permet d'apporter certaines réponses quant aux modifications susceptibles d'améliorer le résultat de l'essai (*i.e.* de diminuer voire éliminer les vibrations du système). Cette analyse s'inspire d'un résultat de la bibliographie. Dans le cas d'un bloc solide soumis à une force normale W et tiré par un ressort de raideur K , le phénomène de « stick-slip » diminue avec l'augmentation du rapport K/W [Bureau et al.01].

Ramené à notre essai, on peut effectuer le calcul de ce rapport. Les déformations élastiques permettent d'écrire l'équilibre mécanique dans la section de l'éprouvette. On suppose le banc d'étiage infiniment rigide en comparaison de l'éprouvette. Soit dans la section de l'éprouvette :

$$\sigma = E\varepsilon$$

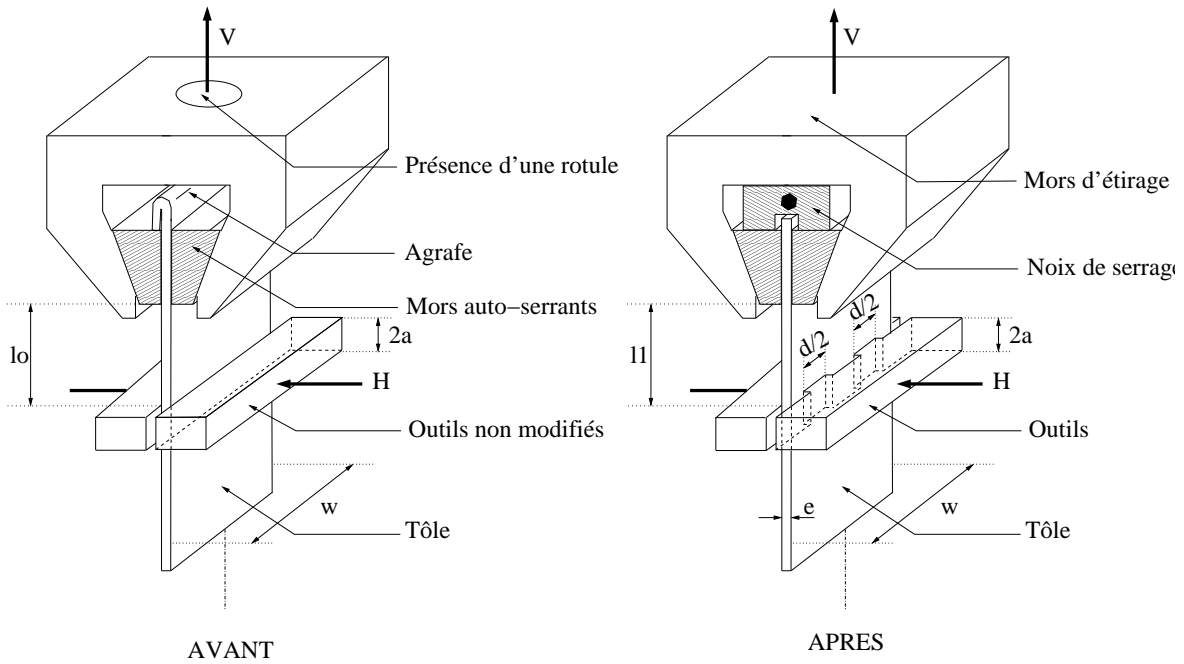


FIG. 17: Description des modifications apportées au dispositif d'étirage plan

Sachant que :

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0} \quad \text{et} \quad \sigma = \frac{F}{S_t} \quad \text{avec} \quad S_t = w.e$$

e et w sont respectivement l'épaisseur et la largeur de la tôle (Cf. Figure 17). On peut exprimer la raideur équivalente K en fonction des paramètres géométriques de l'essai et du module d'élasticité du matériau caractérisé :

$$K = \frac{F}{\Delta l} \quad \text{d'où} \quad K = \frac{ES_t}{l_0}$$

En exprimant la force normale H en fonction de la pression p et de la surface apparente de contact S_a , on obtient le rapport K/H :

$$\frac{K}{H} = \frac{E S_t}{l_0 p S_a} \quad \text{avec} \quad S_a = d.2a \quad (2.1)$$

On retrouve l'effet de l'augmentation de la pression de contact sur l'amplitude du phénomène de « stick-slip ». L'élasticité du matériau étudié n'est pas un paramètre ajustable. Il est cependant possible de jouer sur certains autres paramètres géométriques de l'équation 2.1 :

- la diminution de longueur de la partie en tension entre le mors et l'outillage de serrage (l_0). Une rallonge de 80 mm a été réalisée qui divise environ par deux cette distance,
- l'augmentation de l'épaisseur de la tôle (on joue sur S_t), par exemple en la doublant. On peut ainsi en théorie multiplier par deux le domaine de pressions de contact étudié. Si cette solution testée sur notre banc donne des résultats, elle n'en est néanmoins pas très satisfaisante. Une autre alternative a été retenue,

- l'augmentation du rapport $\frac{S_t}{S_a}$ (soit en jouant sur la largeur de contact d , soit sur la largeur de l'éprouvette w). On peut ainsi rigidifier considérablement le système. Dans notre cas cela revient par exemple à ne pas frotter sur toute la largeur de l'éprouvette²² en utilisant une pastille. Notons que cette solution est déjà utilisée par Sollac sur ses tribomètres. Ainsi, le rapport $\frac{S_t}{S_a}$ est multiplié par 2,5 dans notre cas.

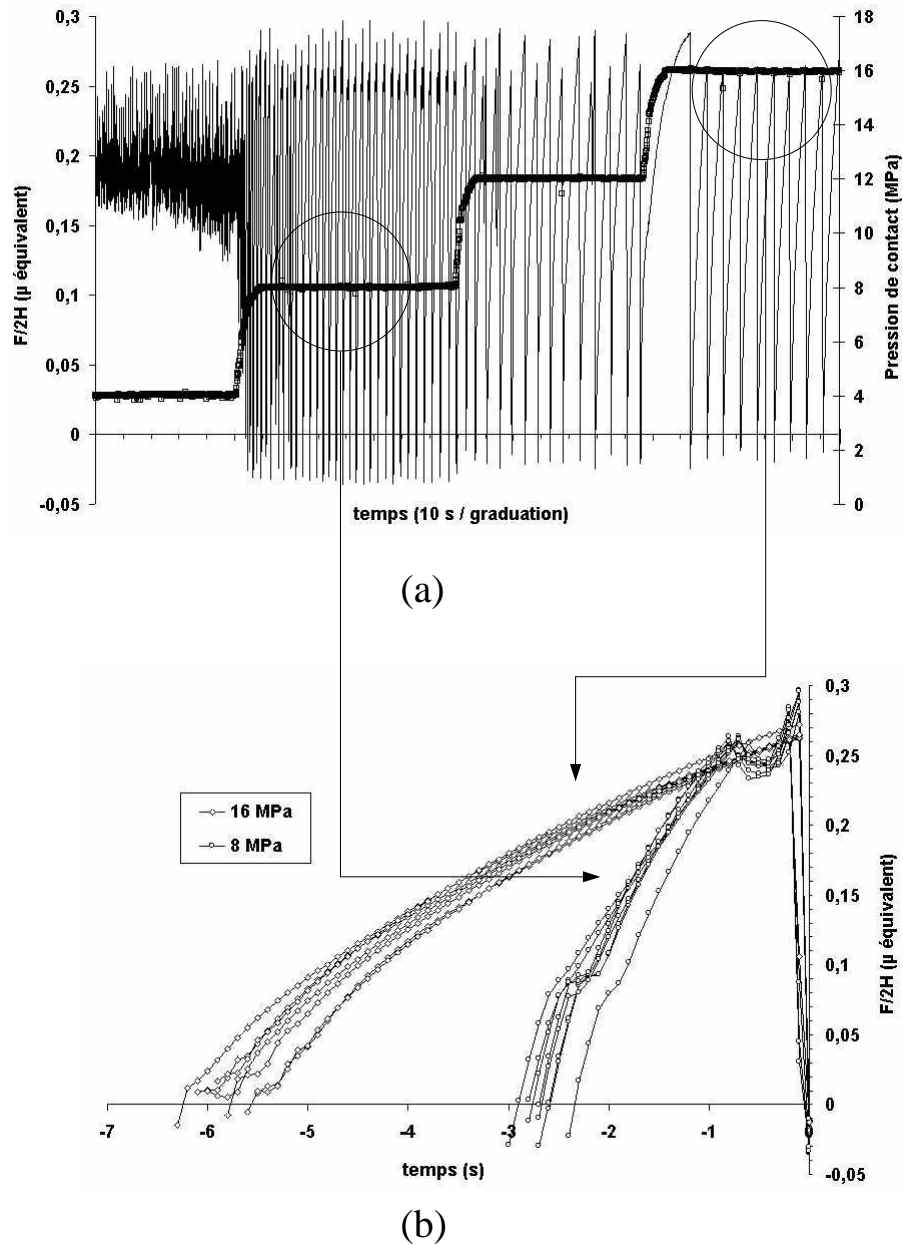


FIG. 18: Résultat d'acquisition présentant du stick-slip ($v=0,2$ mm/s)
 (a) Acquisition et (b) Superposition des périodes pour 8 et 16 MPa

²²comme c'était l'usage au CEMEF

La rigidité du système est globalement multipliée par 5 à l'aide de ces modifications très simples. L'utilisation d'une double tôle peut permettre d'atteindre un facteur 10 sur les rigidités relatives.

En outre, pour une transmission la plus directe possible des forces, on utilise un système de noix de serrage pour la fixation de l'éprouvette sur le mors d'étirage (on supprime ainsi le recours à l'agrafe). La rotule disposée entre le mors et la tige d'étirage est supprimée et remplacée par une pièce fixe.

La figure 18 présente un résultat d'acquisition présentant du stick-slip pour toute l'échelle de pression (4 à 16 MPa). Notons cependant que notre objectif est d'éliminer au maximum ces effets qui tendent à augmenter avec une diminution de la vitesse d'étirage (ici de l'ordre de 0,2 mm/s). La figure de gauche met cependant plusieurs points en évidence.

D'une part, les résultats sont très reproductibles à pression de contact donnée (pas de phénomènes de vibrations incontrôlés). De plus, le niveau maximal de frottement pour lequel il y a glissement incontrôlé de l'éprouvette varie peu en fonction de la pression de contact. On retrouve ainsi un niveau de frottement statique comparable à celui observé lors des essais dédiés : de l'ordre de 0,26 pour cette tôle galvanisée standard aspect X. D'autre part, les efforts statiques transmis dans la section pendant le chargement élastique de l'éprouvette entraînent un relâchement plus marqué quand la pression augmente (visible entre 4 et 8 MPa).

Cette régularité est observée sur la figure de droite où les périodes de stick-slip sont superposées pour deux pressions (8 et 16 MPa). Si le niveau de frottement statique reste globalement constant, la période est divisée par deux entre 16 et 8 MPa (constatation triviale qui découle de l'analyse mécanique du problème exposée ci-avant).

2.1.3.2 Amélioration des conditions de contact outils / éprouvette

Le fait de réduire la largeur d de contact augmente les problèmes d'alignement de l'éprouvette par rapport aux outils. Les efforts engendrés étant plus faibles, on diminue cependant la déflexion des outils d'étirage (*i.e.* la divergence des outils lors de l'application de la force de traction). Nous avons donc utilisé deux zones de contact de part et d'autre de l'axe vertical libre en rotation afin de faciliter la mise en contact plan entre l'outillage et l'éprouvette.

Ces modifications nous permettent ainsi d'effectuer des essais en dynamiques pour des pressions de contact allant jusqu'à 15 MPa. Notons que les valeurs moyennes relevées sont comparables à celles obtenues dans la configuration d'essai initiale.

2.2 Procédure expérimentale

2.2.1 Découpe des éprouvettes

Les éprouvettes sont découpées à la cisaille dans des flans rectangulaires pré lubrifiés livrés par PSA Peugeot Citroën. La longueur de l'éprouvette est orientée selon la direction de laminage. Elle est imposée par la géométrie du bâti, i.e. 400 mm. La longueur de glissement résultante est ainsi de 200 mm. Après découpe, les éprouvettes sont ébavurées à la lime et serties à leur extrémité pour favoriser la tenue dans les mors de serrage. Le parallélisme du serti doit être contrôlé afin de ne pas induire de rotation parasite de l'éprouvette (voir figure 17).

La longueur apparente de contact est de $2a=13$ mm dans la direction du glissement (la surface dépend de la largeur de l'éprouvette). La largeur des éprouvettes w est ajustée en fonction de la valeur de pression visée (voir paragraphe 2.3) et varie entre 15 et 50 mm pour des pressions de contact apparentes variant de 1 MPa à 30 MPa.

2.2.2 Conditions de lubrification

Comme nous l'avons évoqué au premier chapitre, on se situe généralement dans le régime de lubrification mixte dans le procédé d'emboutissage. Le grammage de l'huile est typiquement compris entre 1 g/m^2 et 2 g/m^2 , ce qui correspond à des épaisseurs moyennes de film lubrifiant de 1 à $2 \text{ }\mu\text{m}$, valeurs insuffisantes pour remplir complètement les creux de rugosité de la tôle. Dans ce cas de lubrification mixte, la maîtrise des conditions de lubrification est essentielle pour obtenir une bonne reproductibilité des essais de frottement.

Les tôles sont pré lubrifiées chez le sidérurgiste avec un grammage moyen de l'ordre de $2 \text{ g/m}^2/\text{face}$. Compte tenu de la préparation et des conditions de stockage des flans découpés, nous avons choisi de re-lubrifier les éprouvettes avant les essais de frottement. Ceci implique un nettoyage par dégraissage à l'hexane avant application de l'huile. Le lubrifiant est l'huile standard Quaker « Ferrocoat N 6130 », conçue pour tôles nues ou revêtues. Sa viscosité est de 47,3 Cst à température ambiante, soit une viscosité dynamique de 0,0425 Pa.s (Cf. fiche technique du lubrifiant en annexe D).

2.2.3 Préparation des outils

Les essais sont réalisés avec deux matériaux d'outil : un acier haut carbone X160CrMoV12 ainsi qu'une fonte à graphite lamellaire FGL240T7. La préparation des outils de frottement est réalisée par rectification perpendiculairement à la direction de glissement. Un polissage et un arasage des rayons d'entrée et de sortie du contact sont effectués après la rectification (papier de grade 1200), ceci pour atteindre une rugosité moyenne $Ra = 0,07 \text{ }\mu\text{m}$. Cette rugosité est contrôlée régulièrement à chaque démontage des outils (toutes les 1 à 2 éprouvettes en moyenne). Le polissage et le nettoyage des outils à l'hexane sont effectués à chaque essai afin d'enlever la pollution présente sur les outils (transfert de zinc, débris d'outils...).

Le parallélisme des outils est contrôlé au début de chaque essai par papier pression FUJI (3 grades différents et cohérents couvrant la gamme des pressions apparentes de contact imposées). La rotation des outils est bloquée pendant les essais (Cf. figure 14).

Dans le cas de l'essai de frottement statique, compte tenu de la très faible longueur de glissement, six essais peuvent être effectués avec la même éprouvette en décalant progressivement la zone de contact. Deux stratégies d'essai sont alors possibles. La première consiste à reproduire plusieurs fois l'expérience avec les mêmes paramètres de pression et de rampe de montée de la force normale : on évalue ainsi la reproductibilité de la mesure. La seconde consiste à sévérer progressivement les conditions de contact en augmentant la pression apparente de contact : évaluation de l'influence de ce paramètre avec une bonne maîtrise des paramètres d'essai.

2.3 Conditions expérimentales

Nous présentons ci-après les différentes variables étudiées lors de nos essais ainsi que leurs gammes respectives de variation. Cette gamme est dans la mesure du possible représentative du procédé d'emboutissage étudié, notamment en ce qui concerne les vitesses de glissement et les pressions moyennes de contact. Dans un second temps, nous discutons brièvement de l'influence de certains paramètres opératoires potentiellement influents.

2.3.1 En statique

Compte tenu de la relative nouveauté des essais de caractérisation en statique du coefficient de frottement pour l'emboutissage, nous avons souhaité évaluer un panel élargi de variables expérimentales. Le tableau 2.1 ci-après en présente la synthèse.

Pression de contact apparente	de 1 à 30 MPa
Nature de la tôle	XES (tôle nue d'aspect X) XSG (tôle galvanisé au trempé d'aspect X) Electrozinguée préphosphatée Extragal (galvanisé standard) Galvalia (alliage Fe–Zn)
Nature des outils	X160CrMoV12 FGL240T7
Rugosité des outils	Brut de rectification ($R_a \sim 0,1 \mu\text{m}$) Polissage après rectification ($R_a \sim 0,07 \mu\text{m}$)
Volume de lubrifiant	Frottement sec sans lubrifiant puis de $1\text{g/m}^2/\text{face}$ à $2\text{g/m}^2/\text{face}$

TAB. 2.1: Essais de caractérisation du frottement en statique
Synthèse des conditions expérimentales

2.3.2 En dynamique

Les essais en dynamique sont présentés pour une tôle nue XES. C'est ce matériau qui sera utilisé dans la suite du document afin d'alimenter les modélisations ainsi que les calculs éléments finis de mise en forme par emboutissage. Le tableau 2.2 ci-après en présente la synthèse.

Pression de contact apparente	de 1 à 30 MPa
Vitesses d'étirage	0,7 mm/s ; 7 mm/s ; 60 mm/s
Nature de la tôle	XES (tôle nue d'aspect X)
Nature des outils	X160CrMoV12
Rugosité des outils	Polissage après rectification
Volume de lubrifiant	1,5 g/m ² /face

TAB. 2.2: Essais de caractérisation du frottement en dynamique
Synthèse des conditions expérimentales

2.3.3 Influence des paramètres opératoires

2.3.3.1 Maîtrise du volume de lubrifiant

La figure 19 présente l'évolution de la quantité de lubrifiant pour quatre phases successives de la préparation des éprouvettes. Le grammage cible recherché est dans ce cas 1,5 g/m²/face.

L'échantillon d'essai observé ici possède la même surface que la zone lubrifiée des éprouvettes de frottement. L'ajustement de cette surface permettrait si nécessaire l'obtention directe du grammage moyen adéquat. Les moyennes et écarts types sont représentés sur 20 essais, avec de gauche à droite le grammage :

- équivalent après dépose de trois gouttes de lubrifiant à la pipette,
- après étalement au doigt sur la surface de l'échantillon (perte de environ 15%),
- après un essuyage au papier absorbant,
- après deux essuyages au papier absorbant.

Nous avons donc réalisé les essais avec un essuyage unique au papier absorbant afin d'obtenir le grammage moyen cible de 1,5 g/m²/face. A noter que l'essuyage permet d'homogénéiser la répartition de lubrifiant sur l'échantillon.

2.3.3.2 Influence du temps de maintien en statique

Le temps de maintien de la force normale avant le démarrage de l'essai peut modifier la quantité de lubrifiant sous les outils et de ce fait influencer les résultats. Le résultat suivant permet de s'affranchir de ce paramètre.

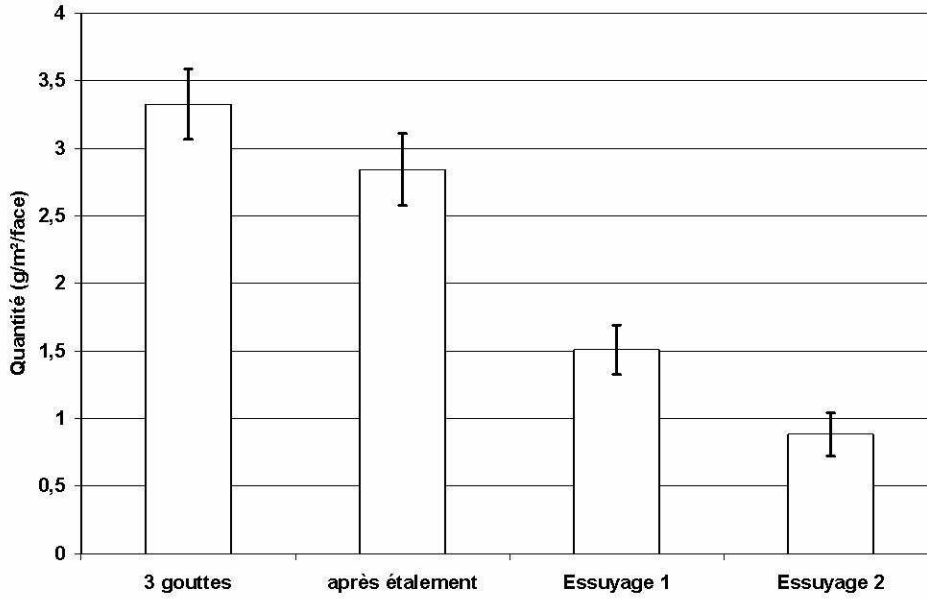


FIG. 19: Quantité de lubrifiant (moyenne et écart type) pour chaque phase de préparation des éprouvettes de frottement

L'écrasement du film lubrifiant se fait sous une force normale constante. Ce cas est très similaire à celui du calcul d'un « squeeze film » dans le cas du forgeage. On suppose que les deux outils d'étirages plans sont infiniment larges par rapport à leur longueur ($w \gg 2a$), i.e. le lubrifiant s'écoule dans le sens de l'étirage de la tôle lors de l'application de la force normale. L'équation de Reynolds d'écoulement plan non stationnaire d'un film mince newtonien, de viscosité dynamique η entre parois lisses s'écrit :

$$\frac{d}{dx} \left[- (V_{x,1} + V_{x,2}) \frac{h}{2} + \frac{h^3}{12\eta} \frac{dp}{dx} \right] = \frac{dh}{dt}$$

Avec :

- $p(x)$ la pression suivant x dans le film de lubrifiant
- h la hauteur instantanée de lubrifiant

On suppose que les deux films sont écrasés symétriquement. Dans ce cas, il n'y a pas de vitesse des outils suivant x donc $Vx_i = 0$ (les outils sont rigides). On tient compte de la symétrie du contact ($dp/dx = 0$ en $x = 0$ au centre des outils). On intègre deux fois suivant x dans le but d'introduire les deux conditions aux limites (sur la pression (nulle en $x = a$) et sur sa dérivée en $x = 0$). On obtient :

$$p(x) = \frac{dh}{dt} \left(\frac{x^2 - a^2}{h^3} \right) 6\eta$$

De plus on connaît la force normale H appliquée sur l'outil :

$$H = 2w \int_0^a p(x) dx$$

On obtient donc l'expression de la force en fonction de la hauteur de lubrifiant, des caractéristiques géométriques du contact tôle / outil et du lubrifiant :

$$H = \frac{-8\eta a^3 w}{h^3} \frac{dh}{dt}$$

Une dernière intégration temporelle donne la variation de la hauteur de lubrifiant en fonction du temps (h_0 la hauteur de lubrifiant initiale sur la tôle):

$$h = \sqrt{\frac{1}{\frac{Ht}{4\eta w a^3} + \frac{1}{h_0^2}}}$$

Ou encore avec la pression moyenne $\langle P \rangle$:

$$h = \sqrt{\frac{1}{\frac{\langle P \rangle t}{2\eta a^2} + \frac{1}{h_0^2}}}$$

Le graphique 20 présente trois cas d'application pour la géométrie d'essai :

- le cas général du lubrifiant Quaker avec les données connues à température ambiante,
- un cas très défavorable (forte viscosité ($0,1 Pa.s$), fort grammage de la tôle ($3 g/m^2$), faible pression de serrage moyenne ($1 MPa$)),
- un cas favorable (faible viscosité ($0,001 Pa.s$), faible grammage de la tôle ($1 g/m^2$), forte pression de serrage moyenne ($30 MPa$)).

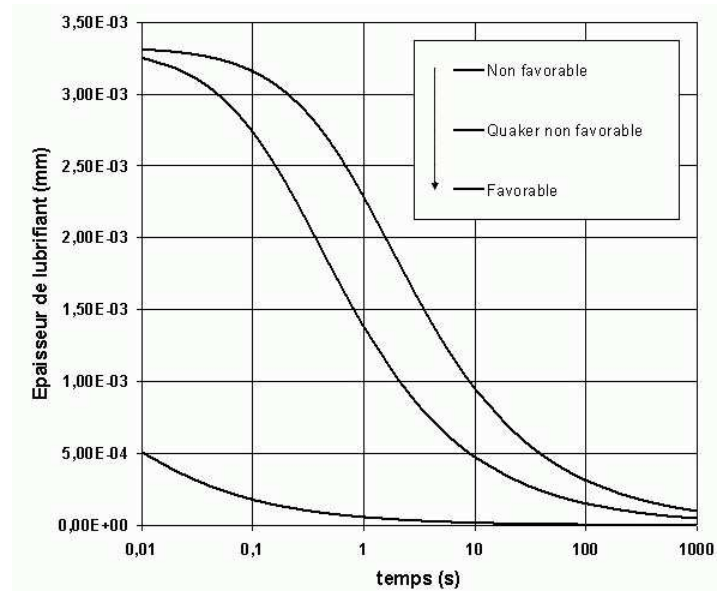


FIG. 20: Evolution de la hauteur de lubrifiant entre mors plans en fonction du temps sous effort normal constant

Il apparaît très nettement sur ce graphique que après 100 s, le lubrifiant s'est écoulé presque totalement hors de l'emprise. Notons que dans ces trois cas, on suppose les outils lisses et une répartition uniforme de lubrifiant. En réalité, l'écoulement du lubrifiant se fait principalement

sur les plateaux de la rugosité où la pression réelle de contact est plus élevée. Ceci favorise donc l'expulsion de l'excès de lubrifiant lors de l'expérience. Comme les épaisseurs de lubrifiant inférieures au μm évoluent peu après une minute d'application de la pression, on peut penser que le régime du type poches-plateaux qui s'instaure sera peu sensible à la durée d'application de la force normale et supposer être dans une configuration relativement stable pour notre essai de frottement statique. Les variations de hauteur de lubrifiant sont alors faibles comparées à la hauteur initiale.

2.3.3.3 Influence de la largeur d'éprouvette

La figure 21 présente les résultats d'essai pour deux pressions apparentes de contact (1 et 8 MPa) et quatre largeurs d'éprouvettes ($w = 15\text{ mm}$ à 50 mm). Cette représentation montre que le frottement à la transition statique/dynamique est peu sensible à la largeur²³.

La force d'étirage à la transition statique / dynamique est à peu près proportionnelle à la largeur d'éprouvette (pour une même pression apparente de contact) : l'ordonnée à l'origine de la droite de régression représente moins de 10% de la valeur minimale de force mesurée, le coefficient de corrélation est proche de 1. Nous considérons donc ce paramètre comme non influent sur le résultat de nos essais de frottement.

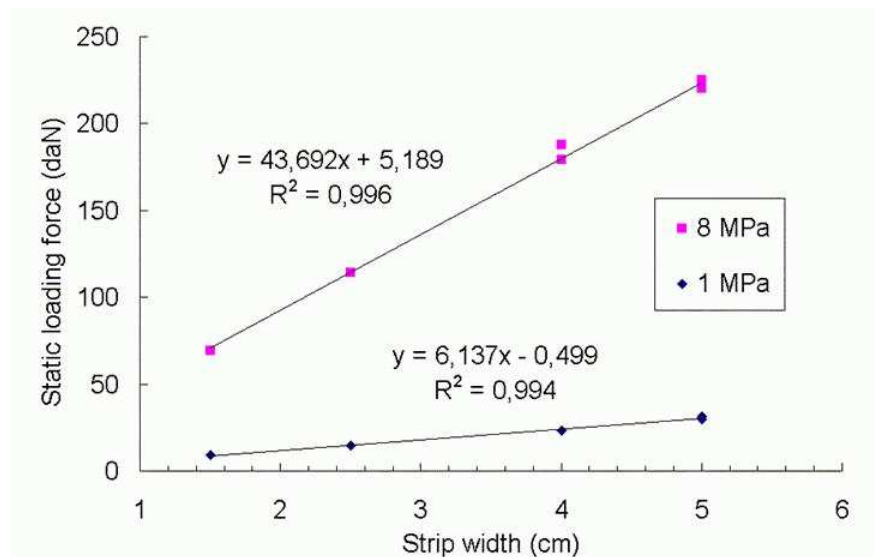


FIG. 21: Indépendance du frottement statique vis à vis de la largeur de l'éprouvette d'essai

2.3.3.4 Maîtrise du contact tôle / outils

Lors d'un essai d'étirage plan, il convient de maîtriser les conditions de contact entre la tôle et les outils. Pour ce faire, l'alignement, le parallélisme ainsi que le centrage des outils (entre eux et par rapport à l'échantillon) sont des conditions indispensables à respecter. L'effet de l'alignement peut en effet être d'ordre un sur le résultat de l'essai. Dans le cas des essais en statique, l'extrémité d'un capteur de déplacement est fixée sur l'éprouvette. Il permet l'arrêt de l'application de la rampe d'effort et le blocage du vérin en déplacement après quelques millimètres de

²³ dans la gamme de largeurs d'éprouvettes utilisée

glissement relatif tôle / outils. La faible longueur de glissement permet un contrôle « a posteriori » de l'homogénéité du contact.

La figure 22 présente trois résultats différents issus d'essais de frottement que nous avons réalisés durant la campagne d'essais statiques. L'aspect visuel de l'arasement des rugosités (zone sombre redélimitée) met en évidence les conditions de contact effectives. Il traduit un contact non homogène pour les deux configurations de gauche.

A gauche, l'arasement plus important des côtés de l'échantillon traduit un problème de flexion des outils sous la force normale. Au centre, l'arasement révèle un pivotement des outils : la zone de rayon d'entrée « A » est seule à être en contact avec l'échantillon. Dans les deux cas, la non homogénéité du contact implique une non maîtrise de la pression apparente de contact. Ces deux essais sont donc rejetés.

Dans le troisième cas (à droite), l'arasement est homogène. C'est une condition d'acceptation a posteriori des résultats des essais que nous avons réalisés en configuration « frottement statique ». La condition a priori est le respect de l'homogénéité de l'application de pression, condition contrôlée par papier pression avant l'essai.

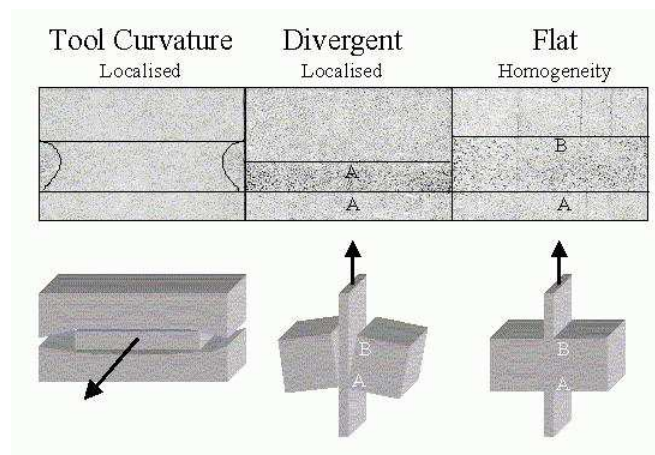


FIG. 22: Influence du contact tôle / outils sur la maîtrise des conditions de contact

2.3.3.5 Influence de la vitesse de chargement en statique

Tous les essais de frottement statique présentés dans ce document sont effectués avec une vitesse de chargement constante : i.e. 4 daN/s.

L'application d'une force progressive, quelle que soit la pression apparente de contact imposée, évite :

- un chargement trop brusque de l'éprouvette avant mise en tension du système et sans rattrapage effectif des jeux,
- un augmentation de l'incertitude de mesure liée à la fréquence d'acquisition constante de l'appareillage de mesure. L'erreur induite augmente très légèrement²⁴ quand la pression de

²⁴car partiellement compensée par la diminution de largeur de l'échantillon

contact apparente diminue. Elle reste cependant très négligeable.

Une vitesse de chargement de 24 daN/s a aussi été testée et ne permet pas la mise en évidence d'une dépendance du résultat à ce paramètre. La maîtrise de la vitesse de chargement est un facteur déterminant sur la reproductibilité des résultats et positionne avantageusement cette méthode de mesure comparativement à l'identification du pic statique par un essai en vitesse.

Nous présentons dans la suite de ce chapitre les résultats issus de nos caractérisations.

2.4 Résultats en statique

Dans la première partie de ce chapitre, nous avons présenté la mise en place d'une méthode de mesure du frottement à la transition statique / dynamique ainsi qu'un certain nombre d'optimisations apportées au banc de frottement du Centre de Mise en Forme des Matériaux. Nous discutons ci-après les principaux résultats issus de cette méthode d'essai et les comparons avec les résultats de caractérisation en dynamique du frottement.

2.4.1 Influence de la nature des outils

La figure 23 présente l'influence de la nature des matériaux d'outils sur la valeur du frottement statique pour un acier fortement allié (X160CrMoV12) et une fonte à graphite lamellaire (FGL240T7). Ces deux matériaux sont classiquement utilisés pour la fabrication des outils d'emboutissage dans l'industrie automobile.

Les résultats sont présentés pour un acier doux revêtu de type XSG et une lubrification moyenne de $1,5 \text{ g/m}^2/\text{face}$. Les outils sont polis après rectification. Pour chaque configuration, les valeurs représentées sont une valeur moyenne calculée sur la base de 2 à 3 essais réussis.

On observe une décroissance légère du coefficient de frottement statique quand la pression de contact apparente augmente (de 1 MPa à 30 MPa), et ceci quelle que soit la nature des matériaux d'outils. Cette variation est comparable à celle observable dans le cas d'essais en dynamique. La nature des matériaux d'outillage n'induit pas de différence marquée sur le résultat pour cette configuration d'essai. Cela reste à confirmer dans le cas d'autres triplets tôle / lubrifiant / outils.

Le coefficient de frottement statique varie ainsi entre 0,22 et 0,19 sur la gamme de pressions de contact étudiée, soit des valeurs significativement plus élevées que les valeurs de frottement dynamiques usuelles : 0,13 à 0,15 typiquement.

2.4.2 Influence du mode de lubrification

2.4.2.1 Cas non lubrifié

La figure 24 présente l'influence du mode de lubrification de la tôle sur la valeur du coefficient de frottement statique pour des aciers à outils fortement alliés de type X160CrMoV12 et une tôle de type XSG. Dans le cas du frottement « sec » non lubrifié, les niveaux de frottement sont très élevés. Ces résultats de caractérisation sont difficiles, voire impossibles à obtenir lors d'un essai en dynamique. Ils soulignent le potentiel lié à cet essai.

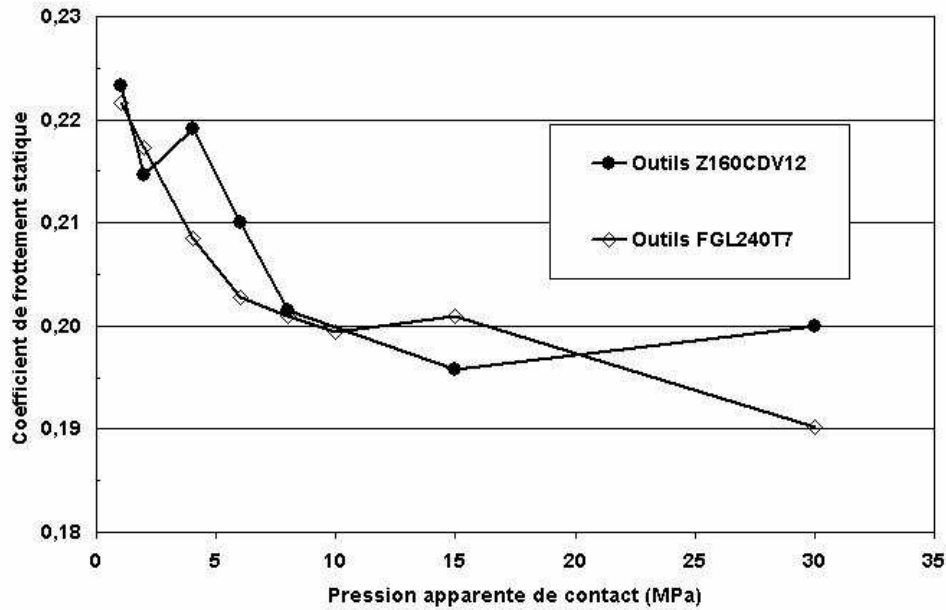


FIG. 23: Variation du coefficient de frottement statique en fonction de la pression de contact apparente (tôle XSG)

Afin d'apprécier dans quelle mesure l'essai est réellement un essai de transition statique/dynamique et non un essai de traction avec déformation plastique de la tôle, nous avons représenté la limite d'élasticité du matériau sur ce graphique sous la forme d'un coefficient de frottement. Il est calculé comme suit en fonction de la pression, de la géométrie d'essai et de la rhéologie du matériau :

$$\mu_{plast} = \frac{e}{4a} Re \frac{1}{P}$$

Où :

- e est l'épaisseur de l'éprouvette
- $2a$ est la longueur du contact tôle outil dans la direction de glissement
- Re est la limite d'élasticité (environ 145 MPa pour XES)
- P est la pression de contact apparente

Cette représentation permet d'identifier la compétition entre frottement et plasticité de l'éprouvette. La validité des résultats est conditionnée par une non plastification macroscopique de l'échantillon. En d'autres termes, si $\mu < \mu_{plast}$, le déplacement du vérin d'étirage correspond au mouvement relatif tôle / outils et non à de la déformation de l'éprouvette en traction uni-axiale. Si le coefficient de frottement statique est indépendant de la géométrie du contact, ce n'est pas le cas pour le coefficient de frottement équivalent μ_{plast} . Comme la pression apparente de contact est indépendante de l'épaisseur de l'échantillon, augmenter le nombre de tôles permet de durcir artificiellement le système. Dans le cas des essais réalisés à 30 MPa , l'épaisseur de l'éprouvette est doublée ($\mu_{plast} = 0,3$ au lieu de $0,15$), ce qui permet de s'affranchir des phénomènes de plasticité dans les cas standards lubrifiés lors de la caractérisation du frottement statique.

Dans le cas du frottement sec, la configuration d'essai induit une plastification macroscopique de

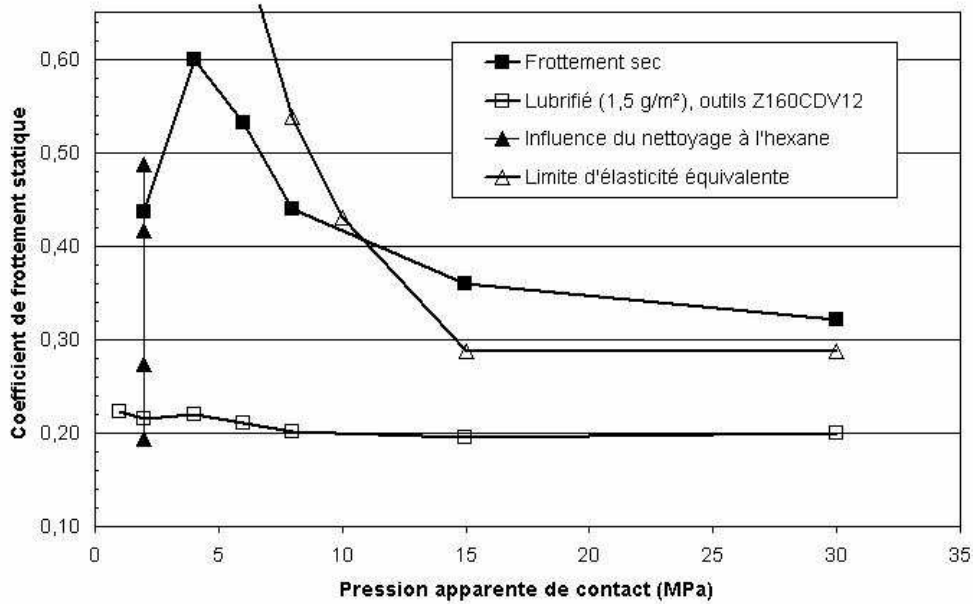


FIG. 24: Influence de la lubrification sur la valeur du coefficient de frottement statique (pour différentes pressions apparentes de contact)

l'éprouvette pour des pressions apparentes de contact supérieures à 10 MPa. La validité de la mesure du coefficient de frottement statique à sec est donc sujette à caution pour ces pressions. Pour cette configuration, la valeur moyenne du coefficient de frottement statique est de l'ordre de 0,5. Si cet essai est un peu en marge de nos préoccupations directes relatives à la modélisation d'un contact lubrifié pour la mise en forme, il présente cependant l'intérêt majeur de permettre la caractérisation du frottement dans des conditions pénalisantes d'états de surfaces. Sur notre montage expérimental, cela est très difficile voire impossible dans le cas d'un essai dynamique du fait du broutement, des vibrations du système, ...

Les résultats montrent de plus qu'une lubrification, même faible, a une influence majeure sur la valeur du coefficient de frottement statique. Pour une pression de 2 MPa, nous avons déterminé l'influence de nettoyages successifs à l'hexane (de 1 à 4 nettoyages sur une éprouvette préalablement re-lubrifiée). La valeur du frottement augmente progressivement pour atteindre celle mesurée dans des conditions non lubrifiées. Le nettoyage qui diminue la quantité d'huile présente sur la tôle a donc une forte influence sur la valeur du coefficient de frottement statique qui varie de 0,2 à 0,5 pour une pression de 2 MPa. Ce résultat souligne le fait que le lubrifiant a un effet déterminant sur le coefficient de frottement statique, particulièrement dans ce cas de lubrification limite.

2.4.2.2 Influence du volume de lubrifiant

La figure 25 illustre l'influence du volume de lubrifiant sur le résultat d'une caractérisation en statique du frottement. Le grammage utilisé est typique de celui utilisé dans l'industrie automobile : *i.e.* 1 g/m² et 2 g/m². Les résultats sont présentés pour deux natures de revêtements (de types « extragal » et « galvalia », respectivement un galvanisé standard et un alliage Fer Zinc) et pour une échelle de pression apparente de contact variant de 1 à 15 MPa. Les outils

plans sont fortement alliés de type X160CrMoV12 et polis.

On observe globalement une légère croissante du coefficient de frottement quand le grammage diminue, Ces résultats sont globalement en bonne adéquation avec ceux présentés au paragraphe précédent. Ils tendent à montrer que :

- Le frottement statique augmente significativement quand le grammage tombe en dessous de 1 g/m^2 . En revanche, entre 1 et 2 g/m^2 , l'influence du grammage de la tôle sur la valeur du coefficient de frottement statique reste modérée.
- La nature de revêtement des matériaux est un paramètre très influent sur la valeur de frottement statique en lubrification mixte.

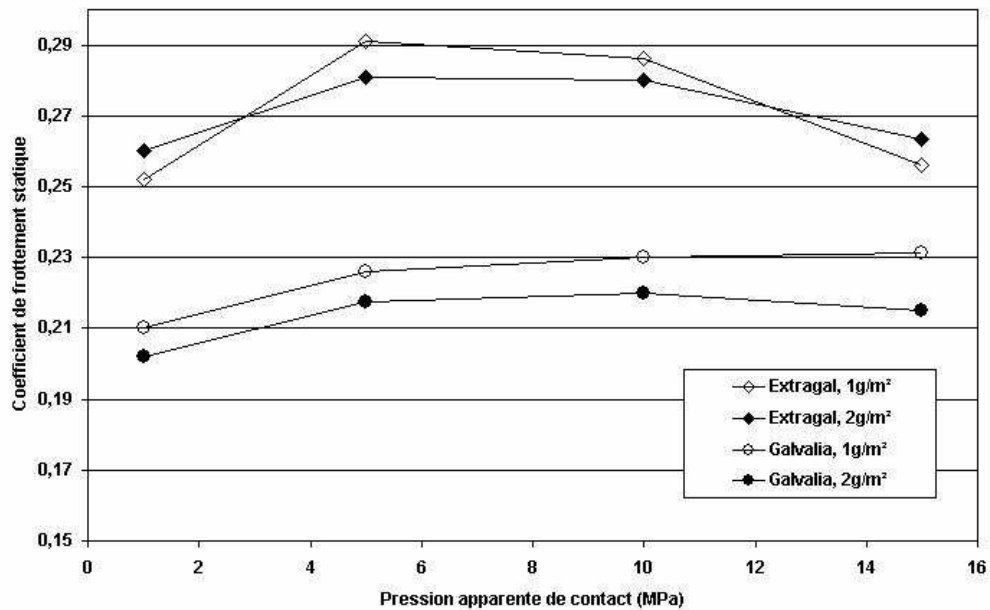


FIG. 25: Influence du grammage de la tôle sur la valeur du coefficient de frottement statique pour différentes pressions de contact apparentes et deux revêtements

2.4.3 Influence de la nature des matériaux

La figure 26 présente l'ensemble des résultats de caractérisation en ce qui concerne les différentes natures de matériaux de surface. Le grammage moyen est de $1,5 \text{ g/m}^2$, les outils sont fortement alliés de type X160CrMoV12 et polis.

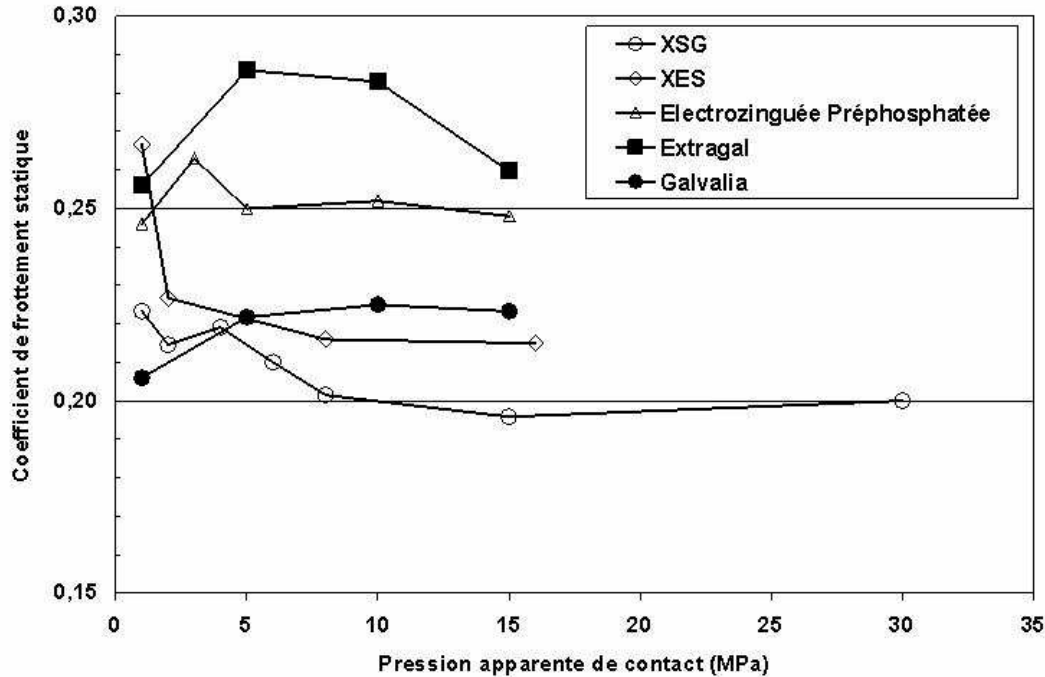


FIG. 26: Comparaison des frottements statiques pour une tôle nue et quatre revêtements de tôle (grammage de lubrifiant : $1,5 \text{ g/m}^2$)

On constate que le frottement statique est très sensible à la nature du matériau de surface ; si les valeurs aux faibles pressions semblent se grouper autour de 0,22 et 0,25, les valeurs à forte pression de contact semblent caractéristiques de chaque matériau. On observe en effet deux comportements en ce qui concerne la sensibilité à la pression de contact :

- une décroissance, puis une stabilisation quand p augmente pour la tôle galvanisée de type XSG (film de Zn) et la tôle nue,
- une croissance, puis une stabilisation pour les autres revêtements : galvanisation de type extragal, couche de phosphatation sur galvanisation, alliage Zn-Fe type Galvalia.

Ces résultats peuvent avoir pour origine la réactivité chimique du matériau de surface qui dépend de sa composition chimique : ainsi on sait que les couches de galvanisation contiennent une teneur en surface plus ou moins grande d'aluminium et que leur frottement limite augmente avec cette teneur en aluminium (Cf. De Castro [De castro03]). Mais il n'est pas exclu qu'une partie de ces différences de frottement statique ait également pour origine les différences de rugosité superficielle.

2.4.4 Influence de l'état de surface des outils

La figure 27 présente l'influence de la rugosité d'outil sur la valeur du coefficient de frottement statique. Le grammage moyen est de $1,5 \text{ g/m}^2$, les outils sont fortement alliés de type X160CrMoV12 (avec et sans polissage).

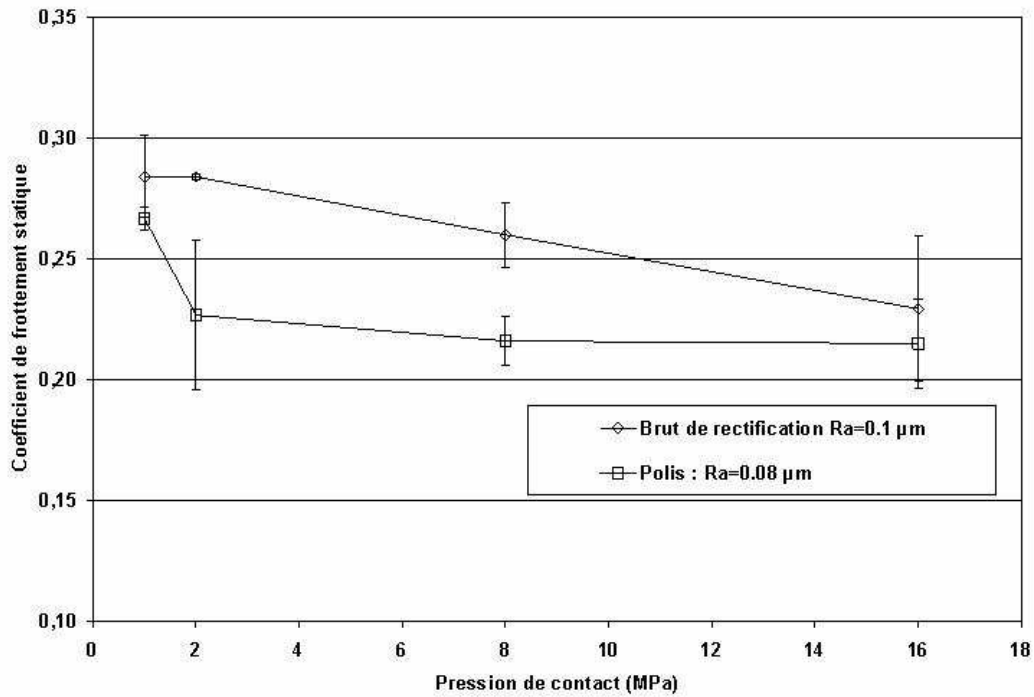


FIG. 27: Influence de la rugosité moyenne des outils sur la valeur du coefficient de frottement statique (matériau tôle nue XES)

Les principales conclusions sont les suivantes :

- Le frottement statique diminue avec la rugosité des outils, mais cette décroissance est assez limitée. Même pour des outils polis, il reste significativement plus élevé que le frottement dynamique.
- D'autre part, la diminution de rugosité des outils ne modifie pas l'effet de la pression de contact dont l'augmentation tend toujours à faire décroître le frottement statique.

2.5 Confrontation aux résultats dynamiques

Comme il l'a été détaillé au paragraphe 2.1.1.4, cet appareillage permet la caractérisation du frottement tôle/outil à la fois dans les cas statiques et dynamiques. Les résultats relatifs à ces deux modes de sollicitations sont présentés ci-après dans le cas d'une tôle XES et pour des outils en acier X160CrMoV12. La figure 28 présente l'évolution des frottements statiques et dynamiques (pour trois vitesses de glissement) en fonction de la pression de contact apparente.

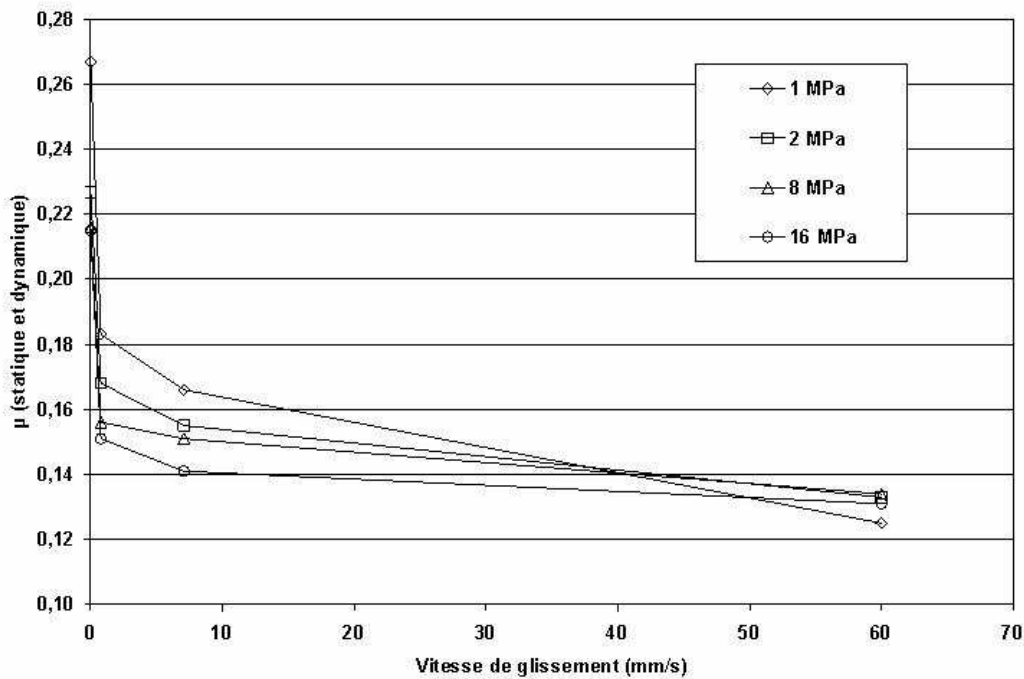


FIG. 28: Evolution du frottement statique et dynamique avec la pression de contact (matériau tôle nue XES, outils X160CrMoV12)

On observe une différence très nette entre les résultats de caractérisation statique et dynamique. Le coefficient moyen de frottement dynamique décroît légèrement avec la vitesse et la pression apparente de contact. Sa valeur moyenne est de l'ordre de 0,15, en bon accord avec les résultats de Devine [1] et très nettement inférieure à la valeur statique de l'ordre de 0,22. Ces résultats montrent la différence importante de niveau de frottement entre les cas statiques et dynamiques, de l'ordre de 0,06 sur toute la plage de pression et quelle que soit la vitesse testée. Pendant nos travaux, la vitesse d'étirage minimale est de 0,7 mm/s. On constate que le frottement dynamique à cette vitesse reste nettement plus faible que le frottement statique. Il importerait de mesurer le frottement dynamique pour de très faibles vitesses de glissement afin d'étudier plus en détail la transition entre les résultats en statique et dynamique. En effet, dans la plupart de nos modélisations du frottement à la base de nos calculs de simulation de l'emboutissage, nous faisons l'hypothèse de continuité entre les résultats de caractérisation en statique et en dynamique. Le frottement dynamique tend vers sa valeur statique quand la vitesse de glissement tend vers zéro (Figure 29). Cette hypothèse aurait besoin d'une validation expérimentale.

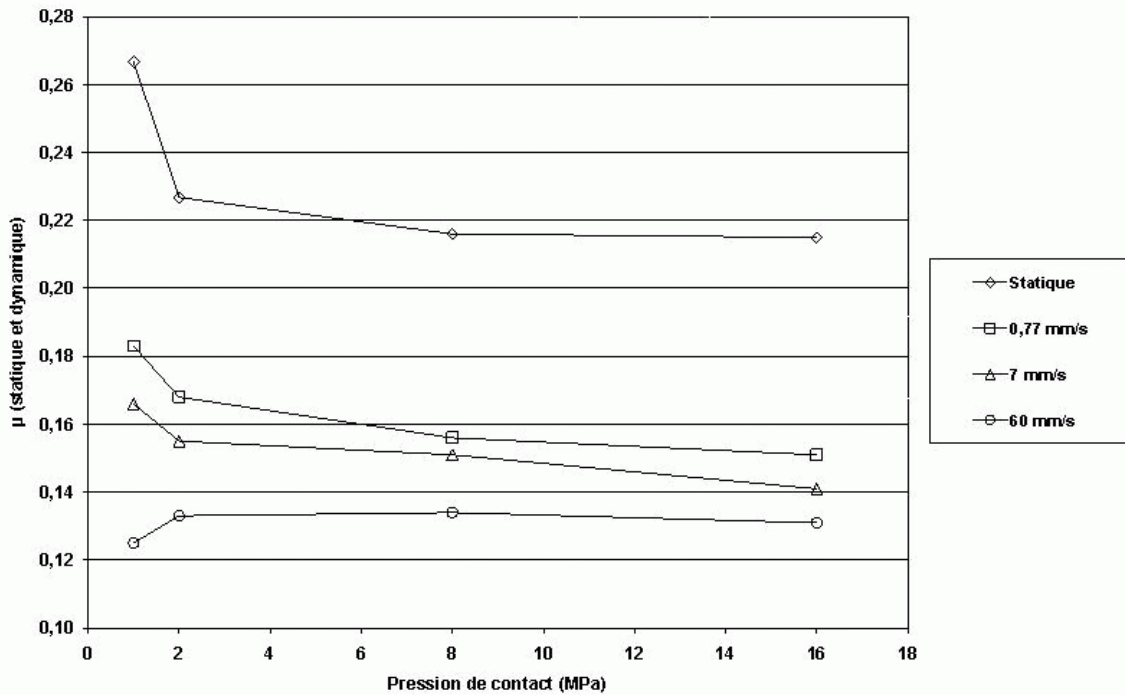


FIG. 29: Variation du coefficient de frottement avec la vitesse de glissement
Valeurs statiques pour $v = 0 \text{ mm/s}$ (matériau tôle XES)

2.6 Conclusion et perspectives de modélisations

Afin de modéliser le frottement au contact tôle / outil en emboutissage, nous avons développé un essai de caractérisation du frottement statique. L'essai a été appliqué dans différentes configurations afin de :

- tester la sensibilité de sa réponse aux paramètres de ce nouvel essai (grammage d'huile, nature et rugosité des outils, pression de contact, nature du matériau de surface de la tôle)
- apporter les données nécessaires à une modélisation du comportement de différents triplets « tôle/lubrifiant/outils » complétant les résultats de l'essai de frottement dynamique plus classique en vitesse et pression.

Ce moyen d'essai donne des résultats reproductibles, ce qui est une avancée significative par rapport à la méthode de détermination du pic statique basée sur l'analyse des premiers points de la courbe des essais dynamiques. Les résultats de l'essai se révèlent très sensibles au grammage d'huile en dessous de 1 g/m^2 et, en dessous de cette valeur, on passe graduellement au grippage pour les fortes pressions de contact. Les résultats mettent en évidence une différence marquée entre coefficient de frottement statique et dynamique quelles que soient les configurations d'essais. On constate de plus une faible influence de la nature des outils sur la valeur du coefficient de frottement statique. En revanche une baisse de rugosité des outils fait baisser le frottement statique, comme dans les conditions de glissement permanent. La nature du matériau de surface des tôles et la quantité d'huile sur la tôle ont une forte influence sur le niveau du frottement.

Cet essai apporte un éclairage nouveau sur le problème du frottement en emboutissage, en

particulier pour la transition statique dynamique au niveau du contact tôle outil et offre des perspectives de modélisation du frottement pour la simulation numérique du formage des tôles. Nous développons dans le chapitre suivant la modélisation du frottement à partir de ces résultats, et ceci à travers trois modèles que nous avons implémentés et testés dans deux codes de simulation numérique appropriés.

- Dans une première approche, nous supposons que le coefficient de frottement est fonction de la longueur de glissement relative tôle/outil ; ce modèle traduit un comportement de l'interface de type irréversible, indépendant de la vitesse de glissement et de la pression de contact (pour simplifier).
- Dans un second temps, nous développons un modèle où le coefficient frottement est simplement une fonction de la vitesse de glissement et de la pression de contact, la valeur à vitesse nulle étant la valeur du frottement statique ; ce modèle est donc l'extension la plus simple des modèles actuels où μ est constant et prenant en compte une caractérisation expérimentale plus fine du frottement.
- Enfin, nous proposons une modélisation plus complète et plus physique du frottement tenant compte de l'histoire microscopique du contact.

Chapitre 3

Lois de frottement pour la simulation numérique

3.1	Introduction	58
3.2	Modélisation du contact frottant dans la simulation	59
3.2.1	Relations de Signoroni	59
3.2.1.1	Le problème mécanique	59
3.2.1.2	Le problème cinématique	60
3.2.2	Calcul du contact	61
3.2.2.1	Méthode de pénalisation	61
3.2.2.2	Méthode des multiplicateurs de Lagrange	61
3.2.3	Calcul de l'interaction de frottement	62
3.2.3.1	Forge2 [®] : régularisation en vitesse	63
3.2.3.2	Abaqus [®] : régularisation « élastoplastique »	64
3.3	Modélisation du frottement évolutif	66
3.3.1	Entre expérience et numérique : la modélisation du frottement	66
3.3.2	Variation du frottement / longueur de glissement (Forge2 [®])	66
3.3.2.1	Présentation de la loi de frottement	66
3.3.2.2	Développements	68
3.3.2.3	Mise en place d'un cas test de biétirage plan	71
3.3.2.4	Validations	73
3.3.3	Modélisation empirique en vitesse et pression (Abaqus [®])	77
3.3.3.1	Présentation de la loi de frottement	77
3.3.3.2	Développements	78
3.3.3.3	Validations pour un coefficient de frottement constant	81
3.3.4	Vers une modélisation plus physique du frottement (Forge2 [®])	82
3.3.4.1	Généralisation du modèle pour de fortes érosions	82
3.3.4.2	Introduction d'une aire en plateaux initiale	85
3.3.4.3	Quelques résultats de la modélisation	87
3.3.4.4	Conclusion	89
3.4	Conclusions et perspectives pour la simulation numérique	89

3.1 Introduction

La prise en compte du frottement dans la simulation numérique de la mise en forme des tôles est complexe. D'une manière générale, les deux contraintes locales, normale (calcul du contact) et tangentielle (calcul du frottement), sont intimement liées.

Nous présentons tout d'abord les différentes approches utilisées lors de la modélisation du contact normal et tangentiel dans trois codes de simulation utilisant la méthode des éléments finis (Forge2[®], Abaqus[®] et Optris[®]). Une réflexion est menée sur la sensibilité de l'algorithme de contact avec frottement aux divers paramètres numériques.

Dans un deuxième temps, on s'intéresse à la prise en compte d'un frottement évolutif dans deux logiciels pour lesquels la gestion du contact est accessible et modifiable : Forge2[®] et Abaqus[®]. Les lois de frottement sont présentées ainsi que les développements associés pour chaque code de simulation.

Les développements sont enfin validés par l'intermédiaire de simulations de références :

- Dans le cas de Forge2[®] qui ne prend pas en compte l'anisotropie de la tôle, une simulation de biétirage plan permet de comparer le résultat du développement à une solution analytique simple prenant en compte un frottement évolutif fonction de la longueur de glissement.
- Dans le cas d'Abaqus[®], nous procédons à deux validations distinctes. D'une part, la validation du sous-programme utilisateur est effectuée pour un cas d'emboutissage avec rétreint (glissement sous serre-flan) et expansion (glissement sous poinçon). D'autre part, une comparaison avec le résultat issu d'Optris[®] montre que ce logiciel prend bien en compte l'anisotropie normale du matériau, paramètre d'ordre un vis à vis des effets du frottement.

En perspective à ces travaux, nous proposons une modélisation plus complète à travers une loi de frottement évolutive qui prend en compte l'histoire microscopique du contact, à savoir l'aire réelle de contact tôle / outil. Ces différentes modélisations sont exploitées et commentées au chapitre suivant pour une géométrie d'emboutissage représentative.

3.2 Modélisation du contact frottant dans la simulation

Le contact, avec ou sans frottement, introduit une interaction thermomécanique entre deux corps liquides ou solides : deux corps solides (pièces et outils) dans le contexte de la mise en forme des matériaux. Sa modélisation se révèle complexe pour plusieurs raisons :

- Le contact a lieu entre solides déformables. Il convient d'estimer la surface de contact au cours de la déformation. Dans le cas de l'emboutissage, on observe par exemple une évolution des zones de contact au cours du temps.
- Il est nécessaire de caractériser les contraintes de contact : contrainte normale et cisail de frottement
- Entre deux pièces qui frottent l'une contre l'autre (et/ou de températures différentes), il convient de quantifier les échanges thermiques. Ce point n'est pas abordé dans le présent document.
- Des problèmes spécifiques de simulation peuvent exister. La modélisation numérique du contact (avec et sans frottement) est complexe. Certains problèmes numériques sont encore ouverts (convergence de l'algorithme de frottement pour des coefficients de frottement variables, existence et unicité d'une solution, ...).

On présente dans ce paragraphe les différentes modélisations adoptées pour les calculs du contact ainsi que la prise en compte du frottement. Si dans le cas du contact, on retrouve des méthodes numériques très similaires, nous verrons qu'il n'en va pas de même en ce qui concerne le frottement.

3.2.1 Relations de Signoroni

La figure 30 présente les principales variables mécaniques et cinématiques du contact sur une frontière $\delta\Omega_c$ entre une pièce élastoplastique et un outil rigide ou élastique. La normale \vec{n} en M au contact sort de la pièce. M_1 et M_2 sont deux points appartenant respectivement à la pièce et à l'outil. Ils coïncident en M .

3.2.1.1 Le problème mécanique

D'un point de vue mécanique (voir figure 30 (a)), \vec{T}_1 et \vec{T}_2 sont les vecteurs contraintes associés. Soient $\overline{\sigma}_1$ et $\overline{\sigma}_2$ les tenseurs de contraintes en M_1 et M_2 alors :

$$\vec{T}_1 = \overline{\sigma}_1 \cdot \vec{n} \quad ; \quad \vec{T}_2 = \overline{\sigma}_2 \cdot (-\vec{n}) \quad \text{et} \quad \vec{T}_1 = -\vec{T}_2$$

On décompose le vecteur contrainte en parties normale et tangentielle qui définissent la pression de contact p et la cisail de frottement τ . Lors du contact, la contrainte normale σ_n est compressive, la pression de contact p est donc toujours positive ou nulle. On définit ainsi pour la pièce p et τ de la manière suivante :

$$\sigma_n = \vec{T}_1 \cdot \vec{n} \quad \text{donc} \quad p = -\sigma_n \quad \text{et} \quad \tau = \left\| \vec{T}_1 - (\vec{T}_1 \cdot \vec{n}) \vec{n} \right\| \quad (3.1)$$

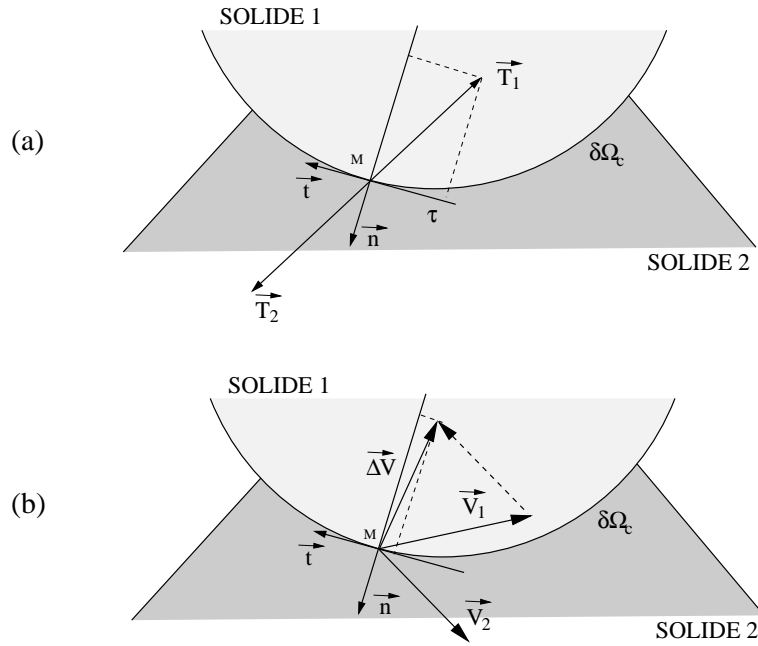


FIG. 30: Principales variables mécaniques (a) et (b) cinématiques du contact d'après [Delamare et al.99]

3.2.1.2 Le problème cinématique

D'un point de vue cinématique (voir figure 30 (b)), on définit deux vecteurs vitesse \vec{V}_1 et \vec{V}_2 aux points M_1 et M_2 . On définit la vitesse de glissement comme la composante tangentielle de $\overline{\Delta\vec{V}} = \vec{V}_1 - \vec{V}_2$, c'est à dire :

$$\vec{v}_g = \overline{\Delta\vec{V}} - (\overline{\Delta\vec{V}} \cdot \vec{n}) \vec{n}$$

On peut résumer ces conditions mécaniques et cinématiques du contact unilatéral²⁵ en exprimant les relations de Signorini²⁶ :

$$\begin{aligned} \sigma_n &\leq 0 && \text{L'état de contrainte normale est compressif ou nul} \\ \overline{\Delta\vec{V}} \cdot \vec{n} &\leq 0 && \text{Il y a non interpénétration des corps} \\ (\overline{\Delta\vec{V}} \cdot \vec{n}) \cdot \sigma_n &= 0 && \text{soit contact } (\overline{\Delta\vec{V}} \cdot \vec{n} = 0), \text{ soit perte de contact } (\sigma_n = 0) \end{aligned} \quad (3.2)$$

Ces relations sont imposées grâce à un algorithme de calcul du contact dans les codes de simulation que nous utilisons. Cet algorithme consiste à rechercher le minimum d'une fonctionnelle qui satisfait aux restrictions imposées par les inéquations du contact. Cette résolution permet d'accéder aux valeurs mécaniques et cinématiques à l'interface. Nous présentons ci-après deux méthodes numériques de résolution de l'algorithme de contact utilisées dans Forge2[®], Abaqus[®] et Optris[®] pour le calcul du contact.

²⁵il peut y avoir perte de contact, par opposition au contact bilatéral

²⁶cette formulation exclut la possibilité d'adhésion : contact avec $\sigma_n > 0$

3.2.2 Calcul du contact

3.2.2.1 Méthode de pénalisation

Cette méthode est utilisée par les codes de calculs Forge2[®] et Abaqus[®]. Le respect des restrictions liées au contact est obtenu par l'ajout d'un terme dans la fonctionnelle à minimiser. Dans le cas de la pénalisation, il traduit le degré de tolérance des restrictions imposées. Il est contrôlé par un coefficient de pénalisation K_n (de l'ordre de 10^6 N.mm^{-1} typiquement) qui augmente la valeur de la force de réaction avec l'interpénétration d_n . On réécrit ainsi les conditions de contact (équation 3.2) en effort et déplacement normaux de la manière suivante :

$$\begin{array}{lll} F_n \cdot d_n = 0 & & \\ d_n \geq 0 & F_n = 0 & \text{Absence de contact} \\ d_n < 0 & F_n = K_n \cdot d_n & \text{Pénétration} \end{array}$$

Les conditions de contact (absence de pénétration) sont décrites de manière approchée par l'introduction du terme de pénalisation K_n . Physiquement, le terme de pénalisation permet de définir les composantes de la matrice de rigidité du contact. La figure 31 en donne une représentation.

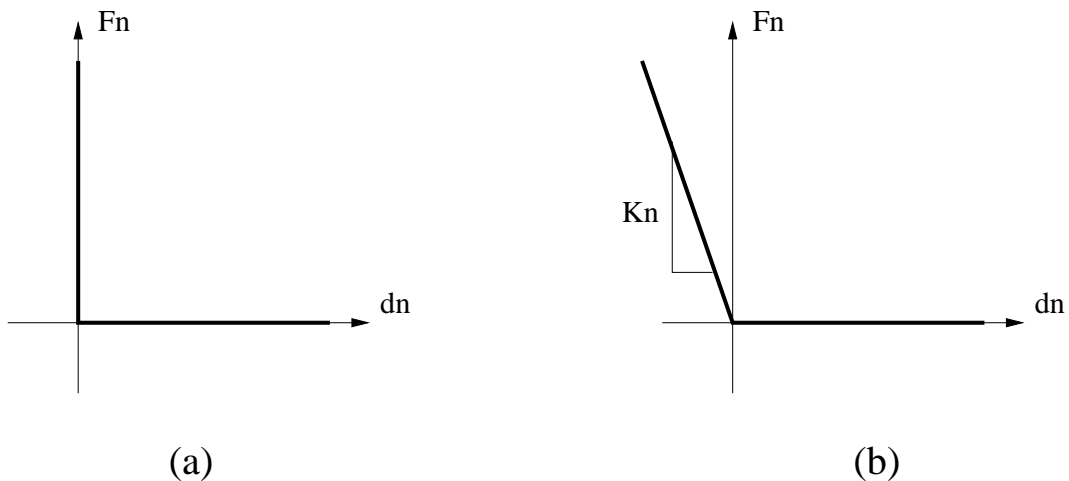


FIG. 31: Représentation graphique du contact normal dans un diagramme force / pénétration (a) physique et (b) méthode de pénalisation

Cette méthode n'engendre pas de modification du nombre de degrés de liberté du problème. Cependant, elle engendre des imprécisions de calcul dans le cas d'un coefficient de pénalisation trop faible ou encore des problèmes de convergence lors de modifications brutales de la rigidité du contact pendant le calcul.

3.2.2.2 Méthode des multiplicateurs de Lagrange

Dans le cas du logiciel Optris[®], c'est la méthode des multiplicateurs de Lagrange qui est utilisée. Le terme correspondant aux restrictions de contact est une inconnue supplémentaire dont il faut déterminer la valeur. Les multiplicateurs de Lagrange λ_n s'identifient physiquement et au signe près aux réactions normales de contact F_n .

La précision (déplacements calculés exactement) et l'absence de problèmes de conditionnement de la matrice de rigidité représentent les principaux avantages de la méthode. Par contre, celle-ci engendre une augmentation du nombre d'inconnues du système et la résolution d'un système non défini positif [Traversin92].

3.2.3 Calcul de l'interaction de frottement

Dans le cadre de nos simulations d'emboutissage sur Forge2[®], Abaqus[®] et Optris[®], l'interaction de contact de type Coulomb est utilisée. Le modèle de Coulomb est très largement employé dans le cas de l'emboutissage où les pressions de contact restent bien en deçà de la limite d'élasticité du matériau.

Cette loi introduit la notion de seuil de glissement. En effet, le glissement n'a lieu qu'à partir d'une cission critique τ_c mesurée expérimentalement au chapitre précédent. De manière générale :

$$\begin{aligned} \tau < \tau_c &\Rightarrow v_g = 0 && \text{Le contact est collant} \\ \tau = \tau_c &\Rightarrow \exists \lambda_g \geq 0, v_g = -\lambda_g \tau && \text{Le contact est glissant} \end{aligned} \quad (3.3)$$

L'inégalité non stricte introduite par la deuxième relation laisse la liberté de glissement. Cependant, la notion de seuil de glissement τ_c ($\tau_c = \mu p_c$ dans le cas du modèle de Coulomb) introduit une discontinuité et non dérivabilité de la loi en 0. La figure 32 présente cette discontinuité dans le cas d'un frottement de Coulomb exact représenté en vitesse.

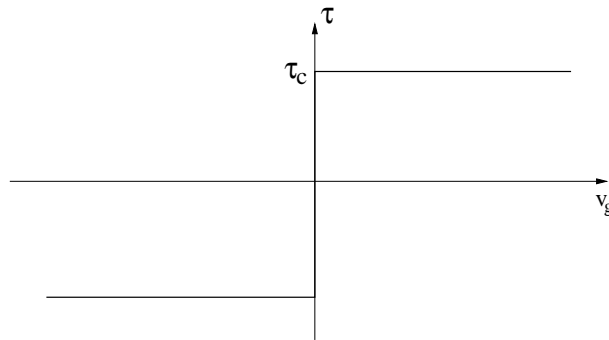


FIG. 32: Représentation d'un Coulomb non régularisé (exact) dans un diagramme cission / glissement

Cette discontinuité est une source de problèmes dans le cas de la simulation numérique et trouve une solution possible dans les méthodes de régularisation. Elle permettent de supprimer cette indétermination en 0. Nous présentons ci-après les différentes méthodes de régularisation pour les logiciels que nous utilisons. Il est en effet important de définir cet aspect de la gestion du contact avant de poursuivre vers la modélisation d'un frottement local et/ou évolutif.

3.2.3.1 Forge2[®] : régularisation en vitesse

Dans le cas de Forge2[®], le frottement de Coulomb est régularisé en vitesse. On passe ainsi des équations 3.3 non continues à :

$$\tau = \tau_c \cdot f_{reg} (\|V_g\|)$$

A un instant donné, la cission de frottement τ est calculée comme suit en fonction de la pression de contact p , du coefficient de frottement de Coulomb μ et de la vitesse de glissement V_g .

$$\tau = \underbrace{\mu p \cdot \left(\frac{1}{\sqrt{V_g^2 + V_{g0}^2}} + K \right)}_{f_{reg} (\|V_g\|)} \cdot \|V_g\|$$

et

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{si } \|V_{max}\| = 0 \left\{ \begin{array}{l} V_{g0} = C_{reg} \|V_{ref}\| \\ K = \frac{C_{reg}}{\|V_{ref}\|} \end{array} \right. \\ \text{sinon} \left\{ \begin{array}{l} V_{g0} = C_{reg} < \|V\| > \\ K = \frac{C_{reg}}{\|V_{max}\|} \end{array} \right. \end{array} \right.$$

Ceci revient à transformer une loi de type plastique (avec seuil et critère de glissement) en une loi viscoplastique (sans seuil). La figure 33 présente l'effet des deux termes de régularisation. Le terme V_{g0} régularise le comportement pour les vitesses de glissement proches de 0. Le paramètre K introduit une pente $K \cdot \mu p$ pour les vitesses de glissement croissantes.

Cet algorithme se rapproche d'un Coulomb exact pour les termes de régularisation tendant vers zéro. Cependant, il existe toujours un glissement relatif pour les cissions de frottement non nulles²⁷.

Dans le cas où les termes de régularisation sont très petits devant les vitesses caractéristiques du procédé, l'effet de la régularisation reste limité. En revanche, quand ils sont non négligeables devant V_g , on enrichit alors la loi de frottement d'une nouvelle variable du contact : la vitesse de glissement. Ce deuxième cas n'est pas celui qui nous intéresse, nous voulons nous en éloigner. En effet, notre objectif est d'éliminer les effets de la régularisation pour ainsi mettre en évidence ceux introduits par la variation locale du coefficient de frottement. L'influence du paramètre C_{reg} (fixé à 10^{-4}) a été évaluée sur les cas d'emboutissage. Elle est considérée comme négligeable.

Si la régularisation sur Forge2[®] est en vitesse, il n'en est pas de même sur Abaqus[®]. En effet, la régularisation choisie est de type élastoplastique. Nous présentons cette méthode dans le prochain paragraphe.

²⁷dans le cas d'un Coulomb non régularisé, on satisfait l'inégalité : pour $\tau < \mu \sigma_n$, $V_g = 0$

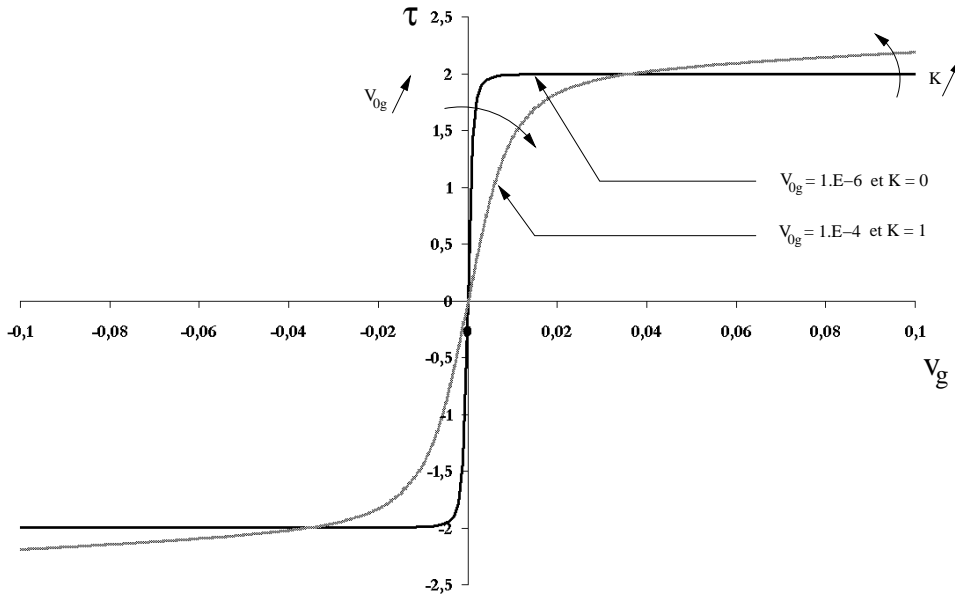


FIG. 33: Régularisation à deux paramètres du frottement sur Forge2[®]
 K ($mm^{-1}.s$) et V_{g0} ($mm.s^{-1}$) sont les termes de régularisation

3.2.3.2 Abaqus[®] : régularisation « élastoplastique »

En ce qui concerne le logiciel Abaqus[®], l'interaction de frottement (avec ou sans régularisation) peut être redéfinie par l'intermédiaire d'un sous-programme utilisateur²⁸.

De type « élastoplastique » par défaut [Delamare et al.99], elle est différente de celle en vitesse utilisée sur Forge2[®]. On passe ainsi d'un type de régularisation équivalent à un comportement rigide plastique vers un comportement élastoplastique. On admet ainsi la possibilité de mouvements relatifs réversibles pour des contraintes inférieures à la cission critique τ_c .

La figure 34 présente ce type de régularisation. En dessous d'un glissement total $\gamma_{g_{crit}}$ (glissement critique élastique), il y a réversibilité du glissement. Le glissement se décompose ainsi en deux parties réversibles et irréversibles :

$$V_g = V_{gr} + V_{gi} \quad \text{et} \quad V_{gr} = -\frac{\dot{\tau}}{K_g}$$

Ici K_g est le module d'élasticité tangentiel. Dans notre étude, $\gamma_{g_{crit}}$ est égale à 0,5% de la longueur caractéristique des éléments, soit inférieure à $7,5 \mu m$ ²⁹. En outre, la valeur de la pénalisation est de 10^6 . Les développements et problèmes associés sont explicités au paragraphe 3.3.3.2.

²⁸ sous-programme FRIC

²⁹ dans le cas du maillage standard utilisé dans l'étude : 160 éléments répartis sur deux couches

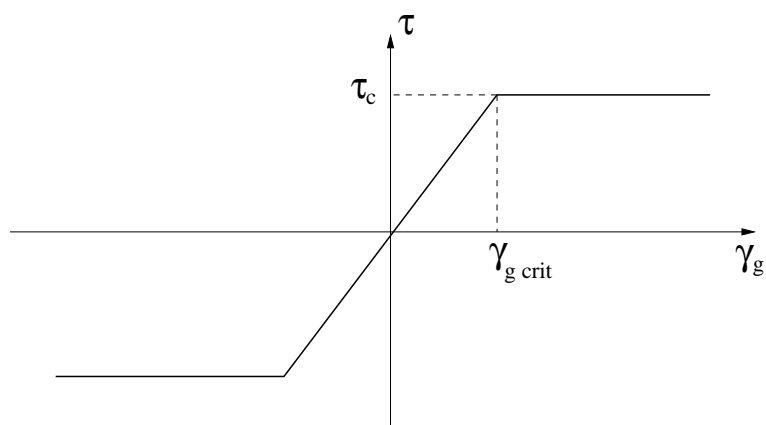


FIG. 34: Régularisation du frottement de type « élastoplastique »
Cas par défaut du logiciel Abaqus[®], réimplémenté pour l'étude

Notons qu'il est possible de décrire de manière continue la dépendance entre la cission de frottement et le glissement, par exemple à l'aide d'une régularisation de type tangente hyperbolique [Sniekers96] du type :

$$\tau = \mu p \tanh\left(\frac{\gamma}{\alpha}\right)$$

où α est un paramètre de la régularisation.

3.3 Modélisation du frottement évolutif

3.3.1 Entre expérience et numérique : la modélisation du frottement

Avant de rentrer plus avant dans la modélisation, il convient de revenir brièvement sur certains points clés qui jalonnent la démarche d'introduction d'un frottement évolutif dans la simulation numérique. En effet, notre approche doit prendre en compte à la fois le résultat expérimental et le calcul numérique. Cette double culture représente la difficulté majeure du problème.

Pour l'expérimentateur, le frottement caractérisé doit rendre compte de manière maîtrisée de l'évolution physique du frottement à travers certaines variables du contact (vitesse, pression, longueur de glissement, etc...), elles-mêmes variant dans une gamme représentative du procédé. En outre le nombre d'expériences est limité.

En ce qui concerne l'approche du numéricien, la loi de frottement doit s'intégrer dans le code de simulation sans perturber outre mesure le bon déroulement du calcul (convergence, temps de calcul...).

La modélisation du frottement évolutif se trouve donc à l'interface entre les résultats issus des essais de caractérisation du frottement et le code de simulation numérique. Notre objectif est donc de respecter, dans la mesure du possible, à la fois la représentativité (effets) et l'intégration (validité) de la loi de frottement à l'intérieur du code de calcul utilisant la méthode éléments finis. Certaines questions se posent donc en ce qui concerne la modélisation, compromis obligé entre représentativité vis à vis de la physique du contact et faisabilité en terme d'intégration dans un code de calcul. Nous présentons ainsi trois modélisations relativement différentes avec pour chacune leurs objectifs et limitations en terme d'interprétation.

Dans un premier temps, nous introduisons (sur le logiciel Forge2[®]) une loi de variation du frottement en fonction de la longueur de glissement locale. Dans un deuxième temps, nous développons (sur le logiciel Abaqus[®]) un modèle phénoménologique de frottement en vitesse et pression directement issu de nos résultats expérimentaux. Notre réflexion se tourne ensuite vers une modélisation plus physique du contact autour d'un modèle associant frottement solide (prise en compte de l'histoire de la micro-géométrie du contact) et effets hydrodynamiques [Devine96].

3.3.2 Variation du frottement / longueur de glissement (Forge2[®])

3.3.2.1 Présentation de la loi de frottement

Comme nous l'avons décrit précédemment, la valeur du coefficient de frottement de Coulomb est une variable du temps et de l'espace. En effet, on se rappelle par exemple la transition d'un coefficient de frottement statique vers un coefficient de frottement dynamique ou réciproquement. Le frottement varie de plus en fonction d'autres variables du contact : pression, vitesse ou longueur de glissement.

Comme nous l'avons développé dans le chapitre précédent, l'intérêt de la caractérisation du frottement statique est double. En effet, il conditionne la condition de démarrage du rétreint dans la zone sous serre-flan. En outre, il peut donner une meilleure approximation de la valeur du frottement sous poinçon où les longueurs de glissement restent faibles.

Nos premiers essais de frottement pour déterminer le coefficient de frottement statique ont mis en évidence une valeur moyenne de l'ordre de 0,23 pour les pressions de serrage classiquement utilisées (de l'ordre du MPa).

Traditionnellement, on utilise un frottement de Coulomb de l'ordre de 0,13 constant pour les simulations numériques relatives à l'emboutissage. L'idée est ici d'introduire une retenue supplémentaire de la matière pour les faibles longueurs de glissement. La régularisation en vitesse (Cf. paragraphe 3.2.3.1) impose en effet un artifice numérique pour l'implémentation d'une pseudo-transition statique dynamique. On introduit ainsi une loi de type tangente hyperbolique sous la forme :

$$\mu(l) = \frac{1}{2} \left((\mu_d + \mu_s) + (\mu_d - \mu_s) \tanh \left(\frac{l - l_1}{l_2} \right) \right) \quad (3.4)$$

La variation locale du frottement est prise en compte à travers la variable longueur de glissement l . μ_s et μ_d sont respectivement les coefficients de frottement statique et dynamique de Coulomb. Nous les considérons constants et donc non dépendants de la vitesse de glissement et de la pression de contact locales. Le paramètre l_1 permet d'ajuster la longueur de glissement moyenne de la transition et le paramètre l_2 la vitesse de la transition vers un frottement de Coulomb dynamique.

La figure 35 donne une représentation de cette loi évolutive de frottement. On y visualise l'influence de chacune des constantes.

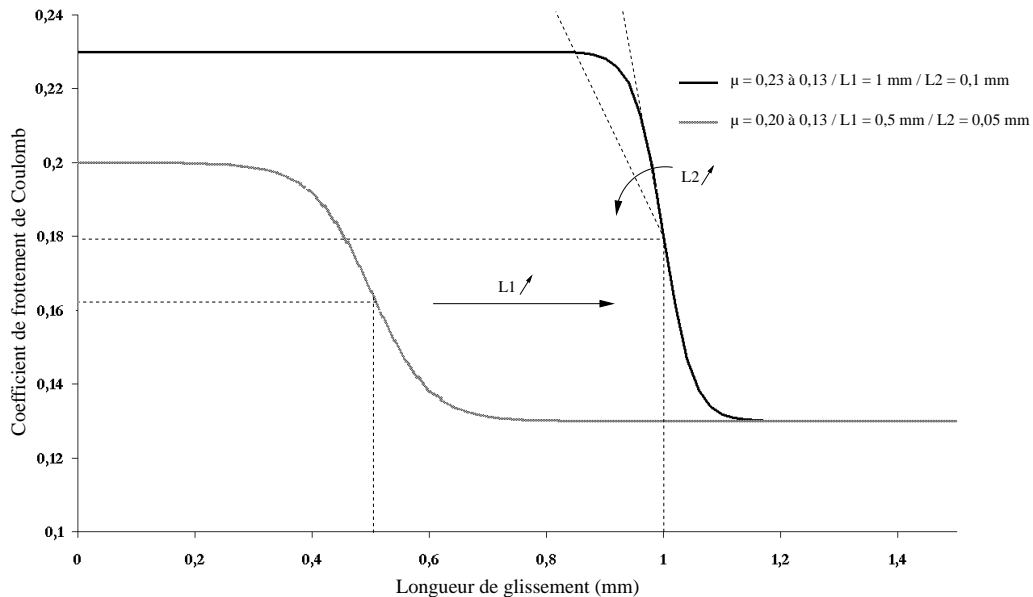


FIG. 35: Loi de frottement de type tangente hyperbolique $\mu(l)$
Mise en évidence de l'influence des paramètres du modèle

3.3.2.2 Développements

Dans le cas de la loi de frottement implémentée dans Forge2[®], le coefficient de frottement varie comme la tangente hyperbolique de la longueur de glissement locale. La longueur de glissement est définie comme la longueur d'outillage vue par un point de contact de la tôle à un instant donné. Cette longueur (variable intégrale) n'est pas calculée par défaut dans le logiciel.

Nous avons donc modifié les sources du code dans cette optique avec trois objectifs majeurs :

1. Prendre en compte la dépendance du frottement vis à vis de la longueur de glissement :
 - pour des outils rigides ou déformables,
 - en déformation axisymétrique ou en déformation plane (emboutissage et biétirage par exemple).
2. Orienter les développements afin de permettre la validation et l'analyse des résultats à l'interface tôle / outil sous forme d'isovaleurs utilisateur :
 - Pression et cission au contact,
 - Valeur du terme de régularisation $f_{reg}(\|V_g\|)$,
 - Vitesse et longueur de glissement,
 - Coefficient de frottement évolutif.
3. Effectuer un calcul précis de l'épaisseur locale de la tôle.

La figure 36 présente la stratégie adoptée lors du développement des sources du logiciel. Nous utilisons un sous-programme³⁰ qui permet le développement de lois de frottement utilisateur simples. Dans notre cas, il convient de calculer la longueur de glissement locale. Le calcul de la contribution du frottement est effectué en deux points de la surface de contact pour ce type d'éléments (voir figure 36).

On accède de manière locale sur un élément lors du calcul aux contributions du frottement. Les variables renvoyées sont donc scalaires. La vitesse de glissement v_g est fournie de cette façon à chaque itération par interpolation en ces points. Il n'y a donc pas de stockage par défaut dans le logiciel.

La longueur de glissement étant une variable intégrale, nous la calculons localement à chaque réactualisation de la configuration (fin de l'incrément i) de la manière suivante et pour chaque nœud k . Le coefficient de frottement évolutif est ainsi calculé explicitement :

$$l_{g_i}^k = l_{g_{i-1}}^k + v_{g_i}^k * dt_i$$

$$\mu_i^k = \mu(l_{g_{i-1}}^k)$$

Le stockage de la longueur de glissement est réactualisé à chaque incrément. En revanche, la vitesse de glissement varie lors des itérations de convergence jusqu'à sa valeur solution. Le calcul étant local sur les éléments, tous les stockages sont donc effectués aux points de Gauss dans des

³⁰sous-programme USERTRIBO

variables utilisateurs. Cette solution peu naturelle pour des variables surfaciques a pour avantage de faciliter le stockage et aussi de permettre le post traitement des résultats (Cf. figure 37).

En effet, dans la version $P1^+/P1$, les éléments volumiques possèdent trois points de Gauss. Lors du passage du repère global au repère local sur les éléments, nous effectuons un repérage du point de Gauss le plus proche du point de calcul des contributions du frottement (voir figure 36). Ce repérage est utilisé pour post-traiter les valeurs utilisateur du contact : valeur du frottement local, de la régularisation ... (Cf. figure 37).

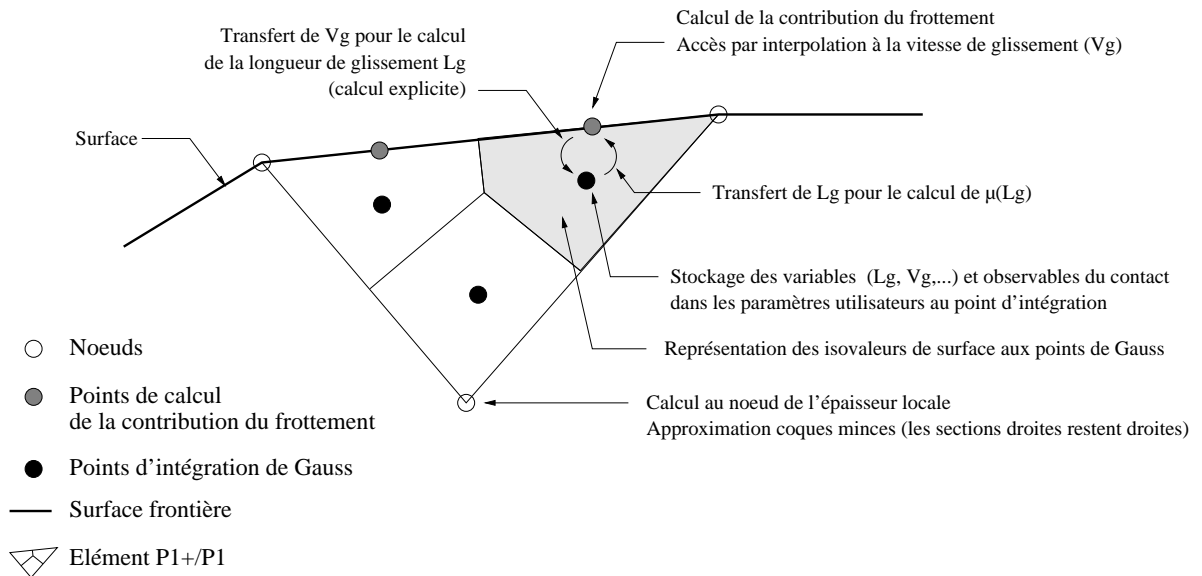


FIG. 36: Présentation des éléments et de la stratégie de calcul sur Forge2[®]

La figure 37 présente un résultat de simulation avec frottement évolutif pour un cas de biétirage plan (présenté en détail au paragraphe suivant). La longueur d'étirage est de 15 mm, soit la largeur de l'outil. Ce test de l'implémentation se révèle très satisfaisant :

- on observe la variation linéaire de la longueur de glissement sous l'outil, attendue
- la longueur de glissement locale est inchangée pour les points qui sortent du contact,
- la valeur du frottement local varie sous l'outillage de sa valeur maximale (0,20 à gauche) vers sa valeur minimale (0,13 à droite).

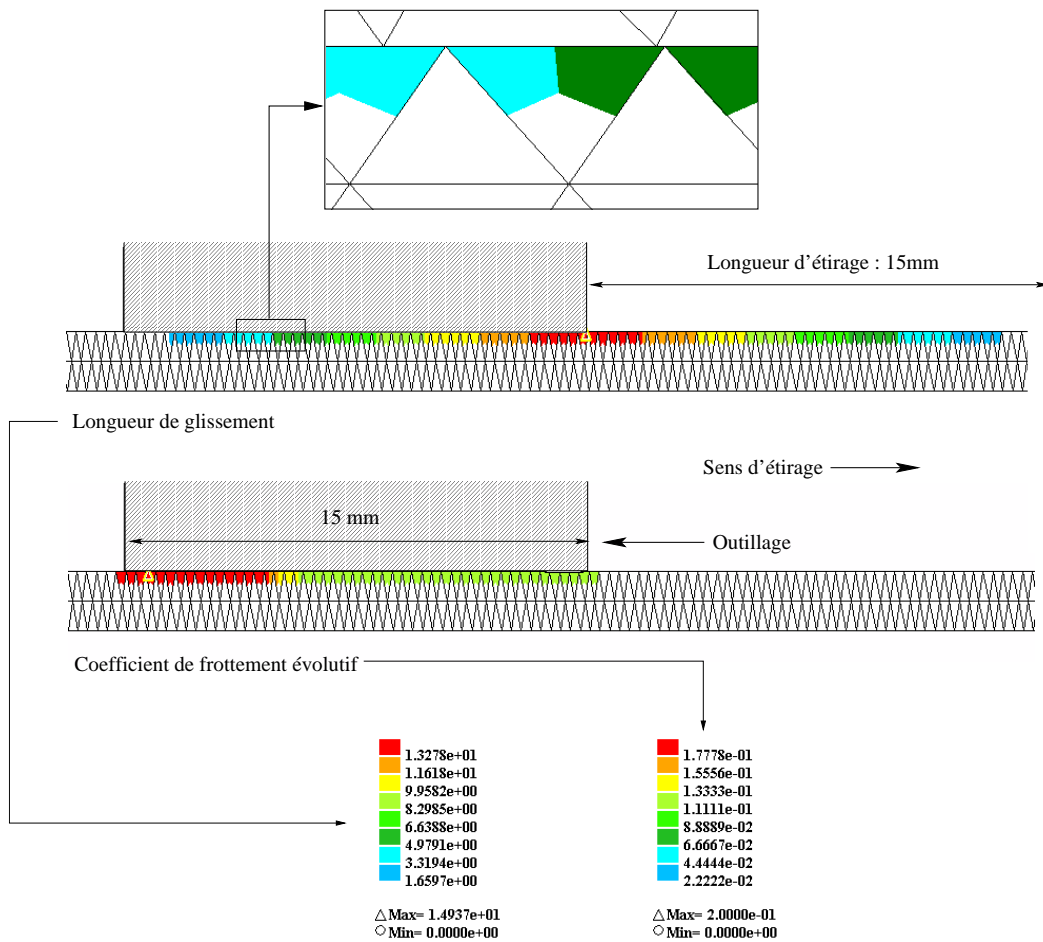


FIG. 37: Visualisation des isovaleurs aux points de Gauss sur Forge2[®] longueur de glissement et coefficient de frottement local évolutif ($l_1 = 5mm$)

3.3.2.3 Mise en place d'un cas test de biétirage plan

Nous validons l'implémentation par un cas test de biétirage plan. Celui-ci présente de nombreux avantages.

Ainsi, il a la particularité de reproduire en partie les difficultés rencontrées en simulation d'un cas d'emboutissage ; exception faite de la déformation qui reste majoritairement élastique sous des pressions usuelles : ici 10MPa . La figure 38 présente la géométrie ainsi que la discrétisation du domaine d'étude³¹.

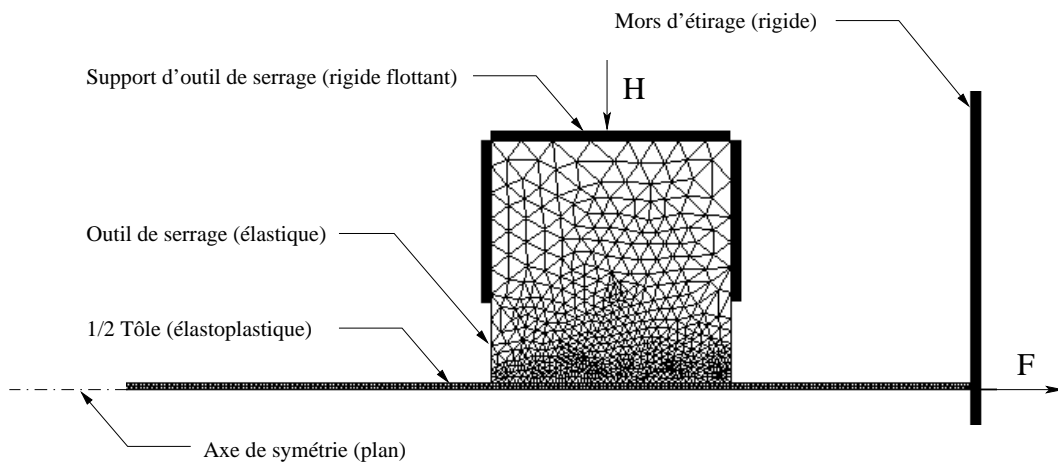


FIG. 38: Simulation de biétirage plan sur Forge2[®]
Visualisation de la discrétisation de l'outillage et de la tôle

Le maillage. C'est un point clé de la réussite de la simulation. En ce qui concerne la tôle, le maillage est structuré avec deux éléments triangulaires dans la demi-épaisseur. Les éléments sont de type $P1^+/P1$ (linéaires en vitesse / pression). Dans ce cas comme dans celui choisi pour l'emboutissage, les déformations restent limitées (de l'ordre de 40% au plus). Il n'y a pas donc pas de remaillage. Les contraintes s'exerçant principalement dans le plan de la tôle, on garde ainsi un maillage structuré dans l'épaisseur.

L'utilisation du plan de symétrie permet le maillage libre d'un outil élastique unique ($E = 210\text{GPa}$ et $\nu = 0,3$). Nous conservons une taille d'éléments sensiblement égale à celle des éléments de la tôle à la surface de contact. La rhéologie de la tôle est de type élastoplastique, de caractéristiques égales à celles mentionnées au chapitre suivant (voir paragraphe 4.4.3).

Notons que la modélisation d'un outil rigide a été réalisée préalablement (car plus simple). Il apparaît que la convergence est très lente lors des itérations sur l'outillage flottant (voir ci-après). Le résultat est très bruité en ce qui concerne la force normale et par conséquent la force tangentielle, ce qui génère de grosses imprécisions sur la valeur des efforts du frottement.

³¹pour cause de symétrie on ne simule que la partie supérieure de l'essai

L'application de la force de serrage. Lors des simulations d'emboutissage, le serre-flan vient plaquer la tôle contre la matrice. On retrouve ce phénomène en biétirage plan. Cette géométrie nous permet de plus d'effectuer un choix objectif en ce qui concerne la méthode d'application de la force. Dans notre cas, un outil rigide est utilisé pour le pilotage de l'outil élastique³² (Cf. figure 38). Cet outil est « flottant » : il n'est pas contrôlé en déplacement. Il se comporte globalement comme un ressort auquel une force statique est surimposée. La force résultante peut s'exprimer de deux manières :

$$\begin{aligned} F_{out} &\leq F_0 + Raideur.\Delta L && \text{outil passif} \\ F_{out} &= F_0 + Raideur.\Delta L && \text{outil actif} \end{aligned}$$

où :

- F_0 Force résultante initiale
- $Raideur$ Rigidité du système
- ΔL Déplacement total par rapport à la position initiale

Le choix du mode de pilotage dépend implicitement des tolérances en déplacement (D_{inf} et D_{sup}) assignées à l'outil flottant :

1. Dans notre cas, l'outil est actif : il se comporte comme un serre-flan ($F_0 = 150 \text{ N/mm}$ et $Raideur = 0$ soit 10 MPa). L'outil ne doit pas être à l'équilibre au début de la simulation. Pour ce faire, nous autorisons deux tolérances en déplacement :
 - la première qui tend à autoriser le décollement par rapport à la pièce,
 - la seconde qui permet de comprimer la tôle et ainsi d'appliquer la force de serrage.
2. L'outil passif ne se déplace que si la force résultante est supérieure à F_0 et se comporte ensuite comme un ressort. Dans ce cas, l'outil doit être en équilibre au début de la simulation. Il ne faut donc pas autoriser de décollement initial par rapport à la pièce.

Le contrôle de la force de serre-flan est primordial dans les simulations d'emboutissage. En effet, la retenue conditionne l'avancement et ainsi influe sur la répartition des épaisseurs. Il convient donc d'assurer un contrôle strict de la force de serrage si l'on veut évaluer les effets du frottement. Un algorithme de point fixe est utilisé pour la convergence sur la force de serrage. Le temps de calcul est directement proportionnel au nombre d'itérations sur le champ de vitesse associé à l'outillage flottant. Dans notre cas, l'erreur relative admise par rapport à la force de consigne est de 5%. Le nombre d'itérations maximum est de 10.

Dans le cas de la simulation de l'opération de biétirage plan, la géométrie en U de l'outil flottant n'est pas fortuite. En effet, elle permet de maîtriser et de limiter la déflexion de l'outil sous la force d'étirage. Ceci permet l'obtention d'un régime stationnaire. La figure 39 présente l'évolution de la force d'étirage pour un coefficient de frottement constant de 0,13 pour ces deux géométries. On retrouve, pour le cas valide, un coefficient de frottement apparent (rapport F/H) stationnaire et égal au frottement local imposé.

³²on applique une condition de type bilatérale glissante entre l'outil rigide et l'outil élastique

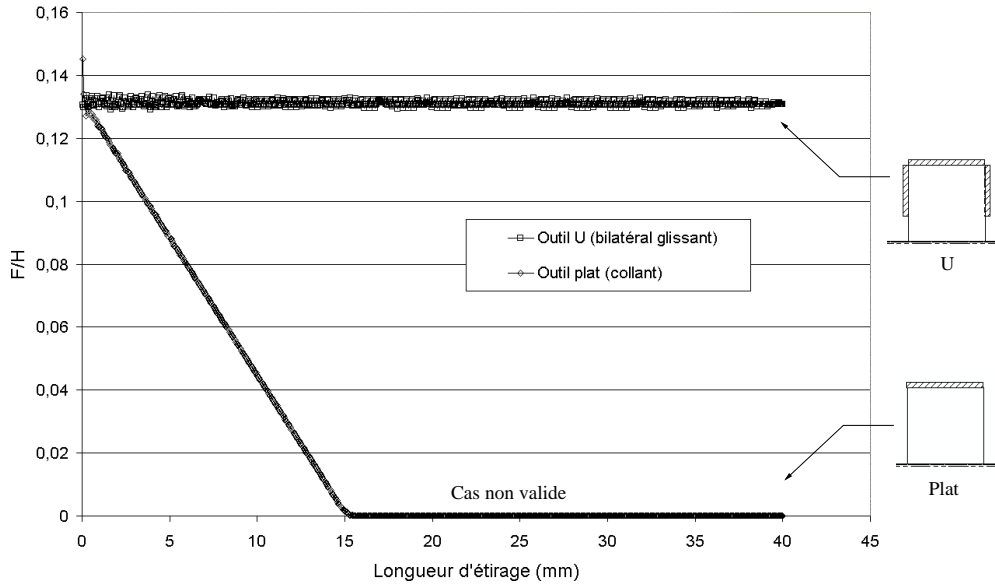


FIG. 39: Influence de la géométrie de l'outil flottant sur la localisation du contact
Cas d'un outil flottant plat et d'un outil en U (frottement de Coulomb de 0,13)

3.3.2.4 Validations

Lors des simulations, un coefficient de frottement de Coulomb est imposé localement à l'interface tôle / outil. Nous avons validé précédemment la simulation numérique de biétrirage plan en effectuant le rapport des forces d'étrirage et de serrage. On exprime ainsi le coefficient de frottement apparent, égal dans ce cas au coefficient de frottement constant local appliqué à l'interface. Nous utilisons la même stratégie en ce qui concerne la validation de l'implémentation de la loi de frottement évolutif (voir équation 3.4). L'objectif est ainsi d'exprimer analytiquement la force globale d'étrirage en fonction de la valeur locale du coefficient de frottement.

La figure 40 précise la variation de longueur de glissement locale sous l'outil d'étrirage. On retrouve le régime transitoire qui caractérise le début du glissement. L'évolution de la longueur de glissement sous l'outil est linéaire par morceaux. La valeur de la longueur de glissement n'évolue plus après une distance d'étrirage égale à la largeur $2a$ de l'outil. Le régime est donc stationnaire pour $L \geq 2a$ (L la longueur d'étrirage).

On exprime ainsi l'effort d'étrirage par unité de longueur F sous forme intégrale. On fait de plus l'hypothèse que la pression de contact est globalement constante sous l'outillage (ce point est discuté au chapitre suivant).

$$F = p \int_0^{2a} \mu(x, t) dx \quad \text{et} \quad H = pw \quad \text{avec } p \text{ constant}$$

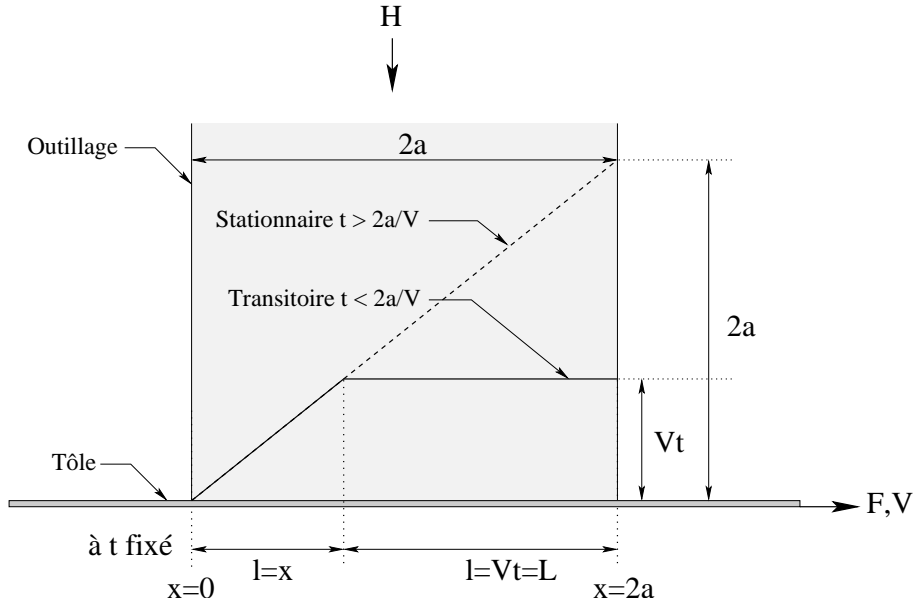


FIG. 40: Expression de la longueur de glissement lors un essai de biétrage plan
Mise en place d'un calcul analytique de validation

d'où :

$$\frac{F}{H}(t) = \frac{1}{2a} \int_0^{2a} \mu(x, t) dx$$

Alors avec μ défini par l'équation 3.4 on exprime la force d'étirage en intégrant la cission de frottement à l'interface tôle / outil. La figure 40 permet de remonter à l'expression locale de la longueur de glissement en fonction du temps ($l(x, t)$) pendant le régime transitoire. Cette expression permet d'établir la relation suivante pour le rapport des efforts d'étirage et de serrage :

$$\frac{F}{H}(t) = \frac{\mu_d + \mu_s}{2} + \frac{\mu_d - \mu_s}{4a} \left[\underbrace{\int_0^L \tanh\left(\frac{l(x) - l_1}{l_2}\right) dx}_{l(x) = x \text{ et } L = Vt} + \underbrace{\int_L^{2a} \tanh\left(\frac{l(x) - l_1}{l_2}\right) dx}_{l(x) = Vt = cst} \right]$$

L'équation 3.5 exprime enfin l'expression analytique du rapport des forces d'étirage et de serrage en régime transitoire. La valeur stationnaire est obtenue pour $Vt = 2a$. Ce rapport correspond au frottement apparent à l'interface tôle / outil pour la géométrie de biétrage plan et un frottement évolutif comme exprimé à l'équation 3.4.

$$\frac{F}{H}(t) = \frac{\mu_d + \mu_s}{2} + \frac{\mu_d - \mu_s}{2w} \left[(w - Vt) \tanh\left(\frac{Vt - l_1}{l_2}\right) + l_2 \left[\ln\left(\cosh\left(\frac{Vt - l_1}{l_2}\right)\right) - \ln\left(\cosh\left(\frac{-l_1}{l_2}\right)\right) \right] \right] \quad Vt \leq 2a \quad (3.5)$$

Les valeurs des paramètres de l'équation 3.5 utilisés pour l'application numérique et la confrontation aux résultats issus de la simulation sur le logiciel Forge2[®] sont les suivantes :

- Largeur de l'outil de serrage $2a$ 15 mm
- Vitesse d'étirage V 1 mm.s⁻¹
- Coefficient de frottement statique μ_s 0,20
- Coefficient de frottement dynamique μ_d 0,13
- Paramètre d'ajustement de la longueur de transition l_1 5 et 0,5
- Paramètre d'ajustement de la vitesse de transition l_2 0,5 et 0,05

La figure 41 présente la confrontation entre le résultat de la simulation sur Forge2[®] et la solution analytique. Le frottement évolutif fonction de la longueur de glissement est intégré sous la surface de l'outil. L'évolution de la résultante des forces de traction permet d'obtenir simplement le coefficient de frottement apparent à l'interface tôle / outil.

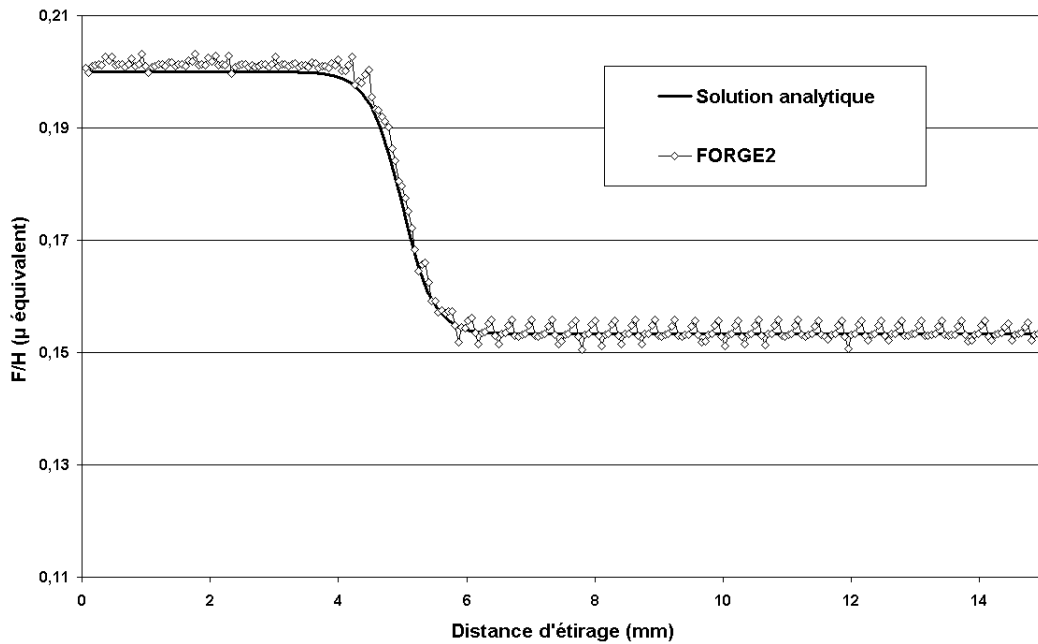


FIG. 41: Validation Forge2[®] / Solution analytique pour la loi de type $\mu(l)$
Equation 3.5 avec $\mu_s = 0,20$; $\mu_d = 0,13$; $l_1 = 5mm$; $l_2 = 0,5mm$

Pendant le régime transitoire ($t < \frac{2a}{V}$), on retrouve l'évolution du frottement de sa valeur statique (0,20) vers une valeur dynamique moyenne supérieure à sa valeur dynamique minimale (0,13). En effet, la longueur de transition est volontairement prise relativement élevée pour cette comparaison. Pour des glissements relatifs supérieurs à la largeur de l'outil, le frottement atteint sa valeur stationnaire. Ce résultat montre la bonne concordance entre la simulation numérique et la solution analytique (voir équation 3.5) et valide en partie notre implémentation.

La figure 42 présente un deuxième cas de simulation où la longueur de transition l_1 est divisée par un facteur 10. De ce point de vue, ce cas est plus représentatif de nos préoccupations à venir. Nous montrons ainsi l'influence du pas de temps³³ sur le résultat de la simulation. Comme la longueur de glissement est un paramètre explicite de nos calculs, le contrôle de la valeur du pas de temps et plus particulièrement du pas de temps initial est primordial. En effet, dans le cas d'une déformation moyenne incrémentale de 10^{-3} , on introduit initialement une erreur sur le calcul de la longueur de glissement très visible lors de la transition.

En revanche, pour le cas paramétré à 10^{-4} , l'erreur est négligeable par rapport à la solution analytique. Ce problème de pas de temps initial ne se pose pas lors des simulations d'emboutissage. En effet, le contact est quasistatique au début de l'opération, à la fois sous poinçon et sous serre-flan.

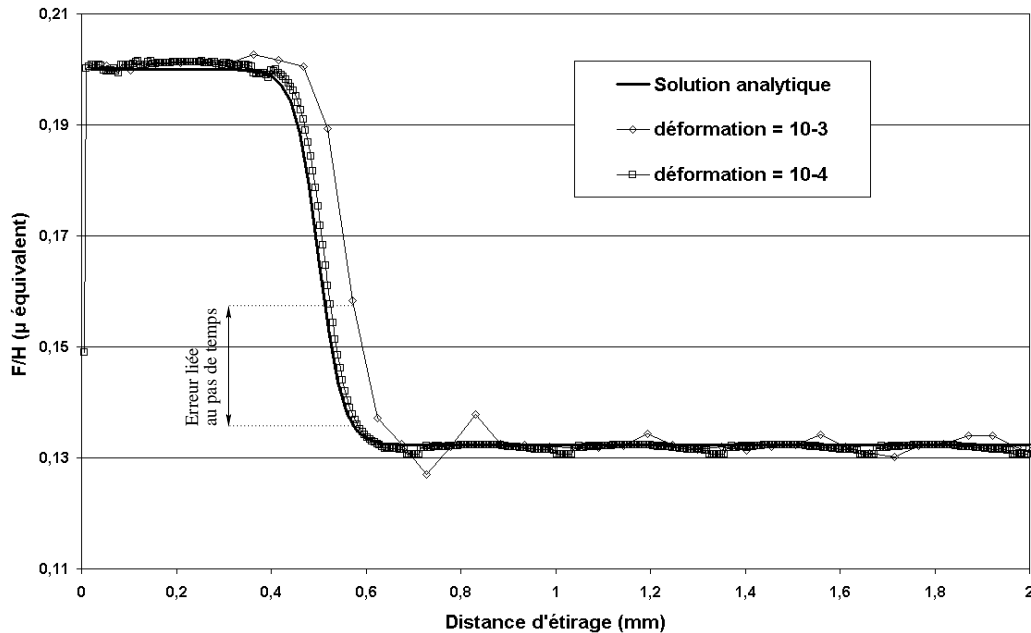


FIG. 42: Influence du pas de temps sur le résultat du calcul
Equation 3.5 avec $\mu_s = 0,20$; $\mu_d = 0,13$; $l_1 = 0,5\text{mm}$; $l_2 = 0,05\text{mm}$

³³le pas de temps est constant et proportionnel à la déformation moyenne à chaque incrément

3.3.3 Modélisation empirique en vitesse et pression (Abaqus[®])

Nous présentons ci-après une modélisation du frottement évolutif implémentée dans le logiciel Abaqus[®]. Notons que ce logiciel permet la modélisation de l'anisotropie normale de la tôle, paramètre d'ordre un vis à vis des effets du frottement. Ce point important sera discuté dans le chapitre suivant.

3.3.3.1 Présentation de la loi de frottement

Suite aux remarques effectuées au paragraphe 3.3.1, nous mettons en place une modélisation permettant la prise en compte de lois de frottement évolutives complexes en vitesse / pression sur Abaqus[®]. Ce travail s'inspire de différents travaux effectués sur le même logiciel [ter haar96][Sniekers96][Steinmetz98].

Il existe deux solutions en ce qui concerne la détermination du frottement local pour un couple de valeurs (v_g, p) :

- Cas 1 : le couple (v_g, p) est compris dans le champ de résultats expérimentaux
 $\Rightarrow v_g \in [V_{min}; V_{max}] \quad \text{et} \quad p \in [p_{min}; p_{max}]$
- Cas 2 : le couple (v_g, p) est hors du champ de résultats expérimentaux
 $\Rightarrow v_g \notin [V_{min}; V_{max}] \quad \text{et/ou} \quad p \notin [p_{min}; p_{max}]$

La figure 43 présente la méthode utilisée pour la détermination du frottement local. Dans le premier cas, on évalue par interpolation linéaire la valeur du coefficient de frottement. Dans le second cas (cas 2, figure 43), les valeurs de vitesse et de pression sont ramenées aux limites du champ expérimental. Cette démarche se justifie si le domaine de variations des variables expérimentales est voisin du domaine de variations des variables procédé. De plus, les résultats expérimentaux montrent que pour des grandes vitesses de glissement (60 mm/s) et ce régime de lubrification, la valeur du frottement évolue peu. Cet aspect relatif à la représentativité et validité des résultats expérimentaux à été développé au chapitre précédent.

Le domaine expérimental est maillé sous forme de triangles. On effectue ainsi une interpolation linéaire de la valeur du frottement de Coulomb sur le plan formé par ces triangles. Les valeurs expérimentales sont classées par vitesses et pressions croissantes à l'intérieur du sous-programme, ce qui facilite la recherche des connectivités et donc l'interpolation.

Cette méthode est très robuste. Elle permet un contrôle des variations du coefficient de frottement. On élimine ainsi les fluctuations et valeurs aberrantes rencontrées potentiellement dans le cas d'une extrapolation de la valeur du frottement en dehors du domaine expérimental. Elle offre en outre l'avantage d'être adaptable dans de nombreux cas d'évolution complexe du frottement ; sous réserve de l'obtention d'un maillage du domaine des variables expérimentales.

On fait l'hypothèse que le frottement tend vers sa valeur statique pour des vitesses de glissement tendant vers zéro. Ce point est discuté au chapitre précédent. Dans notre cas, cela permet la représentation de l'évolution marquée du frottement entre sa valeur statique et sa valeur dynamique.

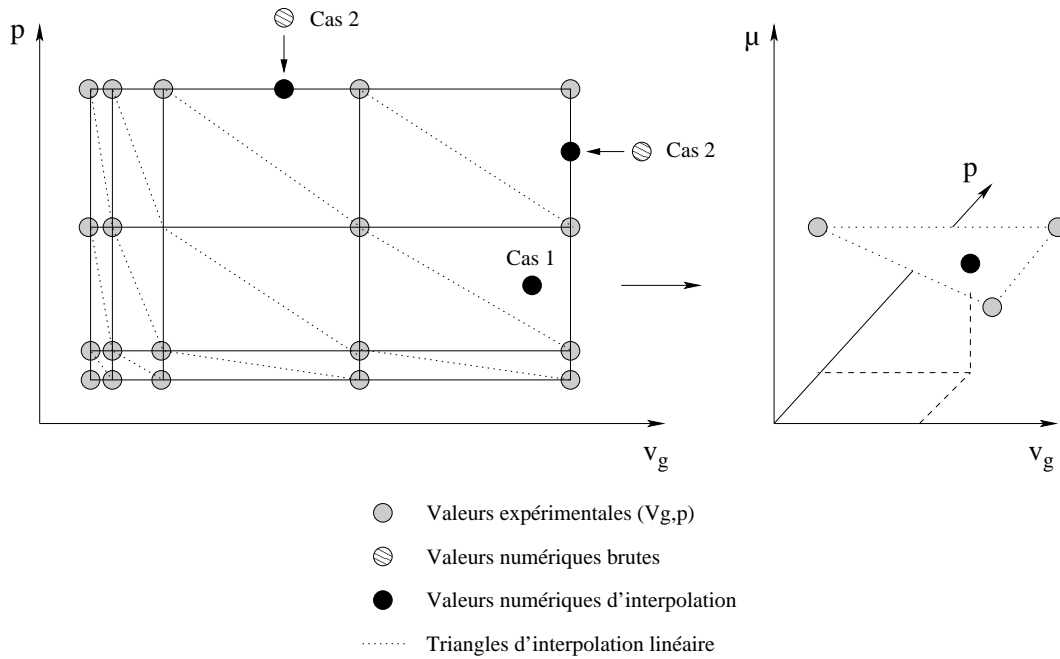


FIG. 43: Présentation de la modélisation du frottement évolutif sur Abaqus[®] par interpolation linéaire dans le champ des valeurs expérimentales

3.3.3.2 Développements

L'accès aux sources est restreint dans le cas du logiciel généraliste Abaqus[®]. Un sous-programme³⁴ très ouvert est proposé pour le développement de modèles de frottement complexes. Il est appelé aux nœuds de la surface esclave (*i.e.* la tôle dans notre cas), uniquement quand il y a contact.

a. Structure générale du sous-programme

Si ce sous-programme a l'avantage d'être très ouvert, il est cependant difficile d'utilisation. Ainsi, lors d'un incrément de calcul, le sous-programme est appelé une fois par itération et pour chaque nœud en contact. Dans le cas de l'implémentation d'un frottement évolutif, il se structure dans notre cas en deux parties indépendantes :

1. le calcul de la valeur du coefficient de frottement au nœud adéquat pour l'itération donnée,
2. le calcul des différents termes de contribution du frottement fonctions du modèle et de sa méthode numérique d'implémentation.

En effet, outre la définition locale d'un coefficient de frottement évolutif, il convient de redéfinir la valeur de la cission de frottement et de ses dérivées par rapport au glissement et à la pression de contact. Dans notre cas, nous utilisons une formulation de type élastoplastique (voir paragraphe 3.2.3.2).

³⁴sous-programme FRIC

Les variables à définir en adéquation avec la régularisation choisie sont :

- LM Le type de contact : glissant (avec ou sans frottement) ou collant
- τ La cission de frottement
- $\frac{\partial \tau}{\partial \gamma}$ La dérivée partielle de la cission par rapport au glissement
- $\frac{\partial \tau}{\partial p}$ La dérivée de la cission par rapport à la pression

Notons que p et γ varient pendant l'incrément de calcul. Dans le cas de la loi de frottement adoptée en vitesse / pression, ceci implique une variation de la valeur du coefficient de frottement local en chaque nœud et à chaque itération. Il en résulte des problèmes de convergence du calcul, notamment pour les simulations d'emboutissage pour lesquelles les zones et conditions de contact varient largement au cours du temps.

b. Formulation explicite du coefficient de frottement

Suite aux difficultés de convergence du code éléments finis Abaqus[®] (version Standard), nous avons adopté une formulation explicite du coefficient de frottement local. La figure 44 présente la structure générale du sous-programme ainsi que son intégration à l'intérieur du logiciel Abaqus[®].

Dans ce cas, le frottement est réactualisé une fois par incrément et pour tous les nœuds lors du premier accès au sous-programme pour l'incrément i : première itération ($p = 1$) et premier nœud de la surface esclave ($j = 1$ par convention) (Cf. figure 44).

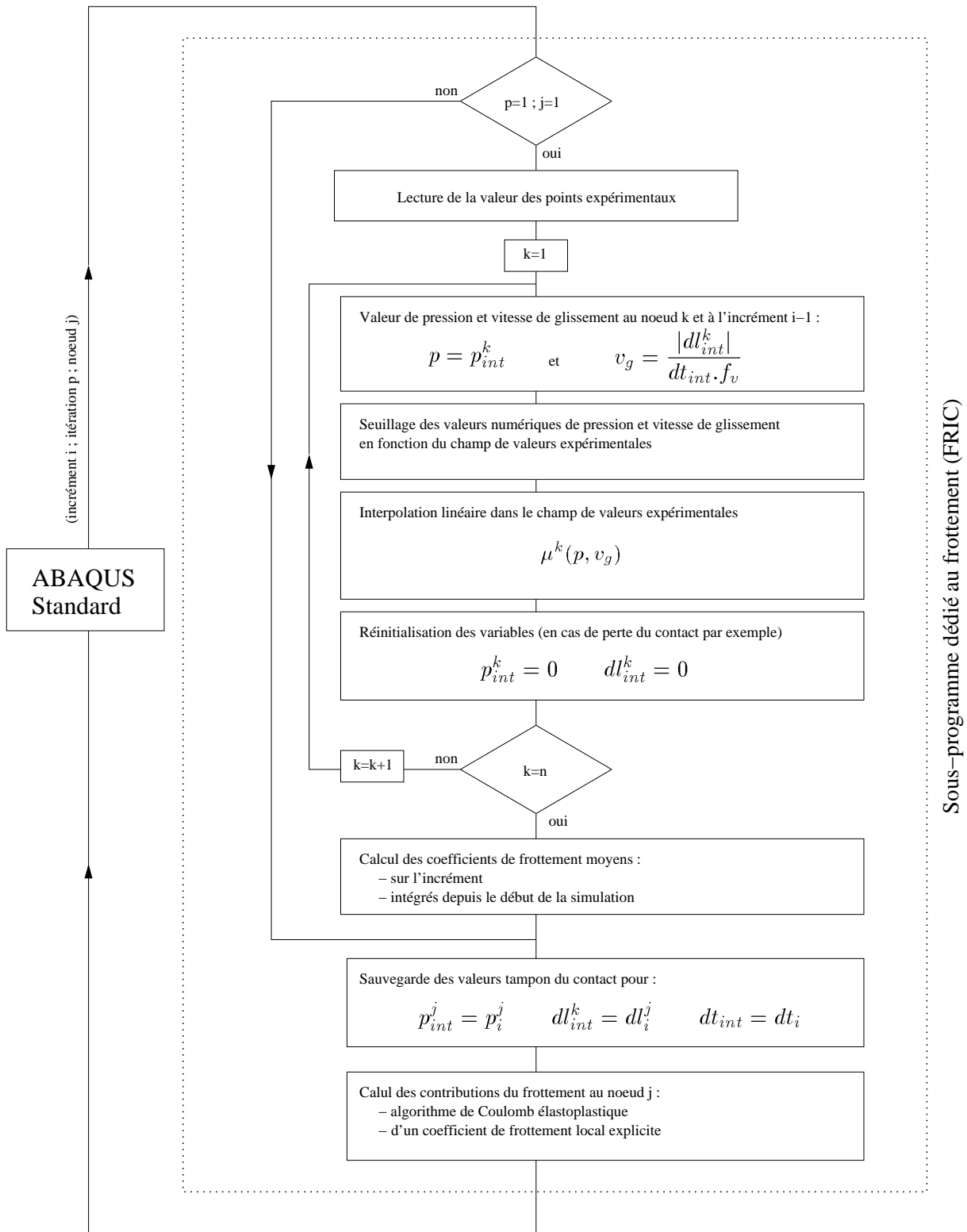


FIG. 44: Structure du sous-programme frottement du logiciel Abaqus® pour l'implémentation d'un coefficient de frottement de Coulomb local explicite

3.3.3.3 Validations pour un coefficient de frottement constant

La figure 45 présente la distribution des épaisseurs de la tôle pour une opération d'emboutissage sur poinçon hémisphérique et pour deux algorithmes de frottement : par défaut et implémenté par le biais de la routine utilisateur. Pour permettre la comparaison, le cas choisi est celui d'un coefficient de frottement constant et égal à 0,13. On constate une parfaite superposition des résultats, ce qui valide notre implémentation de l'algorithme de frottement de Coulomb sur Abaqus[®]. Nous faisons l'hypothèse que cet algorithme reste valide dans le cas d'un frottement évolutif.

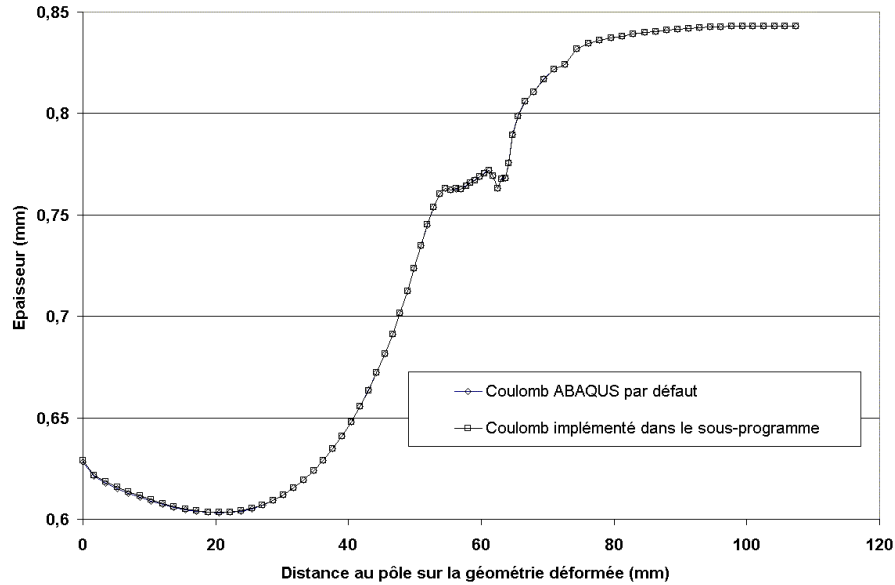


FIG. 45: Validation de l'implémentation du frottement de Coulomb régularisé sur Abaqus[®] par comparaison des algorithmes par défaut et implémenté ($\mu = 0,13$)

3.3.4 Vers une modélisation plus physique du frottement (Forge2[®])

DEVINE [Devine96] propose un modèle de frottement qui associe aux effets hydrodynamiques induits par le lubrifiant un frottement solide entre la tôle et l'outil. Nous avons basé notre travail théorique sur ce modèle de frottement. Ce modèle présente certaines limitations d'origines physiques et n'a jamais été implémenté dans un code éléments finis adapté. Dans cette perspective, nous nous sommes attachés à développer les trois points essentiels suivants du modèle :

- Dans le modèle de frottement développé par DEVINE et FELDER (Cf. annexes A et B pour une présentation détaillée du modèle de frottement), on représente la courbe d'Abbot par une fonction puissance de la forme :

$$F(h) = 1 - \left(\frac{R_T - h}{\delta R_T} \right)^q \quad (3.6)$$

δ et q sont des paramètres d'ajustement de la fonction de répartition des hauteurs³⁵. Pour des érosions importantes de la surface de la tôle, la courbe d'Abbot ne peut plus être représentée par la fonction puissance. Il faut utiliser une autre méthode de représentation.

- La fraction initiale d'aire en plateaux est égale à 0, ce qui implique un coefficient de frottement infini pour une longueur de frottement nulle entre les outils et la tôle. Il faut donc introduire une fraction initiale d'aire en plateaux au modèle.
- Ce modèle n'est pas incrémental. Il a donc été reformulé avec l'introduction de la variable « temps » ainsi qu'une variable d'histoire du contact³⁶.

Ces modifications permettent le calcul du coefficient de frottement évolutif le long d'un chemin de pression et de vitesse de glissement quelconque. Dans la suite du document, nous détaillons ces points ainsi que l'implémentation du modèle dans le logiciel Forge2[®]. Pour l'utilisation du modèle de Devine, nous avons utilisé les valeurs des grandeurs physiques qu'elle a identifiées expérimentalement (Cf. annexe A)

3.3.4.1 Généralisation du modèle pour de fortes érosions

a. Formulation du problème

Si il est aisé de représenter de manière plus adéquate la fonction de répartition des hauteurs, son introduction dans le modèle de frottement reste problématique, excepté pour certaines représentations comme celles évoquées en introduction. En effet, si nous représentons la courbe d'Abbot par la fonction $G(A_p)$ (Cf. équation B.3 annexe B), le problème posé devient le suivant.

Sur la courbe d'Abbot nous remarquons que :

$$Dh = R_T G(A_p) \quad \text{d'où} \quad dh = R_T G'(A_p) dA_p = f.nc.S^2.A_p.dL$$

Avec,

$$S = \frac{1}{nc} \left(\frac{p_s}{p_r} \right) \frac{1}{A_p^{\frac{3}{2}}}$$

³⁵ *i.e.* la courbe d'Abbot

³⁶ *i.e.* fraction d'aire en plateaux locale

On arrive naturellement à l'équation intégrale définissant l'aire en plateaux A_p de la tôle :

$$I(A_p) = \int_0^{A_p} A^2 G'(A) dA = \frac{f}{nc} \left(\frac{p_s}{p_r} \right)^2 \frac{L}{R_T} \quad (3.7)$$

L'objectif est de calculer la valeur de $S(A_p)$. Il convient donc d'inverser $I(A_p)$, A_p variant dans l'intervalle $[0; 1]$. Dans le cas de la définition de la partie supérieure de la courbe d'Abbot par une fonction puissance, l'inversion est aisée. Elle se complique en général quand il faut définir plus précisément la partie inférieure de la courbe. Plusieurs solutions sont envisageables. Nous avons retenu une solution numérique. Il est ainsi possible d'utiliser un fichier de points expérimentaux représentant la courbe d'Abbot. Le fichier est alors traité numériquement pour calculer l'intégrale $I(A_p)$ et l'inverser à l'aide d'un algorithme approprié.

Pour la validation de la méthode de calcul, le fichier de points représente une fonction définie par parties qui correspond à la fonction puissance sur la partie supérieure de la rugosité. Cette fonction est présentée en annexe C.

b. Solution numérique

Nous évoquons dans ce paragraphe une solution numérique qui permet la détermination de la valeur de A_p pour tout L . Un des avantages de cette solution est d'utiliser directement les couples de points expérimentaux de la courbe de répartition des hauteurs. Il n'y a alors pas besoin de représenter cette courbe par une fonction d'interpolation plus ou moins approximative. De plus, le nombre de points expérimentaux étant suffisant, la définition de A_p (continue par morceaux aussi) reste très précise.

Formulation de $A_p(L)$. Dans ce cas, la fonction G , définie continue par morceaux, est linéaire sur des intervalles $[A_{p_k}; A_{p_{k+1}}]$ qui correspondent aux pas de discrétisation (précision minimale de la solution) ou à l'échantillonnage expérimental. Nous l'écrivons sous la forme :

$$G_k(A_p) = a_k A_p + b_k \quad \text{pour } A_p \in [A_{p_k}; A_{p_{k+1}}]$$

L'intégrale $I(A_p)$ s'écrit alors comme suit :

$$I(A_p) = \int_0^{A_p} A^2 G'(A) dA = \underbrace{\frac{f}{nc} \left(\frac{p_s}{p_r} \right)^2 \frac{L}{R_T}}_{QL} \quad (3.8)$$

En supposant $A_p \in [A_{p_i}; A_{p_{i+1}}]$, nous écrivons l'intégrale sous la forme :

$$I(A_p) = \sum_{k=1}^i \left[\int_{A_{p_{k-1}}}^{A_{p_k}} A^2 G'_{k-1}(A) dA \right] + \int_{A_{p_i}}^{A_p} A^2 G'_i(A) dA \quad (A_{p_0} = 0)$$

soit :

$$I(A_p) = \sum_{k=1}^i \left[\int_{A_{p_{k-1}}}^{A_{p_k}} A^2 a_{k-1} dA \right] + \int_{A_{p_i}}^{A_p} A^2 a_i(A) dA$$

d'où :

$$I(A_p) = \frac{1}{3} \left[\sum_{k=1}^i [a_{k-1} (A_{p_k}^3 - A_{p_{k-1}}^3)] + a_i (A_p^3 - A_{p_i}^3) \right]$$

Il en résulte après réorganisation l'expression suivante pour $I(A_p)$:

$$I(A_p) = \frac{1}{3} \left(\sum_{k=1}^i [(a_{k-1} - a_k) A_{p_k}^3] + a_i A_p^3 \right) = QL \quad (A_{p_0} = 0)$$

Et enfin la valeur de $A_p(L)$ sous la forme :

$$A_p(L) = \sqrt[3]{\frac{3QL - \sum_{k=1}^i [(a_{k-1} - a_k) A_{p_k}^3]}{a_i}} \quad \text{avec} \quad A_p \in [A_{p_i}; A_{p_{i+1}}] \quad (3.9)$$

La valeur de $A_p(L)$ peut être calculée numériquement à partir du fichier de points de la courbe d'Abbot. Le calcul n'est pas direct comme le montre l'équation 3.9. On fait l'hypothèse que la fraction d'aire en plateaux A_p est comprise dans un intervalle $[A_{p_i}; A_{p_{i+1}}]$. Le calcul donne une valeur de A_p qui doit alors être confrontée à cette hypothèse. Le calcul est alors itéré jusqu'à la solution.

Cette méthode de résolution a été confrontée avec succès au cas initial de l'expression puissance de la fonction $G(A_p)$ où la solution analytique est connue.

Résultat pour une fonction définie par parties. Nous présentons ici le cas d'une fonction $G(A_p)$ définie par parties (voir annexe C). Nous avons repris cette représentation et calculé la valeur de $A_p(L)$. Les valeurs des coefficients qui définissent les deux fonctions sont présentés au tableau 3.1.

q	δ	A_{p_i}
3	0,7	0,5

TAB. 3.1: Paramètres de la représentation puissance

La figure 46 présente le résultat du calcul donné par l'algorithme pour une pression apparente de contact de 30 MPa et une vitesse de glissement relative de 100 mm/s. Nous effectuons ici le calcul de la fonction puissance en parallèle et comparons ce résultat à celui de la courbe plus représentative définie par parties.

Il apparaît que les valeurs de A_p divergent comme attendu (pour $A_p > A_{p_i} = 0,5$). La valeur de la fraction d'aire en plateaux est plus faible pour le cas de la fonction G plus représentative. L'érosion de la surface est moins importante. Pour cette forme de courbe d'Abbot, il semble que la fraction d'aire en plateaux tende lentement vers 1. Nous appréhendons ici l'effet de la représentation de la courbe d'Abbot sur la valeur de l'arasement de la tôle lors du processus d'emboutissage.

Si on prend mieux en compte la forme de la courbe de répartition des hauteurs de rugosités, la fraction initiale de plateaux reste cependant nulle. Ceci implique un coefficient de frottement de Coulomb infini pour une longueur de frottement nulle. Dans le prochain paragraphe, nous abordons ce point, tant d'un point de vue physique que d'un point de vue numérique.

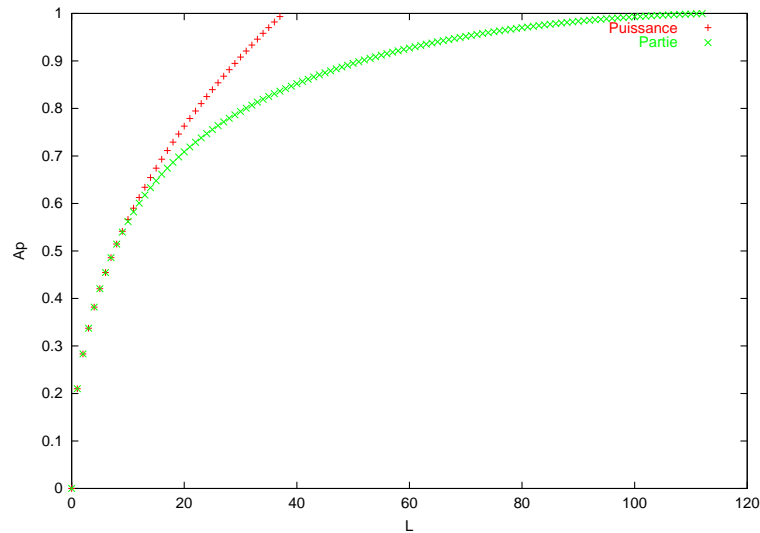


FIG. 46: Validation du calcul de l'aire en plateau $A_p(L)$ pour $P = 30 \text{ MPa}$ et $V = 100 \text{ mm.s}^{-1}$.

3.3.4.2 Introduction d'une aire en plateaux initiale

Lors du contact de l'outil avec la tôle sous une pression donnée, la fraction d'aire en plateaux ne peut être nulle. En effet, il y a déformation élastique ou élasto-plastique faible de la rugosité sous le contact. Ceci entraîne la formation d'une aire en plateaux initiale.

Le problème est double. Il faut d'une part être capable de caractériser expérimentalement la fraction d'aire en plateaux initiale. D'autre part, il faut implémenter cette variable dans notre modèle de frottement et en évaluer l'influence sur l'arasement et la valeur du coefficient de frottement de Coulomb.

a. Caractérisation expérimentale de A_{p0}

La figure 47 présente la forme type de la courbe d'Abbot que l'on trouve dans la littérature. L'aire en plateaux correspond théoriquement à une troncature parfaite de la courbe d'Abbot. Ici on constate que la rugosité suit globalement un profil « gaussien » [Abbott et al.33].

On peut noter que :

- Les plateaux de rugosité ne sont pas tous à la même altitude.
- Le résultat dépend du nombre de plateaux de rugosités sur la surface palpée.
- Le traitement qui suit l'essai de rugosimétrie peut influencer grandement le résultat...

Un traitement de l'essai de rugosimétrie sur le logiciel « Montain Map » nous permet d'accéder à un résultat qui fait apparaître de manière plus significative les zones de vallées et de plateaux sur la courbe d'Abbot. Le traitement est le suivant :

- décomposition de l'image en un profil de rugosité et un profil d'ondulation (*Cut Off*),
- le profil surfacique de rugosité est ensuite seuillé entre 0.5 et 99.5 %, dans l'objectif de supprimer une partie des irrégularités marquées du profil.

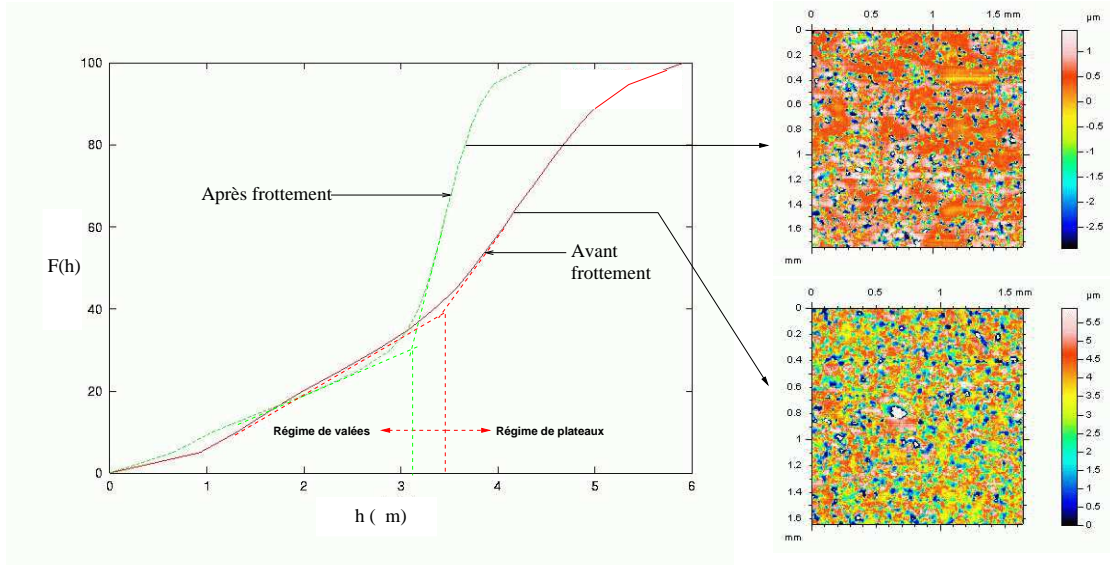


FIG. 47: Caractérisation de la courbe d'Abbot avant et après frottement
Dépouillement Montain Map

La figure 47 présente le résultat pour une tôle d'acier électrozingué, avant et après frottement. Le traitement effectué fait apparaître deux régions distinctes : les plateaux et les vallées. On observe en effet une rupture de pente entre ces deux régions. Cependant, le choix de l'aire en plateaux initiale en contact de la tôle avec les outils reste ouvert. On peut supposer que sous une pression normale, le contact va s'effectuer sur la surface totale des plateaux soit « juste » avant la rupture de pente. La valeur est donc de l'ordre de 40 % pour A_{p0} . Soulignons que cette valeur est très supérieure à celle (égale à 0) utilisée antérieurement dans le modèle de frottement.

b. Implémentation dans le modèle de frottement

Nous avons repris l'équation 3.8 qui se formule alors comme suit :

$$I(A_p) = \int_{A_{p0}}^{A_p} A^2 G'(A) dA$$

En décomposant l'écriture de l'intégrale de la même manière et en supposant $A_{p0} \in [A_{p_{q-1}}; A_{p_q}]$ on obtient alors la nouvelle formulation de A_p qui prend en compte une fraction initiale d'aire en plateaux :

$$A_p = \sqrt[3]{\frac{3QL - \sum_{k=q}^i [(a_{k-1} - a_k) A_{pk}^3] + a_{q-1} A_{p0}^3}{a_i}} \quad A_p \in [A_{pi}; A_{pi+1}]$$

Nous avons de plus formulé un calcul incrémental du modèle de frottement. Le modèle proposé précédemment prend en compte trois variables du frottement : la pression, la vitesse de glissement et la longueur de glissement de la tôle sur les outils. Ecrite de manière incrémentale, la longueur de glissement n'est autre que l'intégrale de la vitesse de glissement sur le temps. Cependant, il nous faut introduire une variable d'histoire du contact, ici la fraction d'aire en plateaux. Cette

variable nous permet de recalculer localement la fraction d'arasement de la rugosité entre t et $t + dt$ à partir de la valeur $A_p(t)$.

Nous avons validé notre implémentation en comparant la solution à une solution analytique puissance en gardant constantes la pression et la vitesse de glissement pendant le calcul. Le paragraphe suivant présente quelques résultats du modèle après modification.

3.3.4.3 Quelques résultats de la modélisation

a. Évolution de l'aire en plateaux

La figure 48 illustre l'évolution de la fraction d'aire en plateaux pour une valeur de pression apparente de 20 MPa , une vitesse de glissement de 30 mm/s et une fraction initiale d'aire en plateaux de 30% . La représentation de la courbe d'Abbot est celle définie en annexe C. Pour l'un des deux cas, la pression s'annule sur un intervalle de temps.

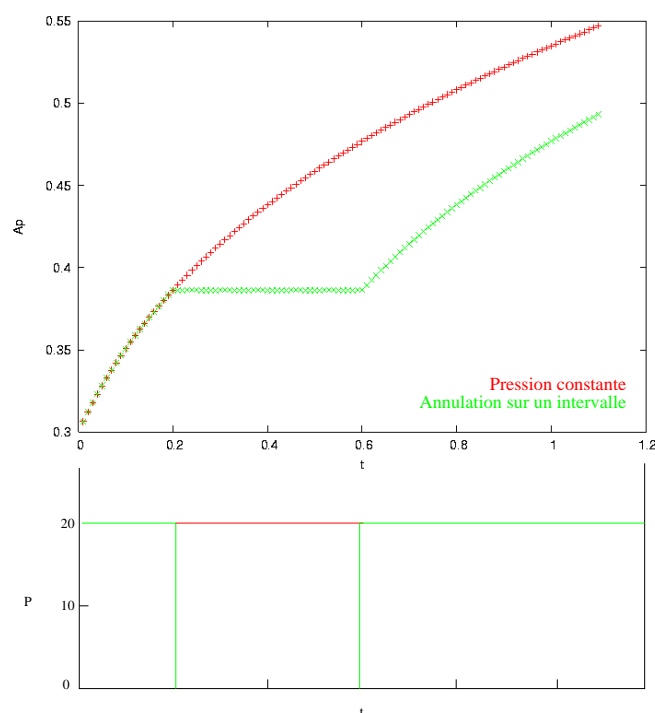


FIG. 48: Calcul incrémental de l'aire en plateau pour différents chemins de sollicitation
 $p = 20\text{ MPa}$, $v = 30\text{ mm/s}$, $\Delta t = 0,01\text{ s}$ et $A_{p0} = 0,3$

L'effet de la fraction d'aire en plateaux a une influence d'ordre 1 sur le frottement. Les modifications introduites dans le modèle modifient considérablement cette valeur, d'une part lorsque l'érosion devient importante, d'autre part au début du frottement. L'augmentation de A_{p0} tend logiquement à accroître globalement l'aire en plateaux calculée par l'algorithme de frottement. Nous allons appréhender dans le paragraphe suivant l'effet majeur de ces modifications sur la valeur du coefficient de frottement.

b. Conséquences sur le frottement

La figure 49 présente l'évolution du coefficient de frottement.

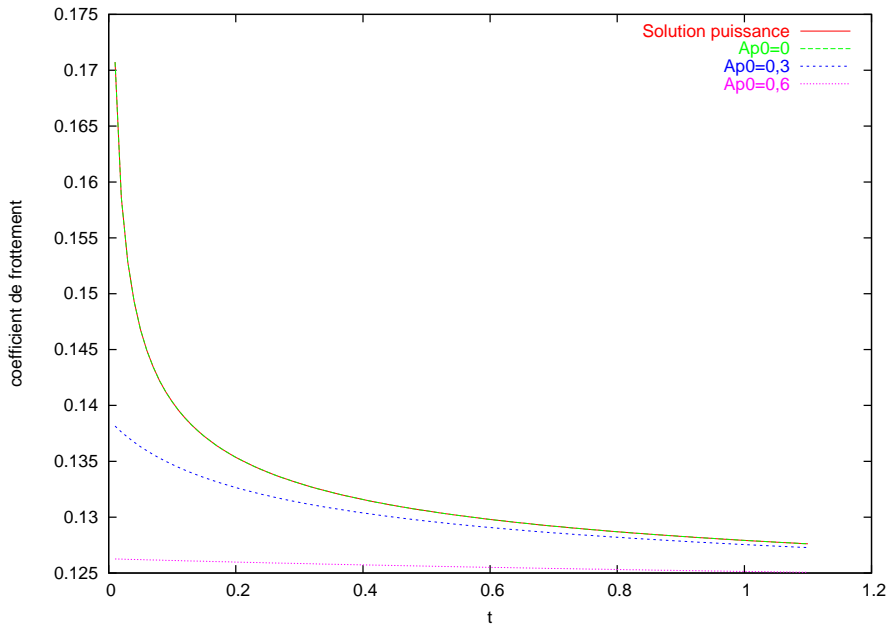


FIG. 49: Evolution du coefficient de frottement pour différentes aires en plateau initiales
Représentation par partie de la courbe d'Abbot ($v = 30 \text{ mm/s}$ et $p = 20 \text{ MPa}$)

La définition de la partie de la courbe d'Abbot correspondant aux forts arasements n'influe pas dans ce cas sur la valeur du coefficient de frottement. En effet, la pression est faible. Nous avons donc une superposition exacte entre la solution analytique et la solution incrémentale définie par partie pour une valeur de $A_p(0)$ égale à 0.

La figure 49 permet d'appréhender l'effet majeur de la fraction initiale d'aire en plateau sur la valeur du coefficient de frottement. Une valeur de 30% implique un coefficient de frottement « statique » de l'ordre de 0,15. On appréhende ici l'effet majeur de cette constante du modèle sur la valeur du coefficient de frottement lors des faibles glissements. De plus, une valeur initiale non nulle reste une condition nécessaire à la faisabilité du calcul éléments finis.

Pour des pressions fortes, nous avons constaté une différence de valeur du coefficient de frottement pour des longueurs de glissement relativement faibles (de l'ordre de 20 mm). Les fortes pressions impliquent une évolution rapide de l'aire en plateaux et donc, pour $A_p > A_{p_i} = 0,5$, une différence de coefficients de frottement. On peut toutefois s'interroger sur la pertinence du modèle pour des arasements très conséquents. En effet, on émet l'hypothèse que les débris sont recueillis dans les vallées après la phase de micro-usinage. Cependant, pour des arasements importants, les vallées peuvent-elles accueillir ces débris? C'est une des limitations du modèle. On peut imaginer un troisième corps de type « débris » qui modifie le coefficient de frottement de par sa présence à l'interface, voire provoque le grippage. De ce point de vue, ce modèle pourrait se révéler un outil d'approche de la résistance au grippage des tôles.

3.3.4.4 Conclusion

Nous avons présenté brièvement quelques modifications apportées au modèle de frottement introduit par I. Devine et E. Felder. Nous avons évalué l'effet de ces ajouts sur la valeur du coefficient de frottement de Coulomb. Leur influence semble non négligeable.

Nous avons désormais un modèle de frottement incrémental qui prend en compte l'histoire du contact et introduit dans un code éléments finis. Une première introduction du modèle dans la simulation numérique sur Forge2[®] a été effectuée. Le calcul incrémental de l'aire en plateau est robuste. En revanche, la contribution des effets hydrodynamiques a nécessité une prise en compte de type explicite de la vitesse et de la pression de contact, ceci dans le but de garder constant le coefficient de frottement tout au long d'un incrément.

Quelques résultats issus de ces développements seront présentés au chapitre suivant.

3.4 Conclusions et perspectives pour la simulation numérique

Nous avons présenté dans ce chapitre trois approches de la modélisation du frottement pour l'emboutissage :

- Un premier modèle développé sur Forge2[®] décrit la transition statique dynamique du frottement à l'interface tôle / outil comme une fonction de la longueur de glissement. Son implémentation a été validée sur la base d'une simulation de l'essai de biétrage plan.
- Un second modèle de frottement présente le frottement comme une fonction réversible de la vitesse et de la pression de contact. Basé sur nos caractérisations expérimentales (valeurs statiques et dynamiques) et développé sous Abaqus[®], il décrit l'évolution locale du frottement de manière réversible.
- Enfin, le modèle de Devine [Devine96] qui décrit l'histoire du contact local, est étendu pour la simulation numérique.

Chacune présente un intérêt en ce qui concerne la mise en évidence des effets du frottement sur le résultat d'une opération d'emboutissage. Dans le chapitre suivant, nous présentons les résultats issus de ces trois modélisations dans le cas d'une opération d'emboutissage académique de type poinçon hémisphérique à flan non bloqué.

Une perspective à ces travaux consiste en l'implémentation et l'évaluation de ces modélisations dans le cadre d'un logiciel « métier emboutissage » sur des géométries plus représentatives d'une opération de mise en forme industrielle.

Chapitre 4

Frottement évolutif et simulation numérique de l'emboutissage

4.1	Introduction	92
4.2	Étude préliminaire : cas d'un frottement constant	93
4.2.1	Un cas simple : le pliage-traction plane	93
4.2.1.1	Géométrie, rhéologie et conditions aux limites	93
4.2.1.2	Résultats et discussion	94
4.2.2	Approche analytique du rétreint sous serre-flan	97
4.2.2.1	Equations du problème	97
4.2.2.2	Résolution	99
4.2.2.3	Résultats	102
4.2.2.4	Conclusion et perspectives de modélisation	105
4.2.3	Vers une meilleure représentativité d'un cas industriel	106
4.2.3.1	Influence de l'anisotropie normale sur la distribution des épaisseurs	106
4.2.3.2	Interactions entre anisotropie plane et frottement	107
4.3	Choix d'un cas de simulation pour le frottement local évolutif	110
4.4	Frottement fonction de la longueur de glissement	113
4.4.1	Expression de l'équation d'équilibre	113
4.4.2	Discrétisation en éléments finis du flan et des outils	113
4.4.3	Rhéologie des matériaux	115
4.4.4	Modèle de frottement évolutif	115
4.4.5	Résultats et discussion	116
4.4.5.1	Démarrage du rétreint	116
4.4.5.2	Distribution des épaisseurs	117
4.4.6	Conclusion et perspectives	119
4.5	Frottement fonction de la vitesse et de la pression	120
4.5.1	Rhéologie des matériaux	120
4.5.2	Modélisation du frottement évolutif	120
4.5.3	Présentation des cas de simulations	121
4.5.4	Résultats et discussion	122
4.5.4.1	Evolution des pressions de contact lors de l'emboutissage	122

4.5.4.2	Influence de la vitesse de poinçon et de la pression de serre-flan	125
4.5.4.3	Comparaison avec un frottement moyen	127
4.5.5	Conclusion	131
4.6	Vers une modélisation plus physique du frottement	133
4.6.1	Paramètres du modèle	133
4.6.2	Résultats	133
4.7	Conclusion générale	135

4.1 Introduction

L'analyse des résultats nécessite le choix de grandeurs à observer³⁷ mettant en évidence les effets des différentes modélisations du frottement, qu'il soit variable ou constant. Ce point a été développé au premier chapitre, nous en reprenons ci-après les principales conclusions.

La difficulté de définir une ou plusieurs grandeurs nettement sensibles aux conditions de frottement en emboutissage demeure un facteur limitant pour ce type d'études où la corrélation avec l'expérience est primordiale. Ceci explique en partie les difficultés d'exploitation des résultats numériques et expérimentaux que l'on constate dans la littérature.

Historiquement, la force de poinçon et la distribution des épaisseurs sont les observables les plus usités en ce qui concerne les sujets relatifs à la tribologie des opérations d'emboutissage. Ces deux observables sont toutefois influencés à la fois par la rhéologie des matériaux et les phénomènes de frottement. Dans le cas d'un frottement variable, la détermination d'un observable qui dépende plus fortement du frottement que des autres paramètres influents (géométrie, rhéologie, ...) représente une condition majeure de la réussite. Ce n'est pas le cas de la force d'emboutissage qui reste principalement dépendante de la consistance moyenne du matériau, les variations de frottement n'étant influentes qu'à l'ordre deux. En revanche, la distribution des épaisseurs du flan après emboutissage permet de mieux mettre en évidence les effets du frottement tôle / outil. De plus, et à la différence de la force s'exerçant sur le poinçon, cet observable est local et résulte des effets cumulés du frottement pendant l'opération de formage.

Dans le cadre de l'étude des transitions entre un état de contact statique et un glissement à l'interface tôle / outil, nous proposons un observable qui caractérise le démarrage du rétreint. Il correspond à la course du poinçon provoquant un très faible avalement de la tôle sous le serre-flan (déplacement du bord du flan). Dans une certaine mesure, il met en évidence l'influence du frottement sur la transition du mode de déformation en expansion sous poinçon vers le mode de déformation en rétreint sous serre-flan.

A travers ce chapitre, nous explorons aussi d'autres observables « numériques »³⁸ qui permettent la comparaison des résultats issus du calcul numérique : calcul du coefficient de frottement moyen, global ou associé à chaque outillage,...

³⁷ que nous appellerons en abrégé « observables »

³⁸ que l'on ne peut pas observer simplement par l'expérience

4.2 Étude préliminaire : cas d'un frottement constant

Bien que les effets du frottement soient généralement du premier ordre sur le résultat de l'opération de mise en forme, en particulier quand le rapport surface sur épaisseur devient grand (formage de produits de grandes dimensions à partir de tôles fines par exemple), ils sont généralement méconnus et méritent d'être analysés indépendamment des autres aspects de la mise en forme. Nous présentons donc ci-après des travaux préliminaires effectués dans le cas d'un frottement constant qui mettent en évidence la complexité des phénomènes associés au frottement et l'importance du choix de la géométrie et des observables pour la compréhension des résultats. Nous nous intéressons successivement aux modes de déformation par pliage/traction plane, puis rétreint et discutons l'influence de l'anisotropie sur le frottement des tôles. Au delà de son rôle purement « prédictif », la simulation numérique est un outil efficace d'aide à la compréhension des phénomènes de frottement.

4.2.1 Un cas simple : le pliage-traction plane

La figure 50 présente la géométrie de l'opération utilisée pour la simulation numérique. Cette géométrie de type « oméga » est utilisée chez PSA Peugeot Citroën et d'autres constructeurs automobiles pour la corrélation calcul / expérience, notamment en ce qui concerne la prédiction des phénomènes de retour élastique.

4.2.1.1 Géométrie, rhéologie et conditions aux limites

Deux codes de simulation industriels basés sur la méthode des éléments finis (Optris[®] et Autoform[®]) ont été utilisés pour le calcul numérique. On peut s'attendre a priori à des résultats différents sur les deux codes. Cette différence est due à la différence de gestion des conditions de contact des deux codes et à leur description plus ou moins fine de la déformation plastique de la tôle. Sans rentrer dans le détail du fonctionnement des codes, il est bien connu que le code Optris[®] assure une description plus fine des conditions d'emboutissage ce qui lui confère une meilleure précision. En revanche, le code Autoform[®] a pour objectif une pré-conception rapide des opérations d'emboutissage. Il faut donc attendre d'Autoform[®] plus une prévision des effets qualitatifs que des valeurs précises, mais la différence peut être instructive comme nous le verrons.

La simulation est effectuée pour trois matériaux types de l'industrie automobile :

- Deux tôles d'acier laminé à froid :
 - Nuance P220 (rephosphoré, 0,67 mm),
 - Nuance ES (acier doux, 1,17 mm).
- Une tôle d'acier laminé à chaud haute résistance, la nuance HR45 (2,5 mm).

L'opération de mise en forme consiste en un déplacement du poinçon sous une force de serrage constante. Le flan défile donc entre le rayon de la matrice et le rayon du poinçon suivant un mode de déformation de type pliage/dépliage. Au delà d'une certaine force de retenue du flan apparaît un étirage en traction plane de la matière dans la zone sous le serre-flan, dans le brin libre et sous le poinçon.

Les conditions opératoires sont les suivantes :

- Les rayons matrice et poinçon sont égaux à 8 mm.
- Pression de serre-flan : 2 à 3,5 MPa (soit de 20 à 35 kgf/cm^2)
- Course de poinçon : 70 mm

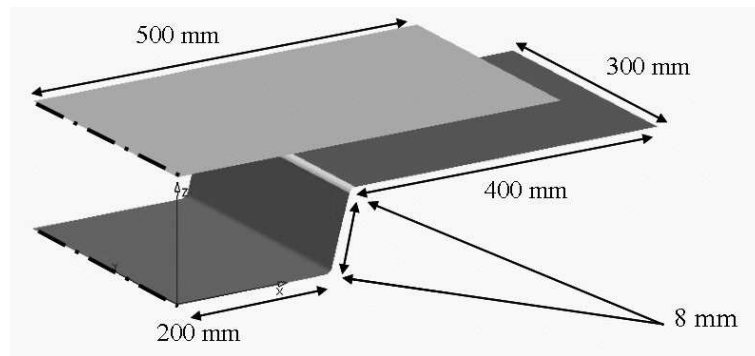


FIG. 50: Présentation de la géométrie de l'opération de pliage/étirage

On représente l'avalemment (déplacement du bord du flan) en fonction de la pression de serre-flan initiale. Le coefficient de frottement de Coulomb est constant et prend les valeurs 0,05, 0,13, 0,15 et 0,2 suivant le cas de simulation.

4.2.1.2 Résultats et discussion

La figure 51 présente, dans le cas de la tôle ES 1,17 mm, les variations d'avalemment du flan pour différentes valeurs du coefficient de frottement et différentes pressions de serrage initiales. L'avalemment est une fonction décroissante du frottement et de la pression de serrage. Les résultats sont, pour des conditions opératoires équivalentes ($\mu = 0,13$), différents entre les deux codes de simulation Optris[®] et Autoform[®]. Le second surestime l'avalemment, ceci dès les faibles efforts de retenue.

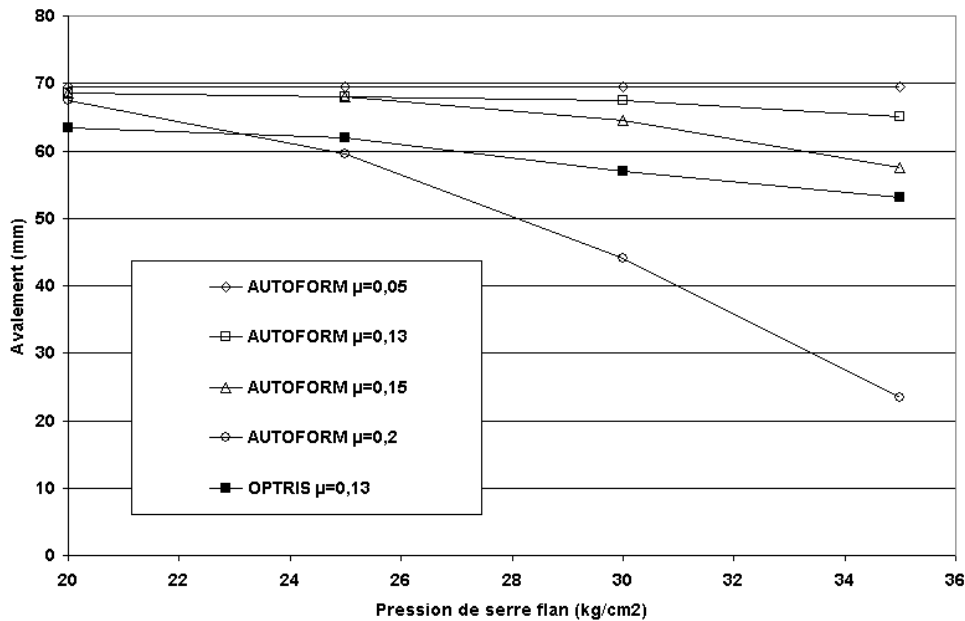


FIG. 51: Influence de la pression de serrage sur l'avalemment (résultats Optris[®] et Autoform[®] pour ES 1,17 mm)

L'influence du frottement conjugué à la force de serrage est significative sur l'avalement. Si cette représentation ne met pas en évidence dans cette gamme de pressions un effet significatif pour les valeurs faibles du frottement (*i.e.* de l'ordre de 0,05), son effet devient discriminant pour des valeurs typiques de la mise en forme par emboutissage (de l'ordre de 0,13 à 0,15).

Nous proposons ci-après une représentation, pour chaque tôle, de l'avalement en fonction de la force de retenue du flan qui a pour objectif de généraliser les résultats. La force de retenue F_r s'exprime, par définition du coefficient de frottement, en fonction de la force de serre-flan F_t à tout instant sous la forme :

$$F_r = \int_S \tau \cdot dS = \int_S \mu p dS = \mu F_t$$

Nous représentons donc sur la figure 52 les résultats issus de la figure 51 sous la forme :

$$\text{avalement} = f(\mu P)$$

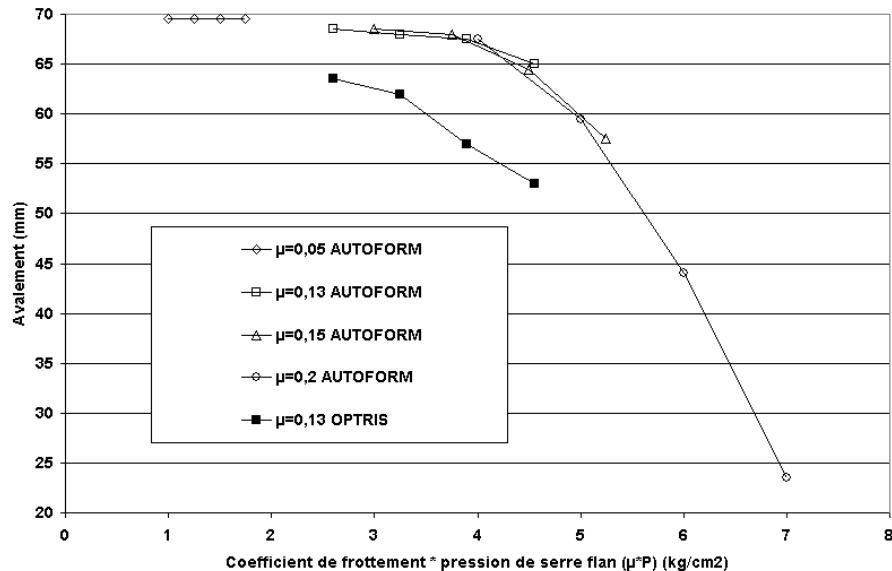


FIG. 52: Courbe maîtresse décrivant l'évolution de l'avalement en fonction de la retenue équivalente du flan (ES 1,17 mm)

Cette représentation permet la généralisation des résultats sous la forme d'une courbe maîtresse pour chaque tôle. Elle met bien en évidence la compétition entre les efforts de traction F_T et les efforts de retenue F_R , soit :

- $F_R < F_T$ engendre le glissement sans déformation plastique significative,
- $F_R > F_T$ engendre le ralentissement du flan sous le serre-flan et le développement de la déformation en traction plane du flan.

L'influence de la retenue diminue évidemment avec l'augmentation d'épaisseur et de la limite d'élasticité du matériau. La figure suivante présente les trois courbes maîtresses pour les tôles P220, ES et HR45.

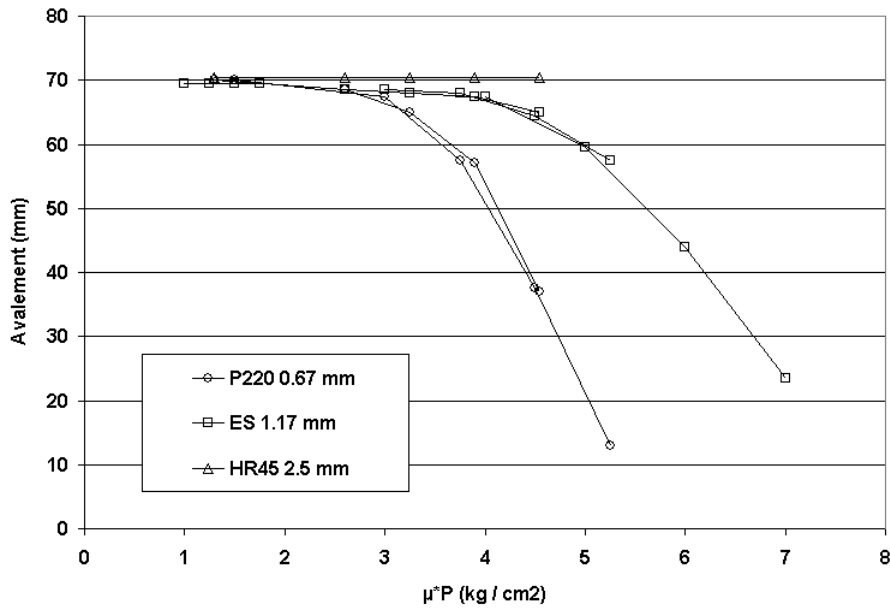


FIG. 53: Présentation de l'avalement en fonction de la retenue du flan $\mu = 0,05, 0,13, 0,15$ et $0,2$

On retrouve figure 53 l'influence de l'épaisseur du flan sur la valeur de l'avalement : Dans le cas de la tôle HR45 (2,45 mm) et dans la gamme de coefficient de frottement et de forces de serrage utilisée, la force de retenue n'est pas suffisante pour induire des différences d'avalement. La compétition entre les modes de déformation par pliage/dépliage et étirage n'est pas (ou peu) initiée. Les résultats d'avalement dans le cas de la tôle ES sont intermédiaires entre ceux de la tôle P220 et ceux de la tôle HR45.

Dans le cas de la tôle HR45, l'avalement est maximal sans aucune plastification induite³⁹. La sensibilité à la retenue est d'autant plus importante que l'épaisseur diminue. Dans le cas de la tôle P220 et pour une retenue de $5,25 \text{ kgf/cm}^2$, le flan est à la limite du blocage complet sous le serre-flan.

A noter que ces résultats ont permis de « recalcr », selon une première approche, les deux codes l'un par rapport à l'autre : un coefficient de frottement moyen de $0,15$ sur Autoform[®] est équivalent à $0,13$ sur Optris[®]. Dans ce cas, le coefficient de frottement est utilisé comme coefficient d'ajustement entre les différents codes de simulations, partiellement au détriment de son sens physique.

Cette représentation semble pertinente dans le cas présent du pliage et pour la mise en évidence de la compétition des effets de volume / effets de surface. Il nous manque ici une confrontation avec les résultats d'une campagne d'essais permettant la validation complète de ces résultats. A noter que la réalisation de tels essais nécessite le contrôle de la force de serrage, ce qui est difficile à réaliser sur la plupart des presses industrielles : on contrôle plus couramment à l'aide de cales (compensateurs) le jeu entre outils. Ce type d'approche sera utilisé dans la suite de ce chapitre pour la définition d'observables numériques dans le cas du frottement évolutif.

³⁹les efforts nécessaires pour assurer l'étirement plastique de la tôle augmentent avec l'épaisseur de la tôle

4.2.2 Approche analytique du rétreint sous serre-flan

On analyse ici de manière approchée par une méthode des tranches le contact tôle / outil sous le serre-flan. Les contraintes sont ainsi indépendantes de la coordonnée z .

4.2.2.1 Equations du problème

Conditions aux limites. Il existe sur ce problème trois conditions aux limites évidentes. La figure 54 en donne une représentation.

La première exprime la condition de bord libre sur la surface extérieure du flan de la manière suivante :

$$\sigma_r(r = b) = 0 \quad (4.1)$$

La seconde exprime la perte de contact de la tôle avec le serre flan au rayon d comme suit :

$$\sigma_z(r = d) = 0 \quad (4.2)$$

La troisième et dernière condition exprime la valeur de la force de serrage imposée H sur le flan. Cette force s'exerce sur toute la zone de contact soit :

$$H = -2\pi \int_d^b \sigma_z r dr \quad (4.3)$$

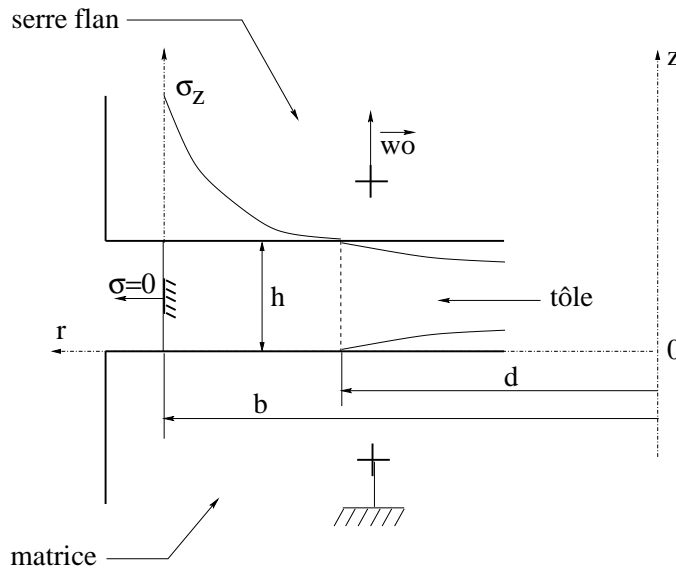


FIG. 54: Représentation du problème

Critère de plasticité anisotrope. On considère que la tôle possède un critère de plasticité anisotrope. Ce modèle axisymétrique exprime uniquement l'anisotropie normale de la tôle. Le critère de plasticité est de type Hill 48 (le coefficient R est le coefficient de Lankford). En contraintes principales, on peut le définir comme suit :

$$(\sigma_r - \sigma_z)^2 + (\sigma_\theta - \sigma_z)^2 + R(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 = (1 + R)\sigma_0^2 \quad (4.4)$$

Règle de normalité. Pour un état de vitesse de déformation donné, parmi tous les états de contraintes plastiquement admissibles, l'état de contrainte réel est celui qui dissipe la plus forte puissance de déformation plastique. Pour un état de contrainte σ vérifiant le critère suivant :

$$f(\sigma) = 0$$

si on considère le tenseur des vitesses de déformation qui lui est associé (on néglige ici la déformation élastique), on peut considérer également un autre état de contrainte pour lequel $f(\sigma^*) \leq 0$ (domaine élastique). Pour un matériau obéissant au principe du travail maximal, il en résulte que :

$$(\sigma - \sigma^*) : \dot{\epsilon} \geq 0$$

Pour une déformation plastique, on peut alors démontrer le critère de normalité suivant :

$$\dot{\epsilon}^{pl} = \lambda^{pl} \frac{\partial f(\sigma)}{\partial \sigma}$$

On déduit alors, en appliquant le critère de normalité au critère de plasticité, la forme de la loi d'écoulement suivante pour le matériau :

$$\frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{\dot{\epsilon}_r - \dot{\epsilon}_\theta} = \frac{\sigma_z - \sigma_r}{R\dot{\epsilon}_z - \dot{\epsilon}_r} = \frac{\sigma_z - \sigma_\theta}{R\dot{\epsilon}_z - \dot{\epsilon}_\theta} \geq 0 \quad (4.5)$$

Equation d'équilibre mécanique statique. Dans notre cas axisymétrique, on suppose que les contraintes ne dépendent que de r . L'équilibre dynamique s'écrit alors comme suit :

$$\frac{d\sigma_r}{dr} + \frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{r} - 2\frac{\mu\sigma_z}{h} = 0 \quad (4.6)$$

μ est le coefficient de frottement de Coulomb qui s'exerce à l'interface tôle / outil.

Tenseur des vitesses de déformation. On suppose que le serre flan est animé d'une vitesse ω_0 . Dans la zone de contact de la matière sous serre flan, on fait l'hypothèse cinématique suivante :

$$\vec{U}(r, \theta, z) \begin{cases} u(r, \theta, z) = u(r) \\ v(r, \theta, z) = 0 \\ w(r, \theta, z) = w(z) = \omega_0 \frac{z}{h} \end{cases}$$

On exprime l'incompressibilité de l'écoulement, ce qui amène à l'équation différentielle suivante :

$$\frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} = -\frac{\omega_0}{h} \quad \text{d'où l'expression} \quad \frac{d(ru)}{dr} = -\frac{\omega_0 r}{h}$$

La résolution de cette équation différentielle nous permet d'accéder à l'expression du champ de vitesses et à celle du tenseur des vitesses de déformation (dont la forme est diagonale) :

$$\vec{U}(r, \theta, z) \begin{cases} u(r) = -\frac{\omega_0}{2h} \left(r + \frac{C}{r} \right) \\ v = 0 \\ w(z) = \omega_0 \frac{z}{h} \end{cases} \quad \text{et} \quad \dot{\epsilon} = \begin{pmatrix} \frac{\omega_0}{2h} \left(-1 + \frac{C}{r^2} \right) & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{\omega_0}{2h} \left(1 + \frac{C}{r^2} \right) & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\omega_0}{h} \end{pmatrix}$$

4.2.2.2 Résolution

Expression du champ de contraintes. On remonte à l'expression du tenseur des contraintes en remplaçant l'expression des vitesses de déformations dans le critère de normalité. On obtient ainsi l'expression suivante :

$$\frac{\sigma_r - \sigma_\theta}{2C'} = \frac{\sigma_z - \sigma_r}{r^2 - C'} = \frac{\sigma_z - \sigma_\theta}{r^2 + C'} = \lambda \geq 0 \quad \text{avec} \quad C' = \frac{C}{1 + 2R}$$

Les différences de contraintes principales (fonction de λ) sont reportées dans le critère de plasticité. On obtient ainsi la valeur de λ :

$$\lambda = \frac{\sigma_0'}{\sqrt{r^4 + SC'^2}} \quad \text{avec} \quad S = 1 + 2R \quad \text{et} \quad \sigma_0' = \sigma_0 \sqrt{\frac{1 + R}{2}}$$

On en déduit ainsi la valeur de $\sigma_r - \sigma_\theta$ et de σ_z que l'on pourra réintroduire ensuite dans l'équilibre mécanique et ainsi obtenir une équation différentielle sur r et σ_r :

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_r - \sigma_\theta = \sigma_0' \frac{2C'}{\sqrt{r^4 + SC'^2}} \\ \sigma_z(r) = \sigma_r(r) + \sigma_0' \frac{r^2 - C'}{\sqrt{r^4 + SC'^2}} \end{array} \right. \quad \text{soit} \quad \left\{ \begin{array}{l} \sigma_z(\bar{r}) = \sigma_r(\bar{r}) - \sigma_0' f(\bar{r}) \\ f(x) = \frac{\bar{C} - x^2}{\sqrt{x^4 + SC'^2}} \\ \bar{C} = \frac{C'}{b^2} \quad \text{et} \quad \bar{r} = \frac{r}{b} \end{array} \right.$$

Equation différentielle en σ_z . En remplaçant les expressions des contraintes dans l'équilibre mécanique, on obtient ainsi une équation différentielle sur σ_z de la forme générale :

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{d\sigma_z(\bar{r})}{d\bar{r}} - M(\bar{r}, t)\sigma_z(\bar{r}) = -\sigma_0' \frac{g(\bar{r})}{\bar{r}} \\ g(x) = \frac{2S\bar{C}^2(\bar{C} - x^2)}{(x^4 + S\bar{C}^2)^{\frac{3}{2}}} = \frac{2S\bar{C}^2 f(x)}{x^4 + S\bar{C}^2} \\ M(\bar{r}, t) = \frac{2\mu(\bar{r}, t)b}{h} \end{array} \right. \quad (4.7)$$

Notons ici que le coefficient de frottement est défini de manière locale sur la partie en contact du flan avec le serre-flan et la matrice ; ceci dans la perspective d'une prise en compte d'un coefficient de frottement évolutif spatialement et temporellement.

Introduction des conditions aux limites. La condition aux limites 4.1 permet d'accéder à la valeur de $\sigma_z(\bar{r} = 1)$ en fonction de \bar{C} . Elle s'exprime de la manière suivante :

$$\sigma_z(\bar{r} = 1) = -\sigma_0' f(1) \quad (4.8)$$

De plus, nous possédons la condition aux limites 4.2 qui exprime la perte de contact du serre flan pour $\bar{r} = \bar{d}$ (de manière adimensionnelle).

La troisième condition aux limites définit la force de serre flan \bar{H}_0 imposée lors de l'opération d'emboutissage :

$$\bar{H}_0 = \frac{H}{\pi b^2 \sigma_0'}$$

Méthode de résolution. Pour une valeur de \bar{C}_0 donnée, on connaît la valeur de $\sigma_z(\bar{r} = 1)$ (première condition aux limites). On peut calculer pas à pas par la méthode de Runge-Kutta la valeur de $\sigma_z(\bar{r})$.

Le calcul s'arrête quand la contrainte normale est nulle⁴⁰ ou positive ($\sigma_z(\bar{r}) \geq 0$: deuxième condition aux limites). On peut alors connaître la proportion de flan qui soutient le contact \bar{d} . Le calcul de la force de serre-flan permet de vérifier l'hypothèse sur \bar{C} (troisième condition aux limites). Sachant que \bar{C} est une fonction croissante de \bar{H} , on peut réévaluer par dichotomie la valeur de \bar{C} de la manière suivante⁴¹ :

$$\bar{C} = (\bar{C} - 1) * \frac{\bar{H}_0}{\bar{H}} + 1$$

On itère ainsi jusqu'à la solution qui advient numériquement pour $|\bar{H}_0 - \bar{H}| < \varepsilon$. Le calcul fournit les valeurs de \bar{C} et de \bar{d} .

Nous utilisons pour résoudre cette équation différentielle du premier ordre un algorithme de Runge-Kutta (ordre 3) (Cf. Annexe E). La figure 55 présente l'algorithme de résolution utilisé pour le calcul numérique de l'écoulement sous serre-flan. Il reste à implémenter la prise en compte d'un frottement variable dans cet algorithme.

⁴⁰ce qui correspond à la perte de contact

⁴¹à noter que \bar{C} croît à partir de 1 ce qui explique l'expression de la réévaluation par dichotomie

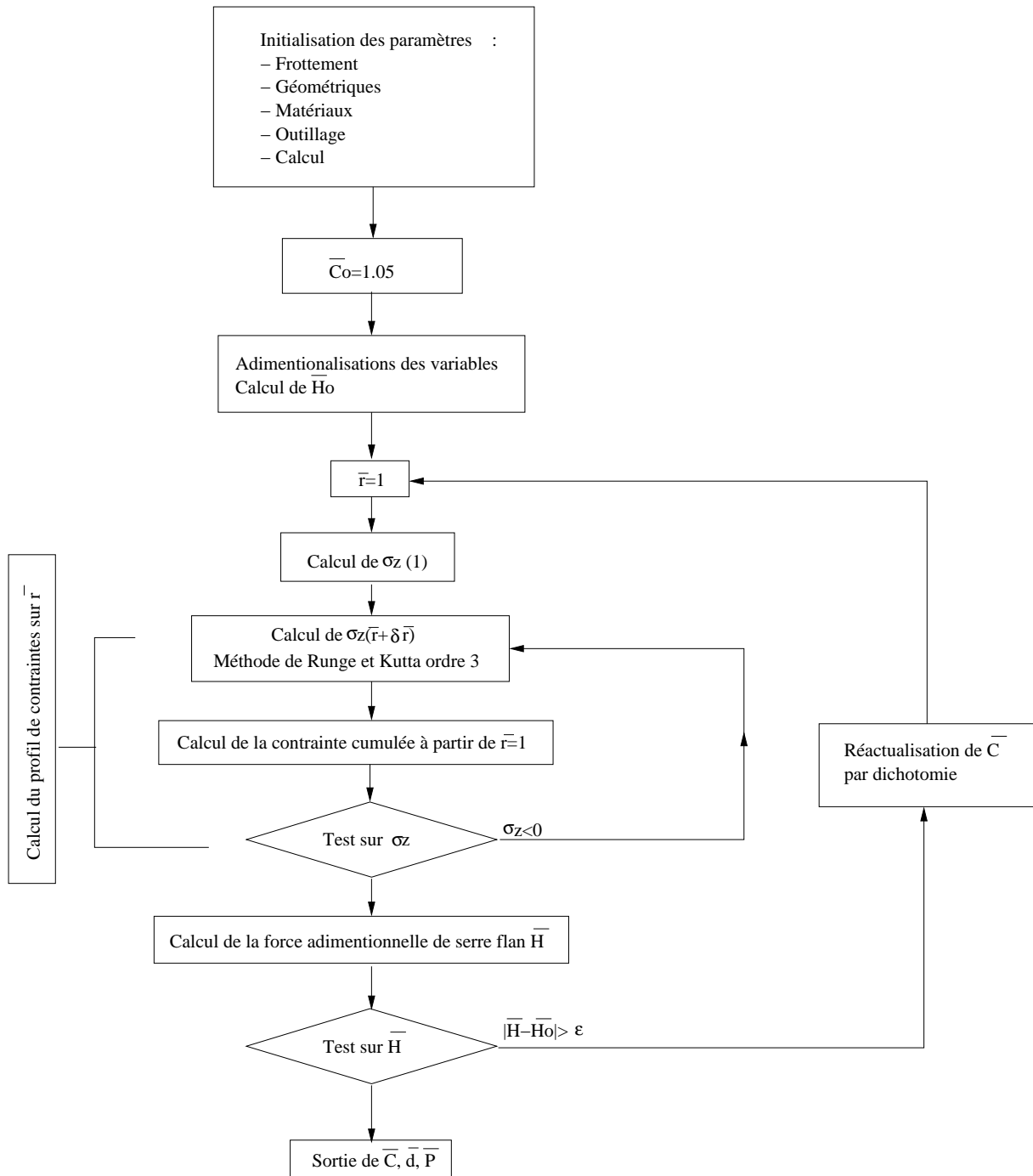


FIG. 55: Présentation de l'algorithme de résolution

4.2.2.3 Résultats

Les deux figures ci-après (Cf. figures 56 et 57) présentent les variations de la fraction \bar{d} de contact de la tôle avec les outils et de la pression moyenne \bar{P} appliquée sur le flan en fonction des niveaux de serrage et de frottement. La rhéologie du matériau est précisée dans le tableau 4.1. Le coefficient de Lankford est fixé à 1 pour les calculs. Le matériau est alors considéré comme isotrope. Ce coefficient, bien connu des emboutisseurs, influence cependant grandement les caractéristiques d'emboutissabilité de la tôle et son écoulement lors de la mise en forme⁴².

b_0 (mm)	h_0 (mm)	K (MPa)	n	$\bar{\varepsilon}_0$	R	δr mm
100	1	500	0.2	0.01	1	-0.1

TAB. 4.1: Constantes du modèle

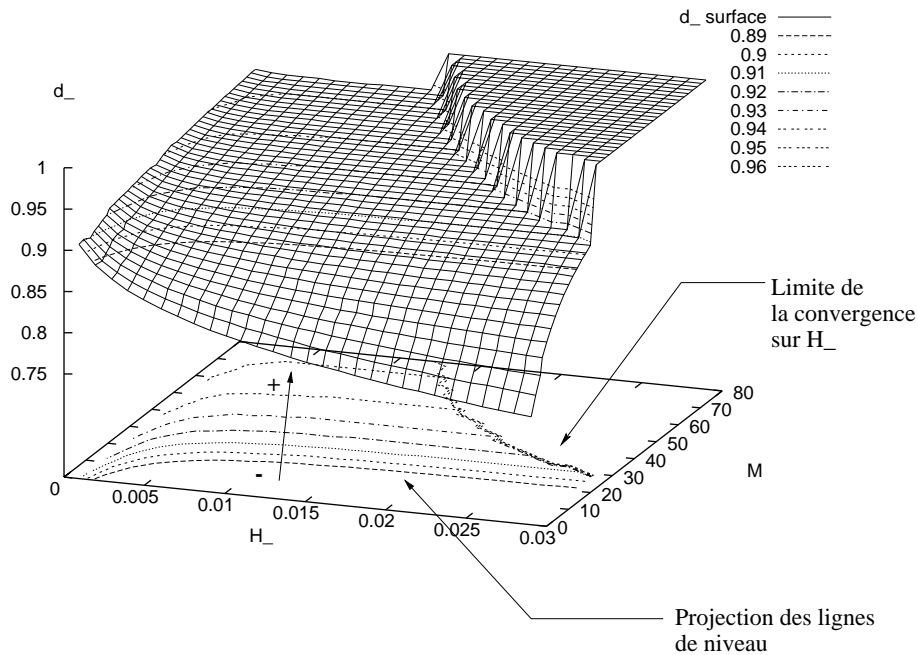


FIG. 56: Variation de \bar{d} en fonction de M (μ entre 0,05 à 0,4 environ) et \bar{H}
Influence du serrage et du frottement sur la localisation du contact en rétreint pur

En ce qui concerne les variations de \bar{d} en fonction du frottement et de la force de serrage adimensionnelle, il apparaît que la valeur du frottement influence de manière prépondérante la localisation du contact à la périphérie du flan (voir pour cela l'évolution des lignes niveau). Pour $\bar{H} > 0.005$, l'effet de la force de serrage sur la valeur de \bar{d} reste négligeable en comparaison des effets du frottement.

La cission de frottement, introduite à travers le coefficient de frottement constant μ_0 , tend à freiner l'écoulement de la matière vers le poinçon. Ceci entraîne une localisation plus rapide du

⁴²pour une anisotropie normale croissante, la striction apparaît plus tardivement

contact vers la zone de rétreint maximum à la périphérie du flan. Pour les valeurs utilisées, il apparaît que la limite du contact se situe au minimum aux alentours de 80% du rayon initial du flan (valeur de \bar{H} élevée et M faibles).

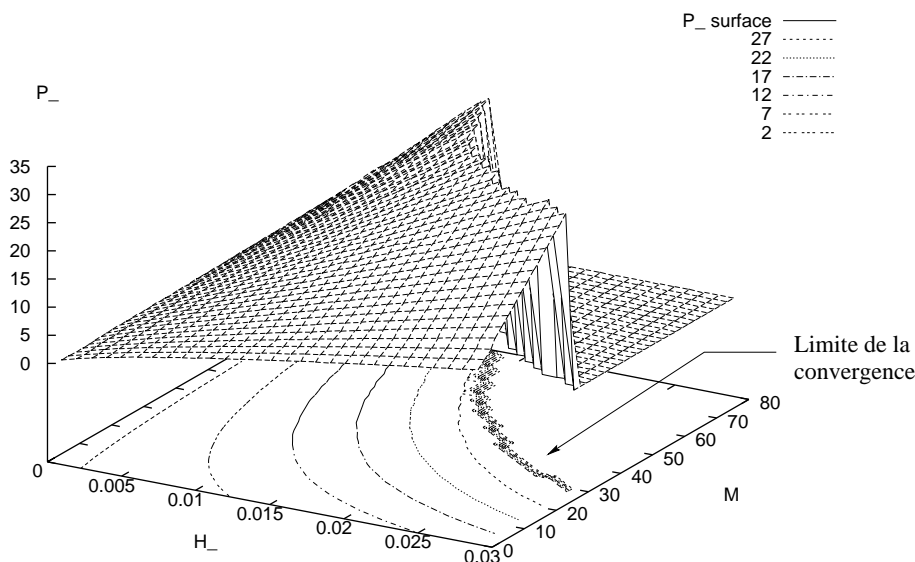


FIG. 57: Variation de \bar{P} en fonction de M et \bar{H}
Influence du serrage et du frottement sur la pression moyenne

L'influence du frottement sur la pression moyenne effective de serrage \bar{P} est bien différente. Ainsi, on comprend naturellement l'effet de la force de serrage sur la pression moyenne. En ce qui concerne l'effet du frottement, on peut remarquer qu'il est (dans notre gamme de force et de frottement) d'influence sensiblement égale à celle de la force de serrage \bar{H} . La pression augmente donc de manière quasi-identique en fonction de la force de serrage et du frottement.

Sur chaque graphique, on peut observer une zone de non convergence de l'algorithme pour certains couples (\bar{H}, M) élevés. Pour ces valeurs des paramètres \bar{H} et M , le coefficient \bar{C} tend vers l'infini : *i.e.* la vitesse de gonflement du flan tend vers l'infini.

Le graphique 58 montre l'évolution de cette zone avec les variations de R (anisotropie normale, coefficient de Lankford). Il apparaît que, quand R augmente, la zone « inaccessible » tend à s'étendre vers de plus faibles valeurs de \bar{H} et M .

On peut constater que l'épaisseur de tôle n'influe pas sur la position de la zone « inaccessible ». Quand l'épaisseur augmente, le coefficient $M = \frac{2\mu b}{h}$ diminue. La localisation de la zone de contact sur l'extérieur du flan apparaît donc plus tardivement pour un même coefficient de frottement de Coulomb. Ce cas n'est pas représenté dans le présent document.

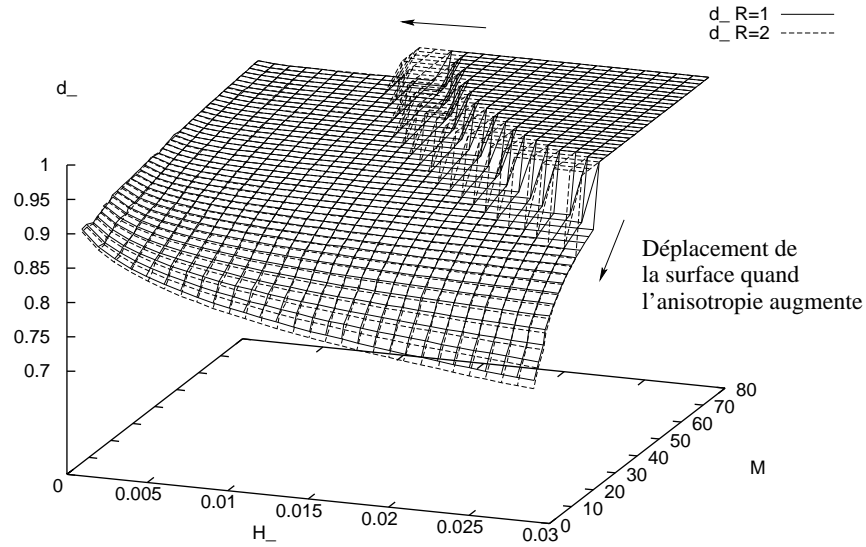


FIG. 58: Influence du coefficient de Lankford sur la localisation du contact

Cas limite de la déformation plane. Le cas limite de la déformation plane est atteint pour des vitesses nulles d'épaississement de la tôle, *ie* le coefficient \bar{C} tend vers l'infini. Pour $\bar{C} = 1$ en revanche, c'est le cas de la contrainte plane qui prévaut⁴³.

Pour le cas particulier de la déformation plane, assez éloigné des conditions usuelles de l'emboutissage, nous avons réévalué la valeur des fonctions $g(\bar{r})$ et $f(\bar{r})$ pour \bar{C} tendant vers l'infini. Ces fonctions ne dépendent alors que du paramètre S et s'expriment comme suit :

$$\begin{cases} f(x) \sim \frac{1}{\sqrt{S}} \\ g(x) \sim \frac{2}{\sqrt{S}} \end{cases}$$

Nous avons, à partir de ces valeurs limites des fonctions $g(\bar{r})$ et $f(\bar{r})$, calculé la courbe représentative de \bar{d}_∞ . Pour M imposé, nous avons alors calculé directement la valeur de \bar{H}_∞ et \bar{d}_∞ . En effet, il n'y a alors plus à rechercher une convergence de l'algorithme sur la valeur de \bar{C} . Nous définissons ainsi les limites de la zone « inaccessible ». La figure 59 représente cette courbe sur la surface de \bar{d} .

A noter que \bar{d}_∞ dépend uniquement de M . La connaissance de la limite du contact impose la valeur de \bar{H}_∞ correspondante et qui satisfait la condition aux limites.

⁴³Dans ce cas, la tôle est libre de s'épaissir librement, les contraintes sont dans le plan de la tôle

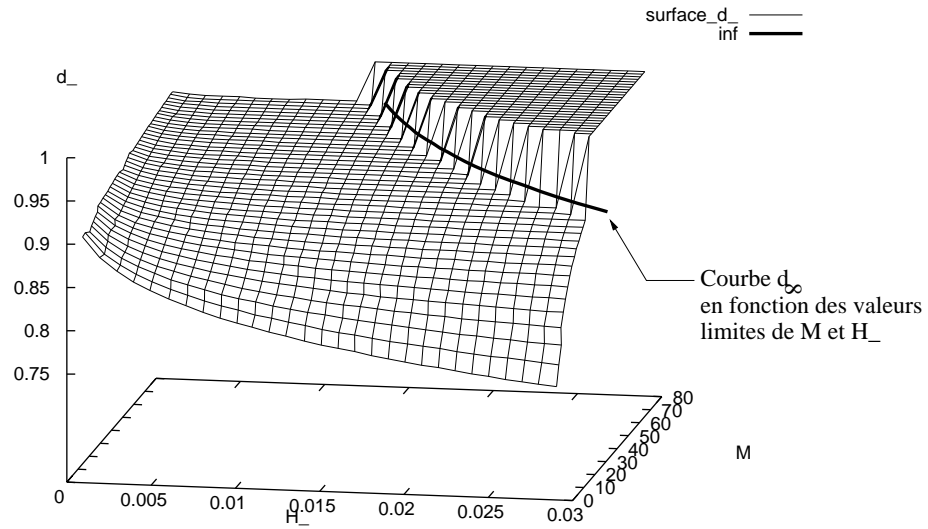


FIG. 59: Représentation de la courbe $d_\infty(M_\infty, \bar{H}_\infty)$

4.2.2.4 Conclusion et perspectives de modélisation

Nous avons présenté dans ce paragraphe une modélisation analytique du rétreint en emboutissage prenant en compte l'effet du frottement. Nous confronterons au paragraphe 4.5.4.1 certains des résultats issus de cette modélisation aux résultats de simulation sous Abaqus[®] (notamment la portion de flan qui soutient le contact).

Deux perspectives à cette modélisation sont envisageables :

- D'une part l'implémentation d'un calcul incrémental en postulant un δb pour chaque incrément. Le point à étudier reste l'implémentation dans le critère de plasticité de la déformation $\bar{\epsilon}$.
- Un deuxième point, plus ardu, est l'implémentation de lois de frottement évolutives ou fonctions des variables du modèle ; ceci dans la perspective d'étudier l'influence de la définition du frottement sur les valeurs de sortie (\bar{C} , \bar{d} ...).

4.2.3 Vers une meilleure représentativité d'un cas industriel

L'écoulement radial a pour effet de concentrer le contact à la périphérie du flan. Le frottement accentue cette concentration dans le cas d'une tôle présentant une anisotropie normale. Il est bien connu par ailleurs que l'anisotropie plane entraîne l'apparition des cornes d'emboutissage qui correspondent à des variations orthoradiales d'épaisseur de la collerette. Dans la perspective de nos modélisations, il est intéressant de vérifier les prévisions du calcul analytique en anisotropie normale par une simulation numérique, puis d'examiner l'effet combiné du frottement et de l'anisotropie plane sur l'écoulement de la matière.

4.2.3.1 Influence de l'anisotropie normale sur la distribution des épaisseurs

La figure 60 présente les distributions d'épaisseur pour un embouti hémisphérique à flan non bloqué, avec et sans prise en compte d'une anisotropie normale⁴⁴. La modélisation est axisymétrique sous Abaqus[®]. La rhéologie du matériau est détaillée en annexe F. Le frottement tôle outils est modélisé sous la forme d'un coefficient de frottement de Coulomb constant égal à 0,13. La force de serre-flan est de 32 kN.

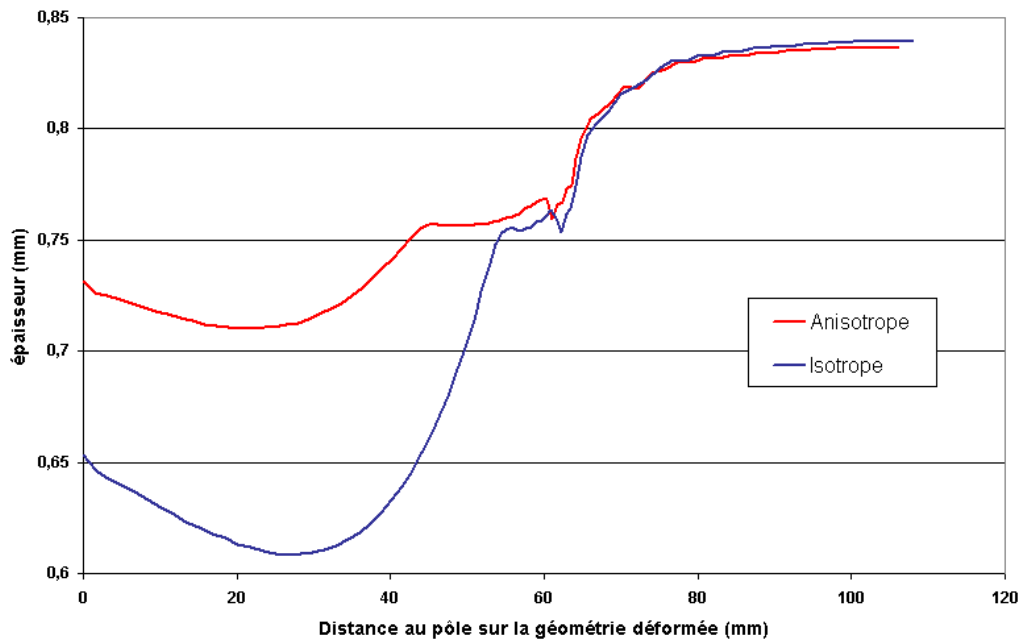


FIG. 60: Distributions d'épaisseur dans les cas isotropes et anisotropes (32 kN / 62,5 mm de profondeur d'emboutissage / $R=1$ et 1,77 / $\mu=0,13$)

Le coefficient d'anisotropie normale supérieur à 1 tend à uniformiser la répartition des épaisseurs. Dans la zone en expansion sous le poinçon, on retrouve logiquement des aminçissements plus importants ainsi qu'une distribution des épaisseurs plus hétérogène dans le cas isotrope. La zone d'épaisseur minimale est décalée vers l'extérieur.

⁴⁴l'anisotropie est modélisée par le coefficient de Lankford moyen R

L'anisotropie a une influence d'ordre un sur les résultats sous le poinçon. Les différences d'aminçissement sont en effet de 100 % avec et sans prise en compte de ce paramètre. En revanche, l'influence de l'anisotropie n'est pas aussi importante dans la zone sous le serre-flan soumise à un mode de déformation en rétreint. L'anisotropie ne produit qu'une faible homogénéisation des épaisseurs (due à un épaississement moins marqué) ainsi qu'une légère augmentation de l'avancement.

Dans ce cas, le frottement sous le poinçon et l'anisotropie tendent conjointement à atténuer les différences d'épaisseur. Nous présentons au paragraphe suivant des résultats complémentaires qui précisent les influences relatives du frottement et de l'anisotropie plane dans un cas 3D axisymétrique d'embouti hémisphérique.

4.2.3.2 Interactions entre anisotropie plane et frottement

Dans ce paragraphe, nous présentons et discutons des résultats de simulations numériques effectuées sur le logiciel Optris[®]. L'opération de mise en forme consiste en l'emboutissage d'un flan circulaire par un poinçon hémisphérique à flan non bloqué. Le frottement est modélisé sous la forme d'un coefficient de frottement de Coulomb constant égal à 0, 0,13 ou 0,2 sous le serre-flan, le coefficient de frottement sous le poinçon étant toujours égal à 0,13. La force de serre-flan est de 32 kN, 160 kN ou 240 kN. Pour les simulations, on applique une vitesse d'emboutissage de 1 m/s au poinçon. Les masses ne sont pas augmentées artificiellement dans le logiciel de simulation⁴⁵.

Deux maillages ont été utilisés pour ces simulations. Un quart du flan circulaire est modélisé. La figure 61 présente les deux maillages. En ce qui concerne l'étude de sensibilité sur le coefficient de frottement de Coulomb (cf. figure 62), nous avons utilisé un maillage dont la taille de maille est trois fois plus grande que pour le cas de validation de la simulation. L'erreur entre la solution de référence et celle obtenue avec le maillage de l'étude de sensibilité est de l'ordre de 1/100 mm, donc acceptable au vu des aminçissements absolus. Le maillage le plus raffiné est aussi utilisé afin de préciser les phénomènes de contact sous serre-flan et notamment l'interaction entre frottement et anisotropie.

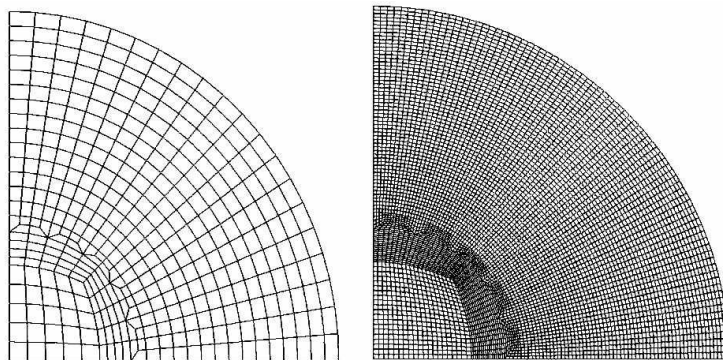


FIG. 61: à gauche, maillage utilisé pour l'analyse de sensibilité sur le contour à droite, maillage utilisé pour les cartes d'épaisseur et de pression (R=120 mm)

⁴⁵pas de « mass scaling »

Le matériau est un acier extra doux pour emboutissage à froid. Ses caractéristiques rhéologiques sont précisées dans le tableau 4.2.

Type	Orthotrope Hill 48 Ecrouissage Isotrope		
Épaisseur	0,77 mm		
Caractéristiques élastiques	$E = 210 \text{ GPa}$ $\nu = 0,3$		
Coefficient d'écrouissage	$n = 0,22$		
Consistance	537 MPa		
Anisotropie	$r_{0^\circ} = 1,86$	$r_{45^\circ} = 1,22$	$r_{90^\circ} = 1,92$
Limite d'élasticité	$Re_{0^\circ} = 179 \text{ MPa}$	$Re_{45^\circ} = 194 \text{ MPa}$	$Re_{90^\circ} = 174 \text{ MPa}$

TAB. 4.2: Rhéologie du matériau utilisé pour la simulation sous Optris[®]

Notre objectif premier est de mettre en évidence l'influence du frottement sur le départ de la déformation en rétreint. C'est la raison pour laquelle nous ne faisons varier que le coefficient de frottement sous le serre-flan. La figure 62 présente le tracé des contours extérieurs du flan pour deux profondeurs d'emboutissage, 40 mm et 80 mm.

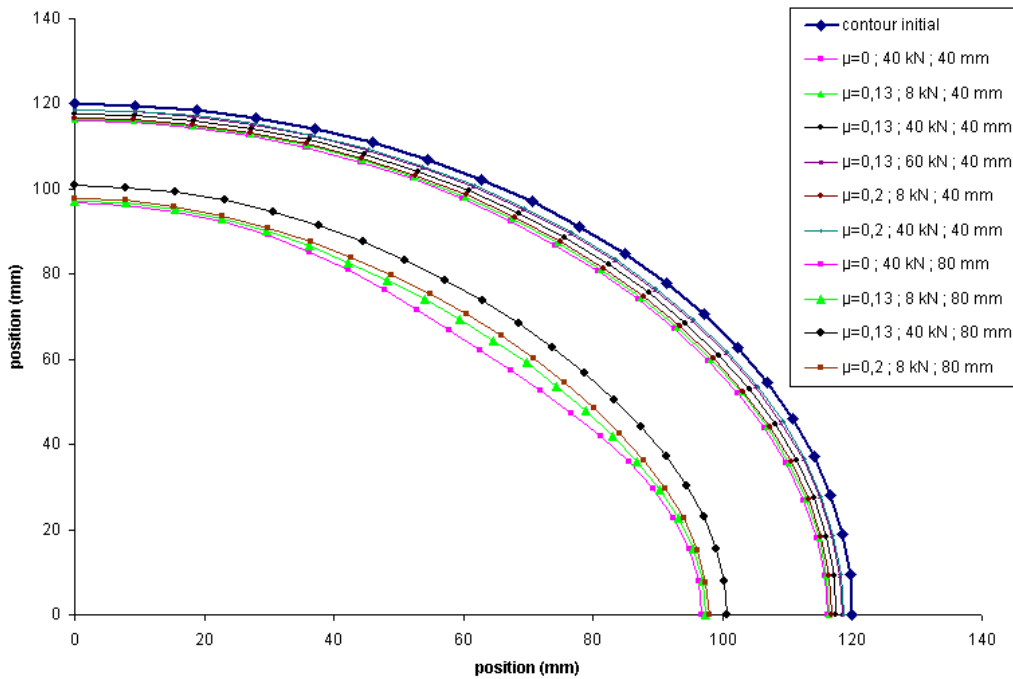


FIG. 62: Contour d'un flan d'emboutissage pour différents coefficients de frottement sous serre-flan et 2 courses de poinçon (diamètre initial 120 mm)

On note les points suivants :

- Pour une course de poinçon de 40 mm, l'avalemt reste inférieur à 5 mm, le mode de déformation reste principalement de l'expansion sous le poinçon. Le rétreint n'a pas réellement débuté, ceci quelles que soient les valeurs de force de serrage et de frottement. En début d'emboutissage, les effets de volumes sont d'ordre un par rapport aux effets de surface. La

contrainte radiale nécessaire à l'amorçage du phénomène de rétreint n'est atteinte que vers 40 mm de course du poinçon.

- Les effets couplés du frottement et de la force de serrage sont beaucoup plus significatifs et discriminants pour une course de 80 mm (dans la gamme utilisée pour ces paramètres). A 45° , le contour est plus « creusé » pour un frottement nul que pour un frottement non nul. Dans cette direction, r est minimal et l'épaississement maximal, ce qui tend à concentrer la pression de contact et l'effet de retenue du frottement dans cette direction. Ceci montre l'effet limitant du frottement sur la formation des cornes d'emboutissage dues à l'anisotropie plane du matériau.

Cette interprétation est précisée et confirmée par la figure 63 qui présente la répartition d'épaisseurs sous le serre-flan pour trois courses du poinçon (le maillage le plus raffiné est utilisé). Il apparaît une forte hétérogénéité des épaisseurs sous le serre-flan. Pour 16 mm, les épaisseurs maximales sont concentrées à 0° et 90° par rapport à la direction de laminage. Le matériau retenu sous le serre-flan s'écoule préférentiellement dans ces directions qui minimisent la limite d'élasticité de la tôle. A noter cependant la très faible différence d'épaisseur, le rétreint ayant à peine débuté. Lorsque le rétreint s'amplifie, du fait du plus faible coefficient d'anisotropie à 45° , le matériau tend à s'épaissir plus rapidement dans cette direction ce qui inverse la position des minima et maxima d'épaisseurs à 40 mm. Le phénomène s'est encore amplifié à 80 mm, course pour laquelle les épaisseurs maximales se situent très nettement dans la direction à 45° .

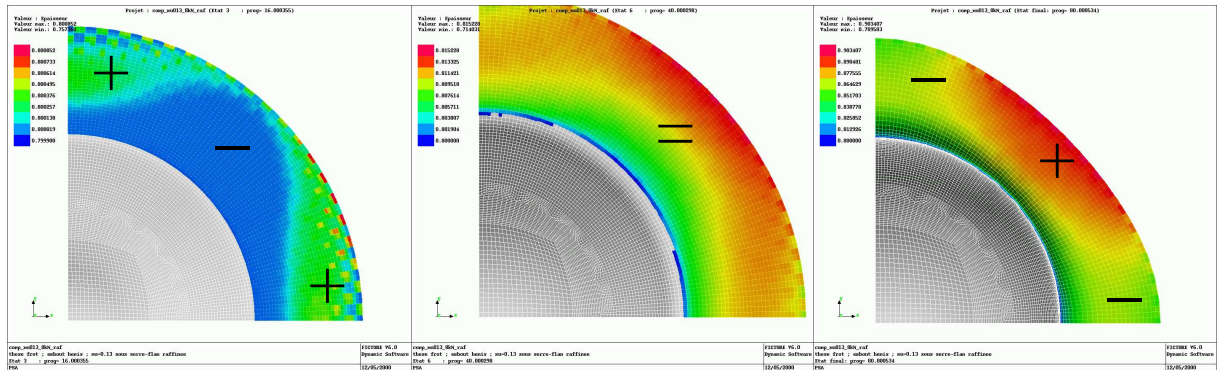


FIG. 63: Evolution de la distribution des épaisseurs sous serre-flan pour trois courses du poinçon (16, 40 et 80 mm, 32kN, $\mu = 0,13$)

La figure 64 présente la répartition de pression sous le serre-flan pour deux courses (16 et 80 mm). On retrouve l'effet de l'écoulement anisotrope de la tôle. Les hétérogénéités d'épaisseurs entraînent la localisation du contact sur les zones d'épaisseur maximale et l'augmentation locale de la pression de contact. C'est logiquement à 45° que l'on retrouve les pressions les plus élevées de l'ordre de 30 MPa pour la course de 80 mm. Dans les directions à 0° et 90° , les pressions restent inférieures à 1 MPa tout au long de l'opération d'emboutissage. Cette retenue prépondérante du flan dans la direction à 45° tend à s'opposer aux effets de l'anisotropie, i.e. la formation des cornes d'emboutissage avec une diminution du creusement du contour à 45° (voir figure 62). Le frottement tend ainsi à restaurer une certaine isotropie d'écoulement.

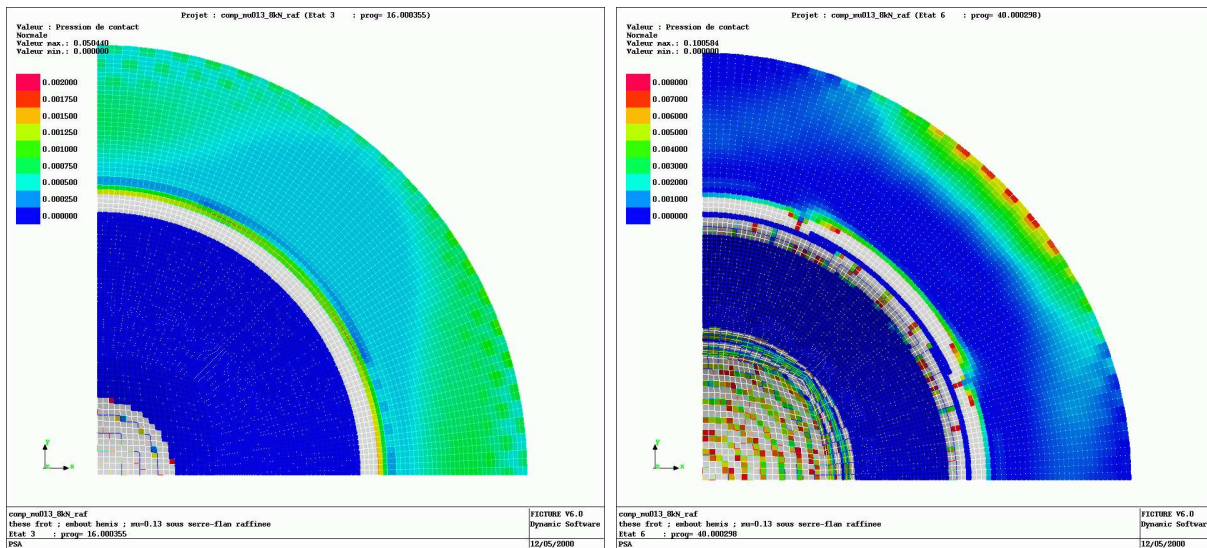


FIG. 64: Distribution des pressions de contact sous le serre-flan pour deux courses du poinçon (16 mm et 80 mm / 32 kN $\mu = 0,13$)

4.3 Choix d'un cas de simulation pour le frottement local évolutif

La géométrie, la rhéologie ainsi que les conditions aux limites sont trois paramètres influents à l'ordre un sur le résultat de l'opération d'emboutissage. Il convient donc de les déterminer avec soin dans le but :

- de représenter de la manière la plus complète possible le problème d'emboutissage (modes de déformations, ...),
- de privilégier les effets du paramètre frottement sur le résultat de la mise en forme.

C'est le cadre le plus restrictif, celui de Forge2[®] (2D plan ou axisymétrique) qui a orienté le choix de la géométrie de simulation⁴⁶. On se limite de plus aux cas axisymétriques dans le but de permettre la mise en rétreint de la matière, ce mode de déformation étant typique de l'opération d'emboutissage. Le tableau 4.3 présente trois géométries académiques 2D typiques dont nous précisons les principales caractéristiques (modes de déformation, conditions de contact).

Le cas du pliage étant exclu, car exempt de rétreint, le choix de la géométrie se tourne logiquement vers celui de l'emboutissage du flan axisymétrique par un poinçon hémisphérique à flan non bloqué (Essai Swift hémisphérique). C'est en effet cette géométrie qui offre la plus grande diversité de modes de déformation et donc la meilleure représentativité vis à vis du procédé d'emboutissage. De plus, l'hétérogénéité des paramètres du contact est peu accentuée. Le contact est très homogène sous le poinçon. Sous le serre-flan, le contact se concentre rapidement au niveau du rayon de matrice et sur la périphérie du flan. A titre de comparaison, dans le cas d'une opération d'emboutissage profond sur poinçon plat, le contact est très hétérogène sous le poinçon avec une concentration au niveau des rayons de la matrice et du poinçon. Dans l'essai Swift hémisphérique, enfin, la valeur du frottement entre le flan et chaque outillage (poinçon, serre-flan, matrice) influe sur les observables de l'opération de mise en forme (distribution des épaisseurs notamment). La figure 65 présente la géométrie du flan et des outils.

⁴⁶modélisation du frottement évolutif effectuée en 3D sur Abaqus[®]

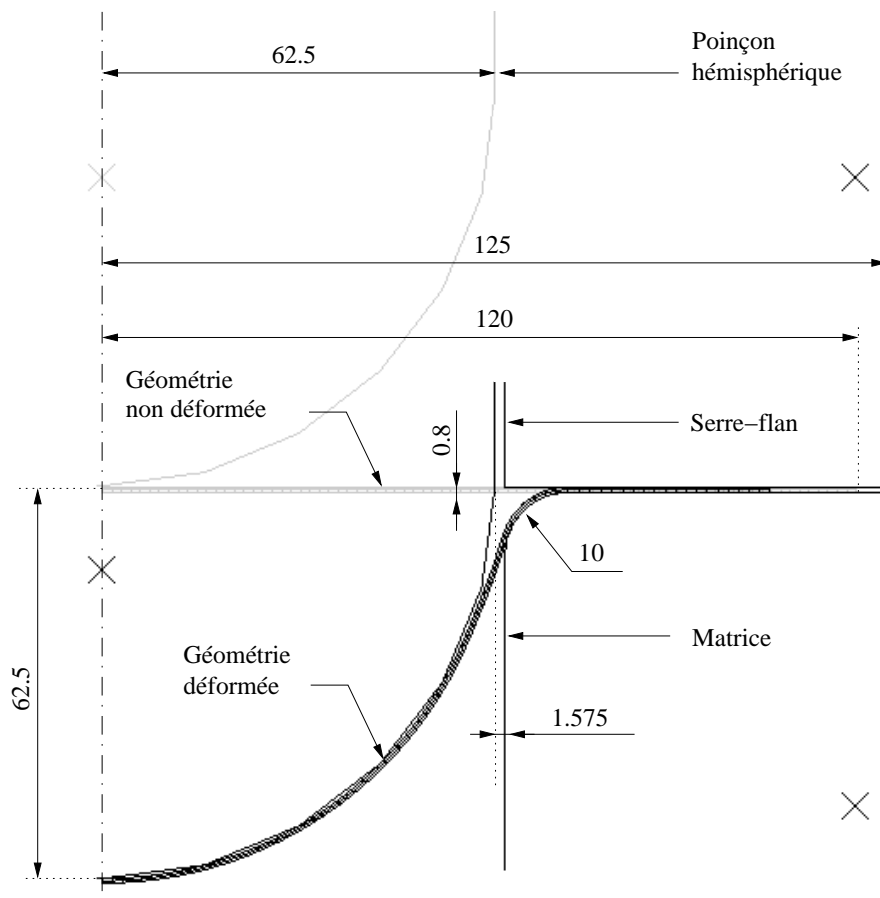


FIG. 65: Présentation de la géométrie d'emboutissage
 Emboutissage par poinçon hémisphérique à flan non bloqué

	Modes de déformation				Influence de l'anisotropie Plastique	Hétérogénéité du contact	Importance du frottement statique (S) et dynamique (D) (à priori)	
	Expansion biaxiale	Traction (plane ou uniaxiale)	Pliage	Rétreint			zone poinçon	zone serre-flan
Oméga		++	+++		Faible	Faible		(S)+D
Emboutissage profond sur poinçon plat (essai Swift)		+	++	+++	Très forte	Forte		(S)+D
Expansion sur poinçon hémisphérique à flan bloqué (essai Erichsen)	+++	+	+		Moyenne	Moyenne	S+D	
Rétreint sur poinçon hémisphérique à flan non bloqué (essai Swift hémisphérique)	++	+	++	+++	Forte	Moyenne	S+D	S+D

TAB. 4.3: Comparaison de différents essais d'emboutissage académiques

4.4 Frottement fonction de la longueur de glissement

Lors de l'opération d'emboutissage, l'allongement de la tôle se produit d'abord au pôle du poinçon. Après un certain déplacement du poinçon, le matériau glisse entre le serre-flan et la matrice tout en subissant un allongement radial et une contraction orthoradiale (ce qui correspond à un rééquilibrage des modes de déformation entre traction et rétreint). Cette transition d'un mode de contact statique à un mode de glissement et de frottement dynamique dépend de deux paramètres principaux :

- la contrainte d'écoulement plastique de la tôle,
- le comportement tribologique de la tôle lors du frottement avec les outils.

Plus le niveau de frottement sous le serre-flan est élevé, plus l'opération de rétreint est retardée. Cet exemple met en exergue les effets du frottement statique lors de l'opération d'emboutissage. Dans ce cas, la valeur du coefficient de frottement statique pourrait influencer de manière significative la répartition d'épaisseurs de la pièce.

Le poinçon est le siège d'un frottement avec de faibles pressions et de faibles longueurs de glissement. Dans le cas d'une opération d'emboutissage axisymétrique sur poinçon hémisphérique, l'utilisation d'un coefficient de frottement constant de Coulomb n'est probablement pas capable de prédire de manière précise la position de la zone d'amincissement maximal (un cercle dans ce cas). L'utilisation d'un frottement variable en espace et en temps pourrait permettre une meilleure adéquation entre les expériences et les résultats de simulation numérique.

L'implémentation du modèle de frottement comme fonction de la longueur de glissement sous Forge2[®] et sa validation ont été développées au chapitre précédent, nous les résumons ci-après et développons plus avant les autres aspects de la modélisation.

4.4.1 Expression de l'équation d'équilibre

L'équation d'équilibre est décrite comme suit :

$$\operatorname{div}(s) = \rho\gamma + \operatorname{grad}(p)$$

où :

- s est la partie déviatorique du tenseur des contraintes
- ρ est la densité
- γ est l'accélération
- p est la pression hydrostatique

Dans ce cas d'emboutissage, on peut négliger les forces de masse et d'inertie (ρ, γ). L'hypothèse d'incompressibilité plastique est exprimée par $\operatorname{div}(v) = 0$ où v est le champ de vitesse à deux composantes : V_r et V_z .

4.4.2 Discrétisation en éléments finis du flan et des outils

La discrétisation en éléments finis sous le logiciel Forge2[®] est basée sur des éléments triangulaires où la pression et la vitesse varient linéairement. Une fonction bulle est ajoutée au champ de vitesse au centre de l'élément pour assurer l'incompressibilité (élément P1+/P1). La procédure de remaillage n'est pas utilisée car inutile dans ce cas de faibles déformations. Ceci

permet une implémentation plus simple et évite le transport des paramètres utilisateurs lors des remaillages.

La discrétisation de l'équation d'équilibre amène à la résolution d'un système non linéaire résolu par une méthode itérative de type Newton-Raphson. Le calcul utilise un algorithme de contact pénalisé entre la tôle et les outils. A noter que le maillage des outils, supposés élastiques, permet d'utiliser des critères de contact numérique moins sévères, ce qui favorise la convergence des calculs. Cette technique de résolution est particulièrement bien adaptée au cas de pièces très élancées comme dans le formage de tôles fines. La géométrie est celle illustrée sur la figure 65. La figure 66 précise le maillage utilisé pour la simulation numérique. Le diamètre et l'épaisseur du flan sont respectivement de 240 mm et 0,8 mm. Deux couches d'éléments triangulaires linéaires sont utilisées pour la discrétisation spatiale du flan et des outils élastiques. Ces couches élastiques sont supportées par un outillage rigide.

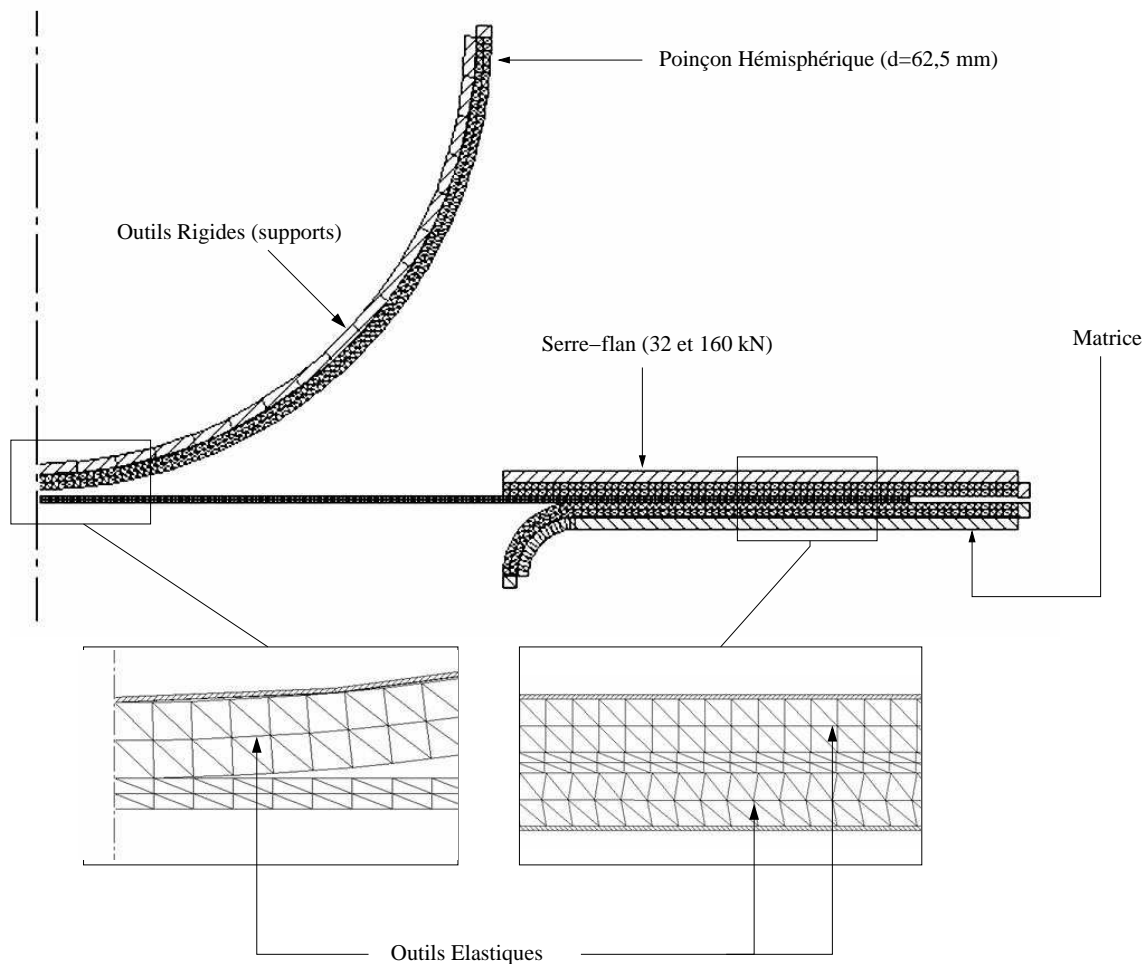


FIG. 66: Présentation de la géométrie, de la discrétisation éléments finis et des conditions aux limites en force et déplacement

4.4.3 Rhéologie des matériaux

Nous faisons l'hypothèse que le flan est isotrope⁴⁷. L'interprétation des résultats est donc effectuée en supposant toujours le matériau élastoviscoplastique isotrope vérifiant le critère et la loi d'écoulement de Von Mises. La loi d'écoulement s'écrit :

$$\bar{S} = 2K_0(\bar{\varepsilon} + \bar{\varepsilon}_0)^n (\sqrt{3}\dot{\bar{\varepsilon}})^{m-1} \dot{\bar{\varepsilon}}$$

Avec :

- $K_0 = 310$ MPa,
- $n = 0.22$,
- $m = 0.01$,
- $\bar{\varepsilon}_0 = 0.00678$

Les paramètres d'élasticité pour les outils, supposés simplement élastiques, et le flan sont identiques : module de Young $E = 210$ GPa et coefficient de Poisson $\eta = 0,3$.

4.4.4 Modèle de frottement évolutif

La loi de frottement est une « loi de Coulomb régularisée » sous la forme :

$$\tau = \mu \sigma_n \left(\frac{1}{\sqrt{\Delta V_g^2 + \Delta V_{g0}^2}} + K \right) \Delta V_g$$

μ est le coefficient de frottement local de Coulomb, σ_n la pression locale de contact, ΔV_g la vitesse de glissement ; ΔV_{g0} et K sont les deux paramètres de la régularisation. Afin de décrire la transition du contact statique vers le glissement, l'expression suivante de μ a été implémentée dans Forge2[®] (Cf. Chapitre 3).

$$\mu = \frac{1}{2} \left((\mu_d + \mu_s) + (\mu_d - \mu_s) \tanh \left(\frac{l - l_1}{l_2} \right) \right)$$

Cette loi introduit donc quatre paramètres :

- μ_s et μ_d respectivement les deux coefficients de frottement de Coulomb statiques et dynamiques
- l_1 et l_2 ($l_2 \ll l_1$) décrivent la transition du frottement statique vers le frottement dynamique en fonction de la longueur de frottement locale l .

La figure 35 présente la loi de frottement utilisée pour la simulation numérique ($l_1 = 1$ mm et $l_2 = 0,1$ mm, Cf figure 68). La force de serre-flan varie entre 32 kN et 160 kN, ce qui définit une pression initiale de serrage variant entre 1,14 et 5,7 MPa. Le choix des valeurs de coefficient de frottement statique a été effectué afin d'encadrer ses variations dans cette gamme de pression, soit entre 0,20 et 0,25 pour le matériau XES.

⁴⁷restriction imposée par le logiciel Forge2[®]

4.4.5 Résultats et discussion

Nous présentons et discutons ci-après les résultats de simulation pour les deux observables choisis : le démarrage du rétreint et la répartition des épaisseurs de la tôle.

4.4.5.1 Démarrage du rétreint

La figure 67 présente les résultats des simulations pour deux forces de serre-flan (32 kN et 160 kN). On précise la course du poinçon correspondant à deux déplacements de l'extrémité du flan : 0,05 et 0,1 mm. Sur le graphique, la valeur « statique » du coefficient de frottement⁴⁸ (ici 0,2) est prise comme abscisse pour la représentation des résultats des simulations à frottement évolutif. La valeur « dynamique » du coefficient de frottement est de 0,13. Les résultats des simulations à frottement variable sont comparés à deux autres cas de simulation à frottement constant $\mu = 0$ et 0,13.

Il apparaît que :

- Le retard à l'avalement du flan augmente linéairement avec le coefficient de frottement déterminé pour une vitesse de glissement nulle. On observe en effet une linéarité des résultats entre frottement constant et variable dans ce cas.
- Jusqu'à l'initiation d'un glissement en périphérie du flan, celui-ci est principalement soumis à un mode de déformation en expansion. Il faut noter toutefois que l'utilisation d'un frottement de Coulomb régularisé autorise un faible déplacement relatif entre le flan et les outils.
- Le retard à l'avalement sous serre-flan croît aussi logiquement avec la force de serrage. Jusqu'au début du glissement, les conditions de contact sont de type quasi-statique dans cette zone.

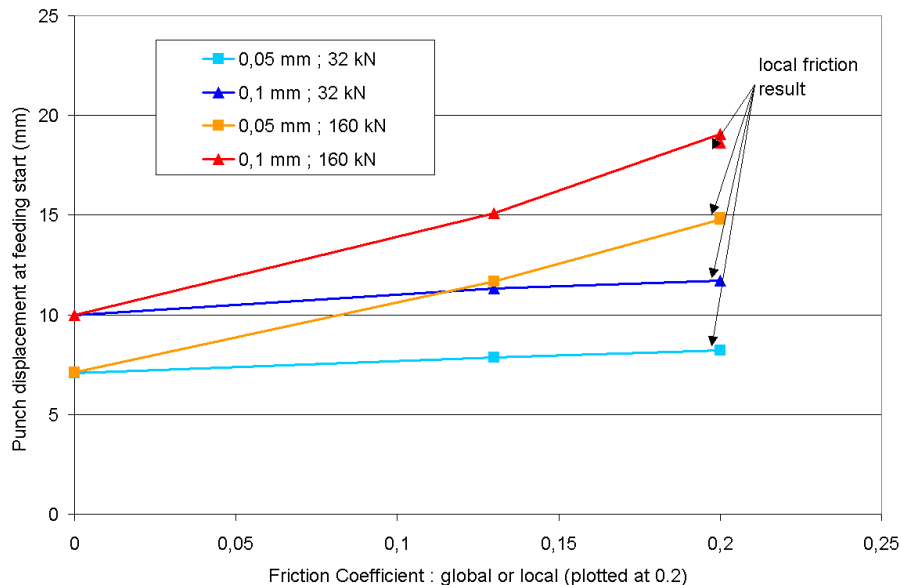


FIG. 67: Influence du frottement statique sur le démarrage du rétreint
Déplacement du poinçon au démarrage du rétreint en fonction de la valeur du frottement

⁴⁸déterminée pour une vitesse de glissement nulle

Nous montrons ainsi clairement l'influence de la loi de frottement locale évolutive sur l'instant de démarrage du rétreint et la compétition des modes de déformation en rétreint et expansion pour cette opération d'emboutissage. Le frottement statique gouverne la retenue du flan pendant la phase initiale d'expansion pure. Il peut en résulter une modification de la répartition des épaisseurs du flan. Ce point est abordé au paragraphe suivant.

4.4.5.2 Distribution des épaisseurs

Les figures 68 et 69 présentent la distribution des épaisseurs de tôle pour un déplacement de poinçon de 62,5 mm. Les résultats sont présentés sur la géométrie déformée. Nous comparons les résultats issus de simulations à frottement constant ($\mu = 0, 0,13$ et $0,20$) aux résultats avec frottement évolutif.

Dans le cas d'un frottement constant, on retrouve des évolutions cohérentes avec celles reportées dans la littérature pour ce type de géométrie et de conditions aux limites:

- Pour un frottement nul, l'épaisseur minimale est localisée sur le pôle.
- L'épaisseur augmente sous le nez de poinçon pour un frottement croissant et le rayon de la zone d'épaisseur minimale s'éloigne du pôle du poinçon vers la matrice quand le frottement augmente.
- Le frottement nul induit donc les plus grandes hétérogénéités de distribution des épaisseurs sur l'embouti (épaisseurs maximale en zone serre-flan et minimale en zone poinçon).
- On constate également, ce qui ne semble pas avoir été souligné auparavant, une diminution de l'avalement du flan en fin d'emboutissage quand le frottement augmente. Les différences sont cependant assez faibles.

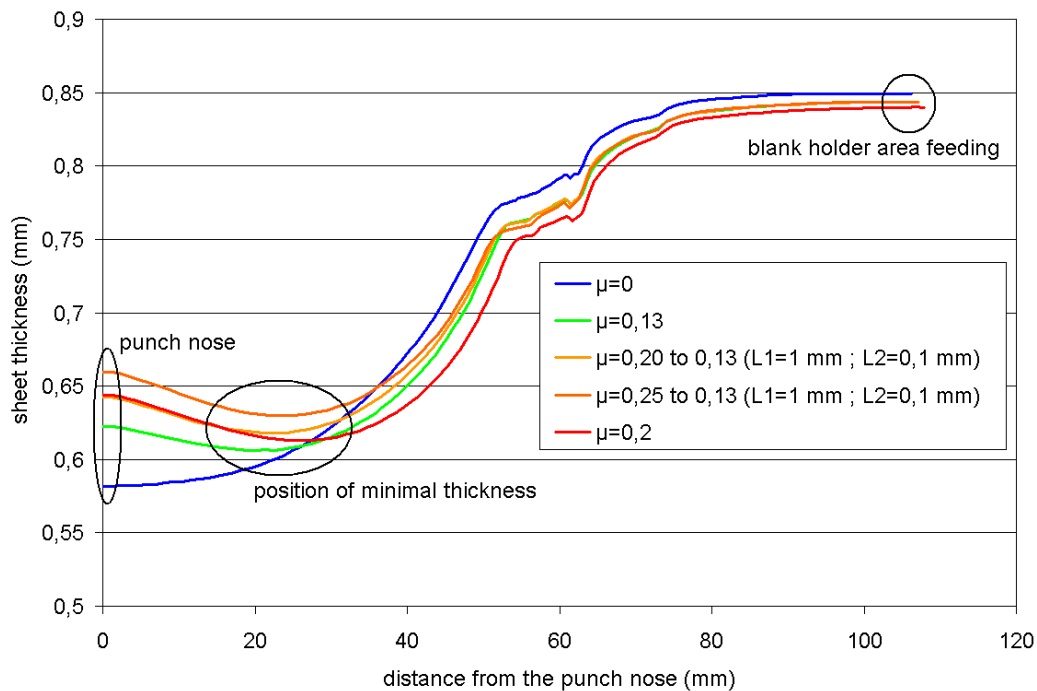


FIG. 68: Distribution des épaisseurs de tôle pour différentes valeurs du frottement (constant et évolutif)

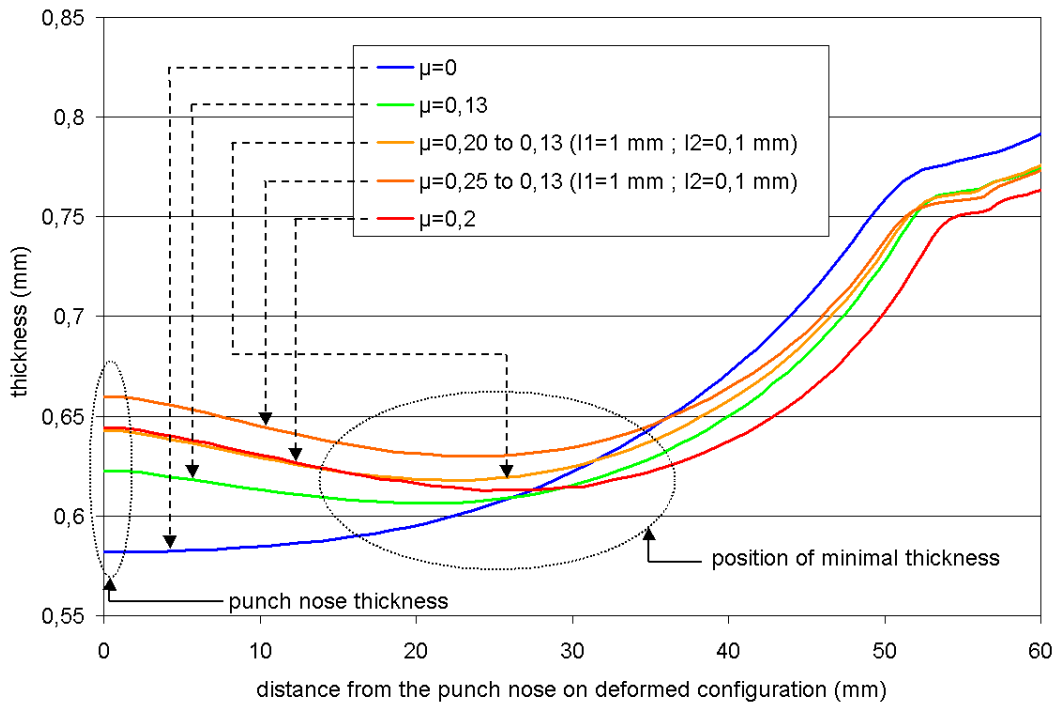


FIG. 69: Distribution des épaisseurs de tôle pour différentes valeurs du frottement (détail de la zone sous poinçon)

Dans le cas d'une modélisation avec frottement évolutif ($\mu = 0,20$ à $0,13$), on ne constate pas de différence significative sur le nez de poinçon avec la solution à frottement constant égal à $0,2$. Les faibles longueurs de glissement dans cette zone de l'outillage induisent un coefficient de frottement très proche du coefficient de frottement quasistatique. Ce frottement ne conditionne que localement la distribution des épaisseurs :

- La valeur du coefficient de frottement pour les faibles longueurs de glissement conditionne légèrement la position de l'épaisseur minimale sous poinçon, position située de manière intermédiaire entre les simulations à coefficients de frottement $0,13$ et $0,2$ constants.
- La distribution d'épaisseur tend à rejoindre celle correspondant à un frottement constant égal à $0,13$ quand la distance au pôle augmente.
- Nous n'observons donc pas de différence significative dans la zone sous le serre-flan entre frottement constant et évolutif. La valeur de frottement dynamique ($0,13$) conditionne la distribution des épaisseurs et l'avalement du flan dans cette zone de l'outillage, siège de grands déplacements.

On retrouve exactement les mêmes tendances dans le cas d'un coefficient de frottement statique plus élevé égal à $0,25$. L'influence de ce modèle de frottement évolutif est donc faible et principalement restreinte à la zone sous poinçon. Ces conclusions, obtenues pour des longueurs l_1 (définissant le début de l'évolution du frottement) et l_2 (définissant la vitesse de la transition) faibles, seraient à revoir si les caractéristiques de cette transition étaient différentes : l_1 élevé et l_2 faible par exemple.

4.4.6 Conclusion et perspectives

Nous avons présenté les résultats numériques de simulations avec frottement variable fonction de la longueur de glissement sous Forge2[®]. Une influence du modèle est mise en évidence dans la zone sous poinçon où les longueurs de glissement sont faibles. Nous mettons ainsi en évidence l'influence d'un frottement de Coulomb quasistatique sur la distribution des épaisseurs de flan sous poinçon ainsi que sur l'instant d'initiation du glissement du flan sous serre-flan. En revanche, nous ne constatons pas d'influence de la modélisation évolutive sur l'avalement en fin d'emboutissage, pour des courses du poinçon importantes. La figure 70 présente la presse d'emboutissage du Centre de Mise en Forme des Matériaux qui a été instrumentée dans le but d'évaluer le retard au démarrage du rétreint (des capteurs de petits déplacements sont repartis sur le pourtour). Ce travail expérimental représente une perspective aux travaux numériques évoqués auparavant.

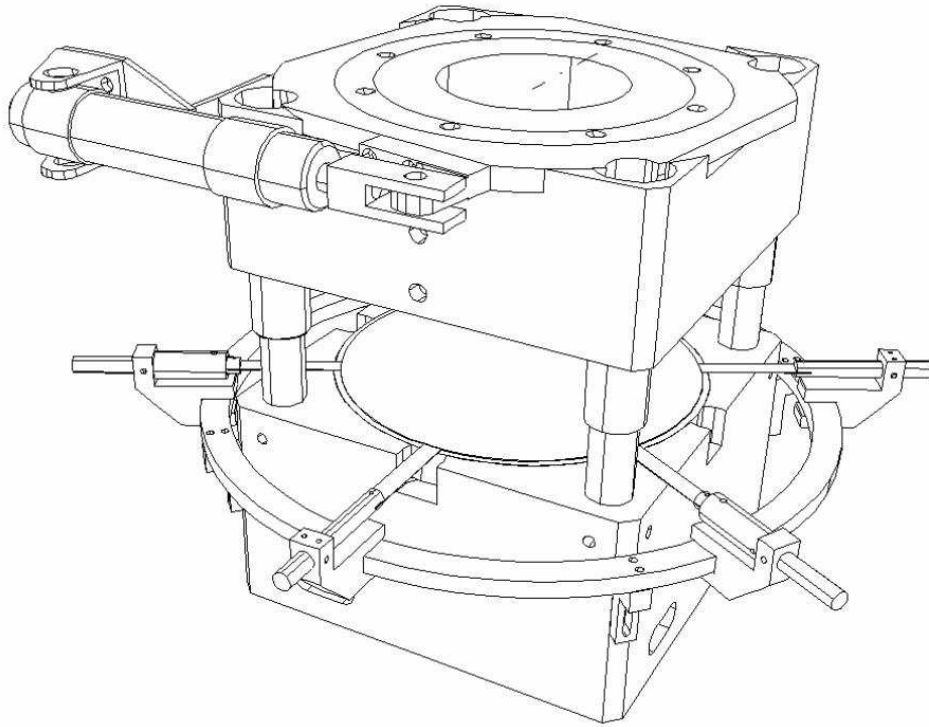


FIG. 70: Essai de caractérisation de démarrage du rétreint pour une opération d'emboutissage axisymétrique

Ce modèle, s'il permet une prise en compte d'un frottement statique par l'intermédiaire de la longueur de glissement, reste assez peu physique. La variation du coefficient de frottement de sa valeur statique vers sa valeur dynamique est irréversible et les longueurs décrivant la transition, l_1 et l_2 , ont été choisies indépendamment de toute information expérimentale. Nous proposons ci-après une modélisation du frottement en fonction de la vitesse de glissement et de la pression de contact. Cette modélisation « réversible », basée directement sur des résultats expérimentaux, est une alternative intéressante et déjà explorée par d'autres équipes [Magny02].

4.5 Frottement fonction de la vitesse et de la pression

Il s'agit d'implémenter la loi de frottement dans un logiciel généraliste par l'intermédiaire d'une routine utilisateur. Ce point a été développé dans le chapitre précédent. La modélisation reprend les résultats issus des caractérisations en statique et dynamique sous la forme d'une loi de variation du coefficient de frottement de Coulomb avec la vitesse de glissement et la pression de contact. L'utilisation d'un second logiciel, Abaqus[®], nous permet d'intégrer l'anisotropie normale et donc d'améliorer la représentativité de nos simulations numériques. La description d'une anisotropie plane n'est pas prise en compte cependant.

4.5.1 Rhéologie des matériaux

Le matériau étudié est la tôle XES 0,77 mm (acier doux nu aspect X). Les essais ont été réalisés chez PSA Peugeot Citroën sur des éprouvettes standard de type ISO80. Trois à quatre éprouvettes ont été déformées pour chaque direction de traction. Les résultats complets des caractérisations sont présentés en annexe F.

La rhéologie du matériau est exprimée sous la forme d'une loi puissance de type Hollomon. Pour les simulations effectuées sur Abaqus[®], on ne tient compte que de l'anisotropie normale sous la forme du coefficient de Lankford moyen R :

$$R = \frac{r_{0^\circ} + 2r_{45^\circ} + r_{90^\circ}}{4}$$

La synthèse des valeurs des coefficients rhéologiques est la suivante :

- $n = 0,21$
- $K = 500,84 \text{ MPa}$
- $\varepsilon_0 = 0.0049$
- $R = 1,77$

4.5.2 Modélisation du frottement évolutif

Les résultats de caractérisation du frottement du matériau XES sont présentés au chapitre 2. Le tableau 71 rappelle ci-après les conditions opératoires.

Pression de serrage initiale	1 MPa ; 2 MPa ; 8 MPa ; 16 MPa
Vitesses d'étirage	0 mm/s (transition statique–dynamique) ; 0,7 mm/s ; 7 mm/s ; 60 mm/s
Nature de la tôle	XES (tôle nue d'aspect X)
Nature des outils	X160CrMoV12
Rugosité des outils	Polissage après rectification (Ra=0,08 µm) A vérifier
Volume de lubrifiant	1,5 g/m ² /face

FIG. 71: Conditions opératoires pour la caractérisation du frottement pour les simulations numérique sous Abaqus[®]

Dans le plan (V_g, p) , nous estimons la valeur locale du coefficient de frottement en interpolant linéairement dans le champ des valeurs expérimentales. La figure 72 présente la surface de frottement en vitesse et pression issue des caractérisations. Nous rappelons qu'en dehors du champ expérimental, le frottement est supposé constant et égal à la limite dans la direction d'interpolation (vitesse et/ou pression). Ce point est détaillé au chapitre 3.

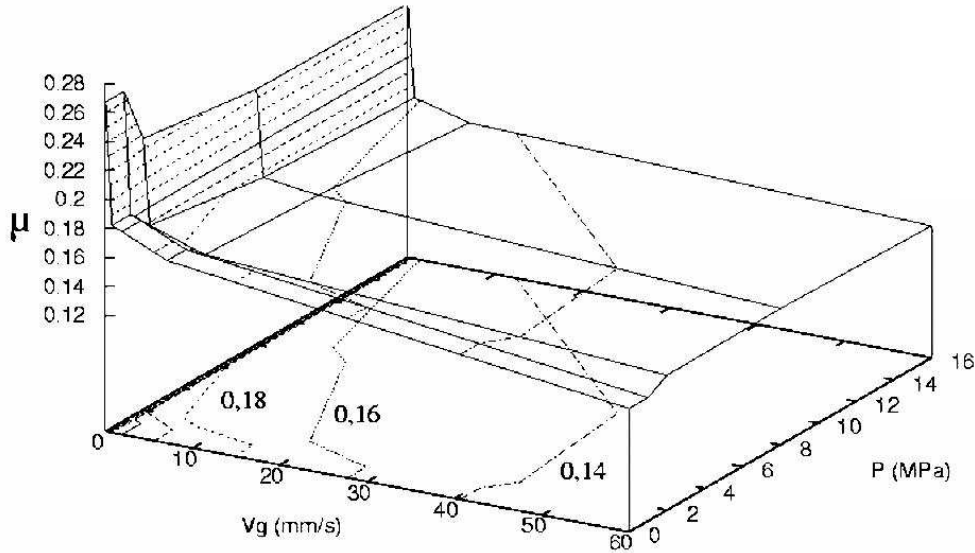


FIG. 72: Surface représentant l'évolution du frottement avec la vitesse et la pression pour les simulations Abaqus[®]

4.5.3 Présentation des cas de simulations

Le tableau 4.4 présente les différents cas de simulations effectués. Les simulations préliminaires sont effectuées pour un coefficient de frottement évolutif localement fonction des vitesses de glissement et pressions de contact. Ces cas de simulations numériques à frottement variable permettent ensuite de définir d'autres cas à frottement constant moyen par zone d'outillage. En effet, au delà de l'analyse de l'influence d'un frottement variable sur le résultat de la mise en forme par emboutissage, nous souhaitons estimer si, et dans quelles conditions, les résultats à frottement constant permettent d'approcher avec précision ceux obtenus dans le cas de simulations à frottement variable.

Le calcul des coefficients de frottement moyens est basé sur la retenue équivalente exercée sur le flan, selon la logique présentée au paragraphe 4.2.1 relatif à la mise en forme par pliage. Les coefficients de frottement moyens sont calculés pour tous les nœuds j présentant un déplacement à la dernière itération de l'incrément i , pondérés par le temps de l'incrément, soit :

$$\mu_{moyen} = \frac{\sum_i \sum_j \tau_j dt_i}{\sum_i \sum_j p_j dt_i}$$

Effort de serre-flan	Anisotropie	Vitesse (mm/s)	μ évolutif	μ moyen global	μ discrétisé par outillage
32 kN	Isotrope	1			
		10			
		100			
	Anisotrope	1			
		10			
		100			
160 kN	Isotrope	1			
		10			
		100			
	Anisotrope	1			
		10			
		100			

Simulations effectuées
 Cas de non convergence

TAB. 4.4: Présentation des cas de simulation Abaqus[®]

Cette méthode permet d'établir un coefficient moyen, soit unique pour tous les outillages, soit différencié en séparant le poinçon et la zone sous le serre-flan.

4.5.4 Résultats et discussion

Dans ce paragraphe, nous présentons et discutons les résultats des calculs. Dans un premier temps, nous revenons brièvement sur la répartition et l'évolution des pressions de contact sous les outillages pour un frottement constant à l'instant initial, à mi-course du poinçon et en fin d'emboutissage. Nous discutons ensuite l'effet de la vitesse du poinçon et de la pression de serrage sur la répartition des épaisseurs dans le cas d'une modélisation évolutive du frottement. Enfin, nous comparons les résultats issus du calcul avec frottement évolutif avec ceux obtenus avec un frottement constant moyen.

4.5.4.1 Evolution des pressions de contact lors de l'emboutissage

Les phénomènes d'hétérogénéités du contact sont globalement peu discutés dans la bibliographie en ce qui concerne les travaux relatifs à la modélisation évolutive du frottement. Nous représentons ci-après sur la figure 73 les répartitions de pressions de contact issues du calcul pour un coefficient de frottement constant égal à 0,13. Cette analyse préliminaire est particulièrement importante dans le cas de la loi de frottement variable en vitesse et pression que nous utilisons. Les grandeurs du contact conditionnent en effet la valeur du coefficient de frottement. Une variation trop brutale d'un incrément à un autre du coefficient de frottement peut induire une non-convergence des calculs, due principalement à la non linéarité du système d'équations résolu.

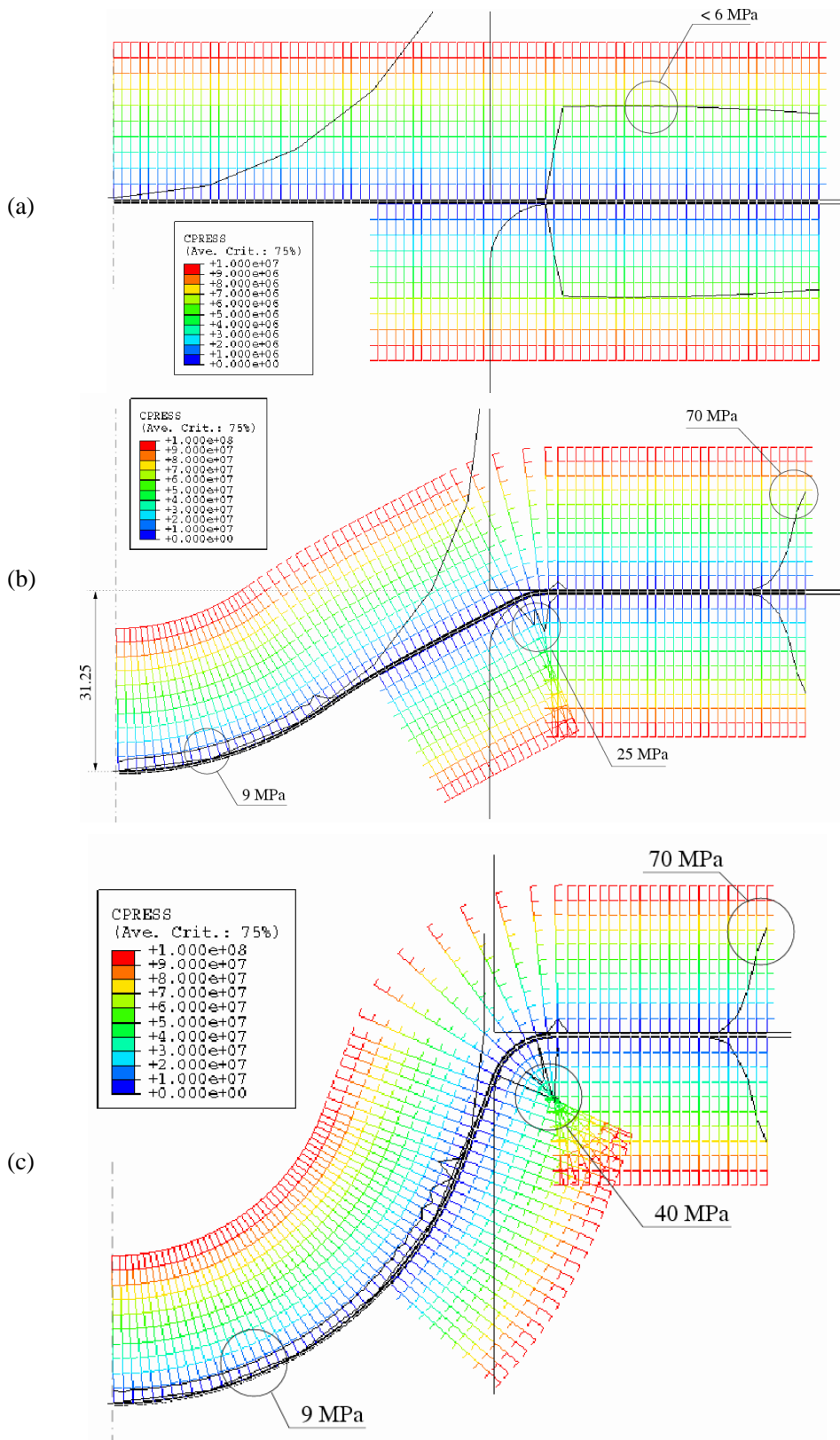


FIG. 73: Répartitions des pressions de contact pour un serrage de 160 kN et pour trois courses de poinçon = (a) 0 mm (b) $31,25 \text{ mm}$ (c) $62,5 \text{ mm}$

Par ailleurs, il est intéressant de vérifier l'adéquation entre les niveaux de pression de contact calculés et les conditions opératoires des essais de frottement. Dans ce cas, l'effort de serre-flan est de 160 kN, soit une pression de serre flan de l'ordre de 6 MPa en début d'opération d'emboutissage avant l'initiation du contact poinçon tôle. En ce qui concerne la vitesse de glissement, elle est globalement comprise entre des vitesses nulles au nez de poinçon jusqu'à une vitesse de l'ordre de la vitesse de poinçon en périphérie.

Les conclusions sont les suivantes :

- La première figure (a) présente cette répartition de pression initiale sous le serre-flan. On constate que la pression est répartie de manière homogène sur la surface du serre-flan et de la matrice.
- La seconde figure (b) précise la répartition de pression à mi-course du poinçon. On constate, à la différence d'un cas de pliage pur, une concentration très importante du contact vers la périphérie du flan. Cette concentration est induite par le rétreint. Elle apparaît et se stabilise très rapidement dès le début de l'avalement, en accord avec la modélisation en rétreint pur au paragraphe 4.2.2. La portion de flan qui soutient le contact représente 8 à 9% du diamètre, ce qui est cohérent avec les résultats issus du modèle analytique.
- Les pressions maximales de contact sont de l'ordre de 70 MPa. Lors des caractérisations expérimentales du frottement nous n'avons pas dépassé la valeur de 30 MPa pour la pression de contact. Nous faisons l'hypothèse que la valeur du frottement varie peu au delà. Cette tendance a été mise en évidence lors des expériences. La pression de contact évolue avec la descente du poinçon (voir figures (b) et (c)).
- A la localisation du contact sur la périphérie du flan s'ajoute la formation de deux pics de pression de contact sur le rayon de la matrice formés par la flexion et la contre-flexion du flan dans cette zone de l'outillage. On retrouve ces constatations dans la bibliographie.
- Sous le poinçon, la pression est assez uniforme de l'ordre de 9 MPa. Ce résultat est aussi en bon accord avec la bibliographie [Ghosh77] ($2e\sigma_0/R$ soit 6,98 MPa). Cette pression est globalement stable pendant l'opération d'emboutissage (voir figures (b) et (c)).

Nous nous intéressons ensuite aux résultats issus de la modélisation avec frottement évolutif.

4.5.4.2 Influence de la vitesse de poinçon et de la pression de serre-flan

a. Sur les forces d'emboutissage

La figure 74 représente l'influence de la vitesse d'emboutissage sur la force de poinçon dans le cas de la prise en compte d'un frottement variable à l'interface tôle outil. La force de poinçon, pour une meilleure lisibilité, est représentée sous la forme d'une courbe de tendance (polynôme d'ordre 6). Le coefficient de corrélation est très proche de 1.

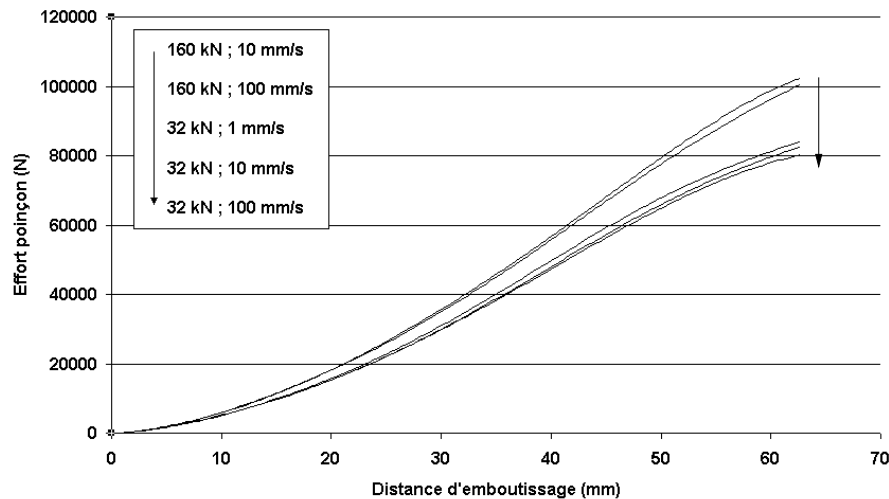


FIG. 74: Influence de la vitesse de poinçon sur la force d'emboutissage (forces de serre-flan de 32 kN et 160 kN)

La force augmente légèrement avec la force de serrage, mais l'influence de la vitesse ne se fait sentir que pour les courses importantes : à faible vitesse, l'augmentation du frottement augmente légèrement la force d'emboutissage. Cet observable demeure peu discriminant.

b. Sur la distribution des épaisseurs

La figure 75 présente les distributions d'épaisseur à la fin de l'opération d'emboutissage pour trois vitesses d'emboutissage (1 mm/s, 10 mm/s et 100 mm/s) et une force de serre-flan de 32 kN. La figure 76 présente le même résultat pour deux vitesses d'emboutissage (10 mm/s et 100 mm/s) et un effort de serre-flan de 160 kN.

Dans le cas d'une force de serre-flan de 160 kN et de la vitesse minimale, le rétreint est très limité, car les forces de retenue du flan sont proches du blocage. La déformation a lieu par amincissement sur le rayon de la matrice et les résultats ne sont donc pas commentés. Le premier constat est que la modélisation en vitesse de glissement et pression de contact proposée à partir des résultats expérimentaux induit des différences d'épaisseur en particulier sous le poinçon. L'effet est différent entre faible et forte pression de serrage :

- A faible serrage, le passage de 1 à 10 mm/s remonte l'épaisseur minimale et la rapproche du pôle, sans changer l'épaisseur au pôle ; le passage à 100 mm/s augmente l'amincissement autour du pôle et décale vers celui-ci l'épaisseur minimale.
- A fort serrage, l'augmentation de vitesse diminue essentiellement l'épaisseur minimale et la décale vers le pôle.

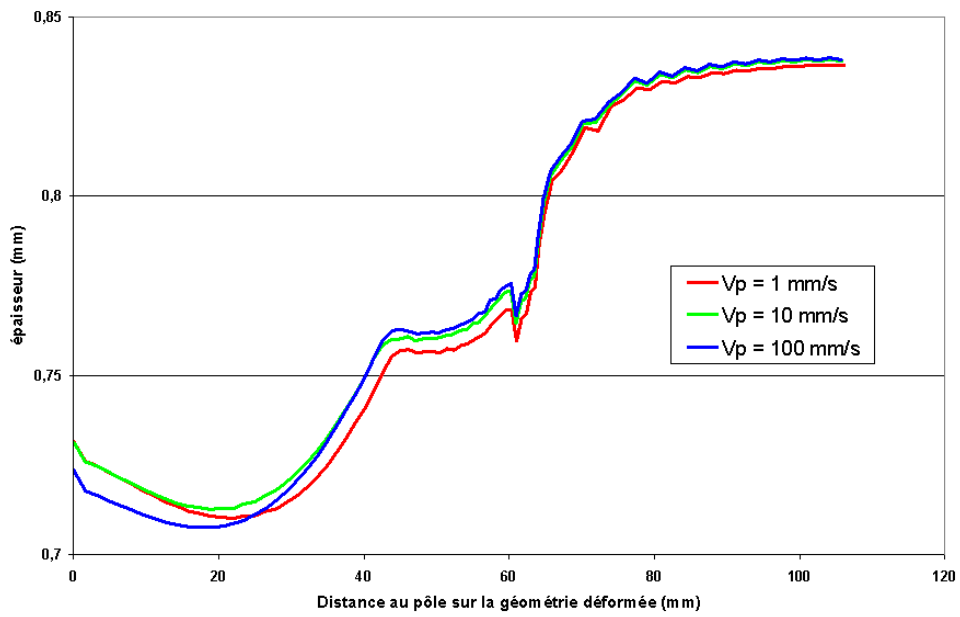


FIG. 75: Influence de la vitesse d'emboutissage sur la distribution des épaisseurs (effort de serre-flan de 32 kN)

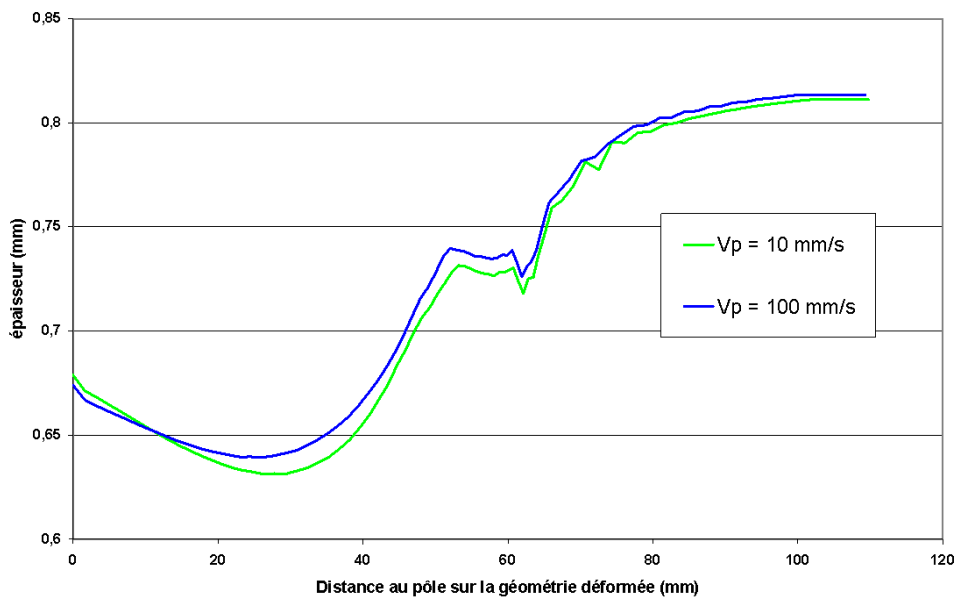


FIG. 76: Influence de la vitesse d'emboutissage sur la distribution des épaisseurs (effort de serre-flan de 160 kN)

4.5.4.3 Comparaison avec un frottement moyen

Nous avons présenté au paragraphe 4.5.3 le calcul des coefficients de frottement moyen à partir des résultats de simulation à coefficients de frottement variable. Le calcul d'un coefficient de frottement moyen présente deux intérêts :

- Il fournit les niveaux de frottement global et les tendances par outillage pour les diverses vitesses de poinçon et forces de serrage.
- Il permet d'estimer la pertinence de l'utilisation d'une modélisation du frottement plus complexe que l'introduction d'un frottement constant.

Si ce calcul permet d'approcher les résultats à frottement variable, le résultat ne nous autorise cependant pas à conclure complètement, car d'autres choix de valeurs de frottement constant pourraient mieux approcher le résultat à frottement variable. Il faudrait en outre tenir compte dans la discussion des valeurs des forces d'emboutissage. Le tableau 4.5 ainsi que le graphique 77 présentent les coefficients de frottement moyens.

Effort de serre-flan	Coefficient de frottement		Vitesse emboutissage (mm/s)		
			1	10	100
32 kN	Global		0,204	0,182	0,153
	Discretisé	Poinçon	0,218	0,206	0,167
		Matrice	0,193	0,162	0,144
160 kN	Global			0,171	0,150
	Discretisé	Poinçon		0,191	0,162
		Matrice		0,165	0,146

TAB. 4.5: Frottements moyens calculés pour la géométrie d'embouti hémisphérique (calcul global ou discretisé par outillage)

Les principales conclusions sont les suivantes :

- Le coefficient de frottement moyen global décroît linéairement, en première approximation, avec le logarithme de la vitesse. Pour des vitesses d'emboutissage industrielles élevées (au delà de 100 mm/s), l'influence de la vitesse de glissement sur le frottement et la distribution des épaisseurs est donc faible.
- Dans la gamme de vitesses étudiée, la variation de frottement est de l'ordre de 0,06 pour une force de serre-flan de 32 kN. La tendance est respectée pour des forces de serre-flan supérieures (160 kN).
- Si l'augmentation de la vitesse d'emboutissage se traduit par une diminution du coefficient de frottement sur les deux outillages, le frottement moyen est significativement plus élevé sur le poinçon que sur la matrice, résultat en bon accord avec l'expérience (cf. 1.1.3.2). Les vitesses de glissement engendrées sur la matrice sont en effet plus élevées et de l'ordre de la vitesse du poinçon. Sur le poinçon, les vitesses sont nulles au pôle et sont croissantes vers la périphérie, mais y restent limitées.
- L'augmentation de la force de serre-flan diminue le coefficient de frottement moyen global et tend à réduire les écarts de coefficient de frottement entre poinçon et matrice. En outre, la valeur du coefficient de frottement moyen se rapproche fortement de la valeur de la matrice. Ceci traduit la prépondérance naturelle des effets de retenue sous le serre-flan à fort serrage.

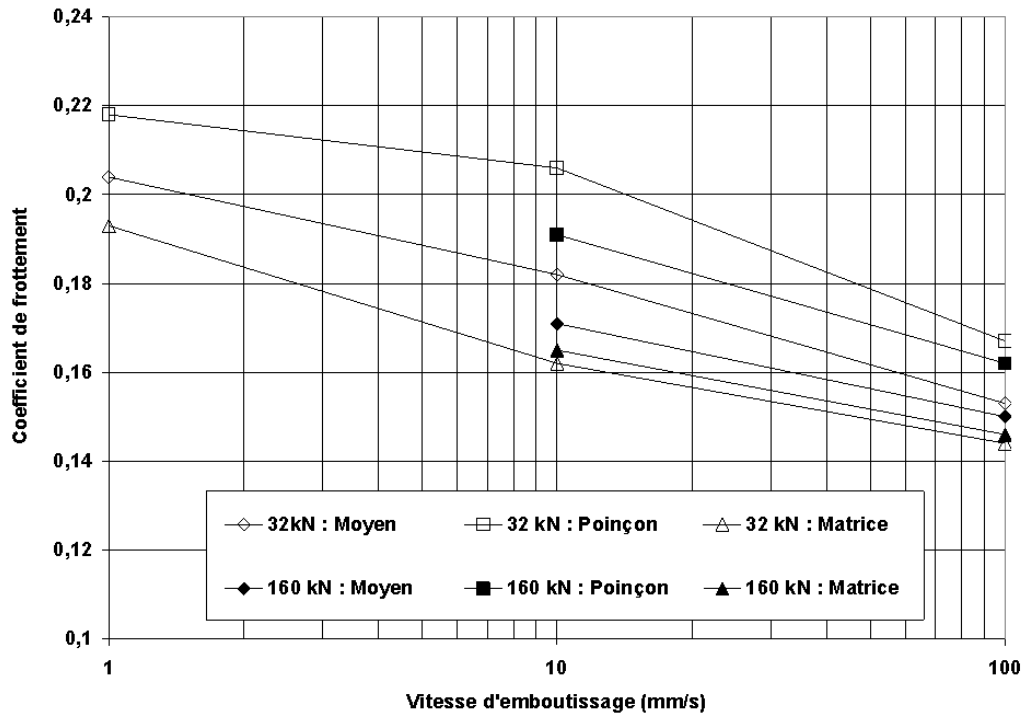


FIG. 77: Coefficients de frottement moyen global et discrétisés sur poinçon et matrice

Les figures 78 et 79 présentent les distributions d'épaisseurs pour les simulations à frottement évolutif et les simulations à coefficients de frottement moyens constants pour deux cas ($V=100$ mm/s, 32 kN et $V=10$ mm/s, 160 kN).

Dans le cas de faibles forces de serre-flan (32 kN, figure 78), il apparaît que :

- l'utilisation de deux coefficients de frottement constants, un par outillage, permet un recalage précis des distributions d'épaisseur sur les résultats à frottement variable. En revanche, un coefficient de frottement moyen global surestime légèrement l'amincissement sous poinçon sans changer les résultats sous le serre-flan.
- la distribution d'épaisseur sous le serre-flan est peu sensible au frottement sur la matrice dans ce cas. On peut imaginer qu'une augmentation artificielle du coefficient de frottement global peut permettre un recalage de l'ensemble de la distribution d'épaisseur, mais les valeurs de force sur le poinçon risquent d'être surestimées. Les effets de frottement sous le poinçon ont, dans ce cas, une forte influence sur l'amincissement du flan et la distribution des épaisseurs.

La figure 79 compare les distributions d'épaisseur dans le cas d'une force de serre-flan de 160 kN et d'une vitesse d'emboutissage de 10 mm/s :

- L'introduction d'un coefficient de frottement sur chaque outillage permet un recalage assez satisfaisant (mais moins que dans le cas précédent) de la distribution des épaisseurs par rapport au cas de simulation à frottement variable. Les différences d'épaisseur sont amplifiées par la retenue importante imposée par le serre-flan qui favorise le mode de déformation en expansion de la tôle au détriment du rétreint.

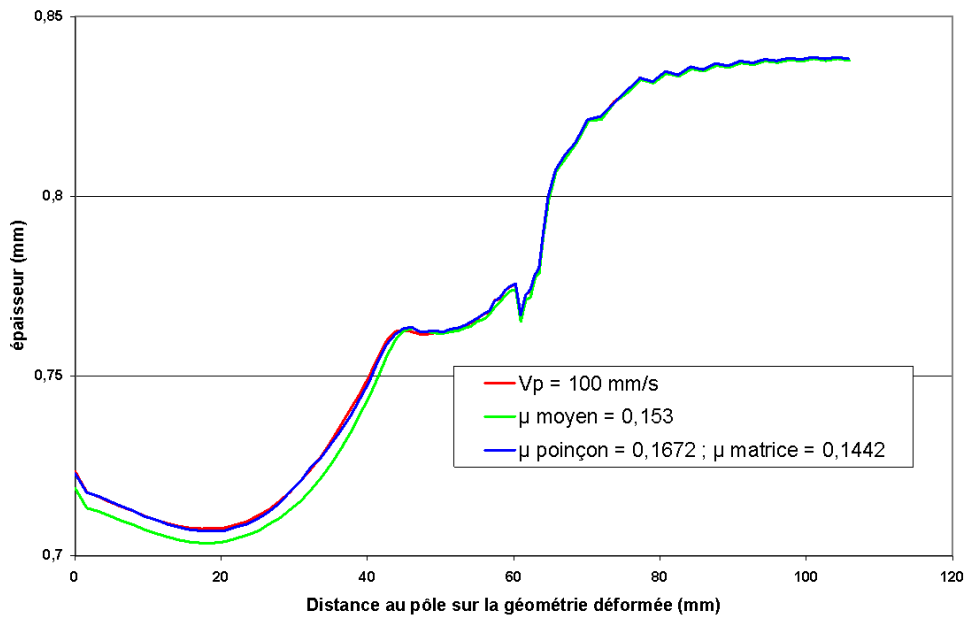


FIG. 78: Comparaison des distributions d'épaisseur pour un frottement évolutif (v,p) constant partout et moyenné sur les outillages (32 kN / 100 mm/s)

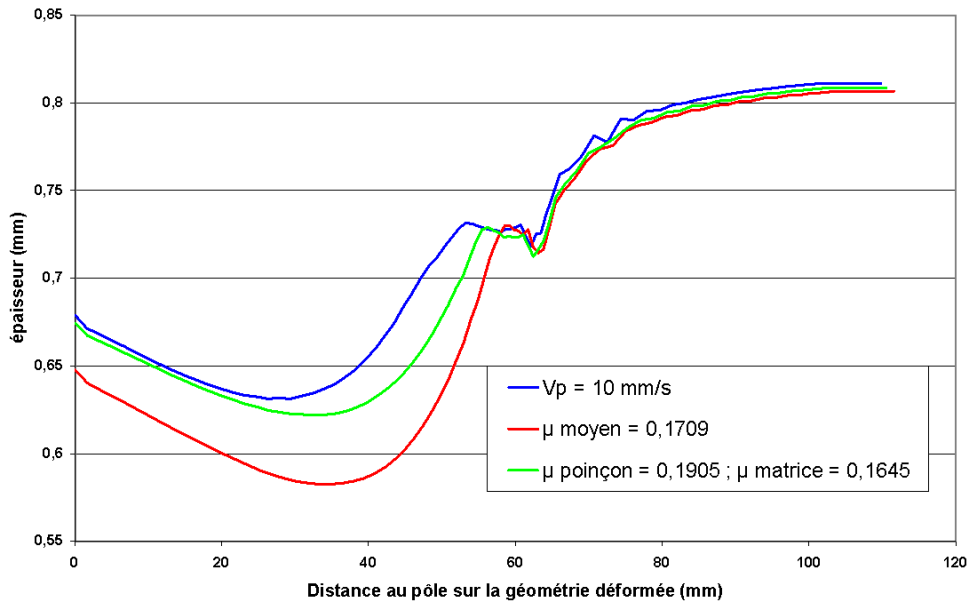


FIG. 79: Comparaison des distributions d'épaisseur pour un frottement évolutif (v,p) constant partout et moyenné sur les outillages (160 kN et 10 mm/s)

- Sous le serre-flan, on constate des différences sur les distributions d'épaisseurs et sur l'avancement périphérique (3 mm entre coefficient de frottement variable et moyen global). Dans ce cas, l'influence de la retenue induite par la force de serre-flan est perceptible. Si l'augmentation artificielle du coefficient de frottement global va dans le sens d'un recalage de la distribution des épaisseurs dans cette zone, il va contribuer à accroître les différences sous le serre-flan. La discrétisation par outillage semble donc nécessaire au-dessus d'une force de serre-flan critique.

Les figures 80 et 81 présentent les amincissements relatifs moyens entre les simulations à frottement constant et les simulations à frottement variable $\mu(V, g, p)$. Comme les comportements en déformation sont très différents selon la zone d'outillage considérée (expansion et rétreint), les valeurs sont calculées séparément pour le poinçon et le serre-flan.

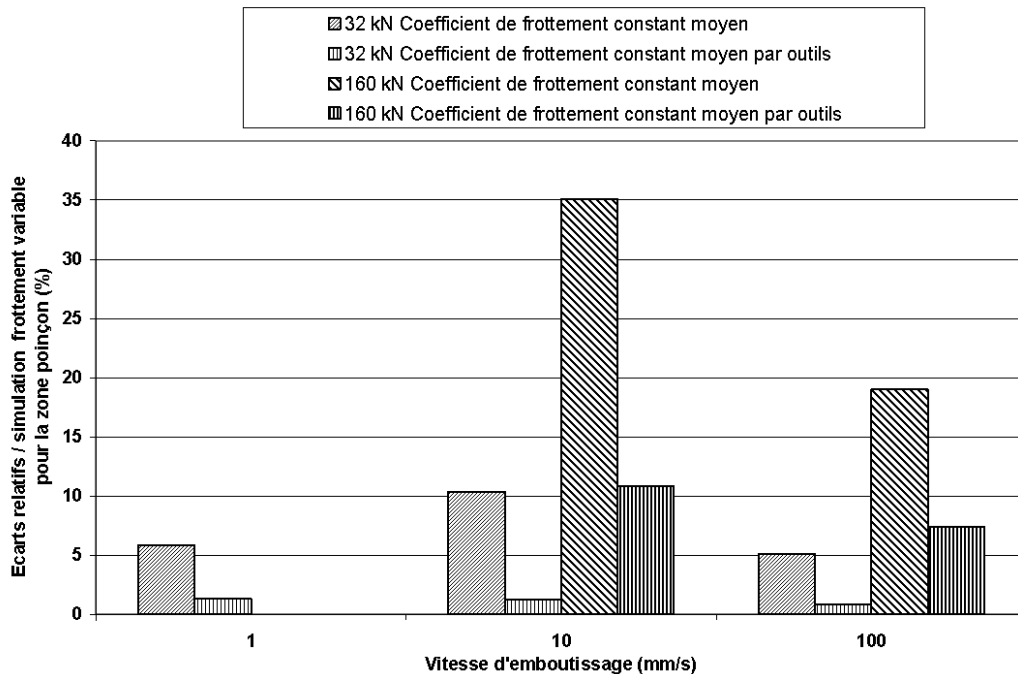


FIG. 80: Différence relative d'amincissement entre frottement constant et variable pour la zone poinçon

En zone poinçon :

- On retrouve l'écart déjà mis en évidence sur les distributions d'épaisseur entre les cas d'emboutissage à force de serre-flan modérée (32 kN) et élevée (160 kN). Dans le cas d'une force de serre-flan de 32 kN, l'écart d'amincissement relatif est compris entre 5% et 10% selon la vitesse d'emboutissage pour un frottement global constant. Dans le cas d'une discrétisation par outillage, l'erreur devient très acceptable avec une différence inférieure à 1%.
- Quand la force de serre-flan augmente, les différences d'amincissement atteignent 20 à 30% dans le cas d'un coefficient de frottement global constant. L'écart tombe à 5 et 10% dans le cas d'un coefficient de frottement constant par outillage.
- On constate une diminution des écarts d'amincissement avec les simulations à frottement

variable quand la vitesse d'emboutissage augmente. L'augmentation de la vitesse d'emboutissage induit directement une augmentation des vitesses de glissement de la matière sur les outillages. Elle produit la diminution des écarts constatés entre les différentes modélisations du frottement.

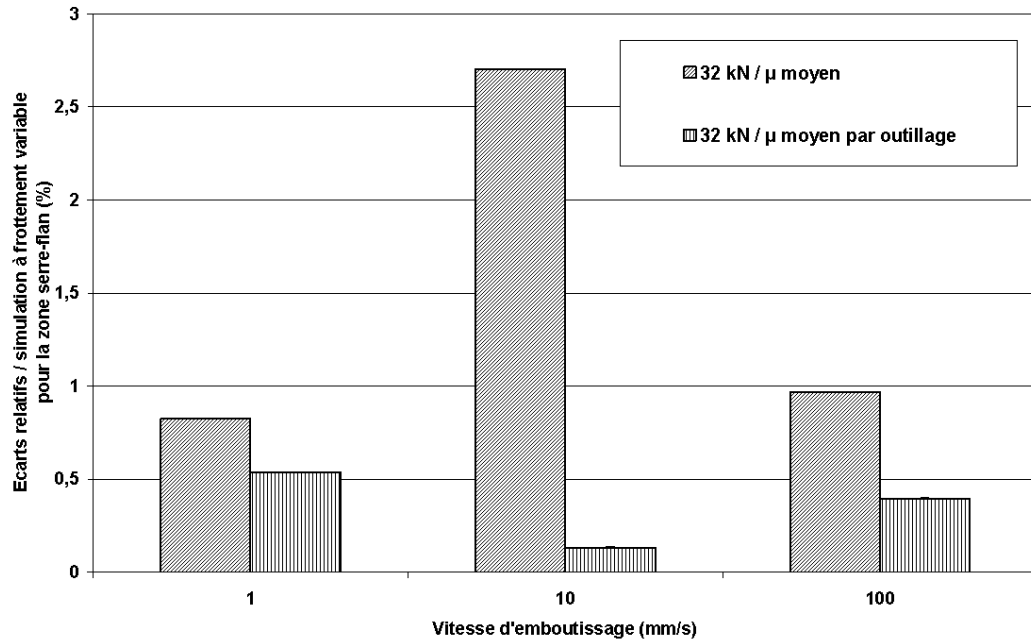


FIG. 81: Différence relative d'épaissement entre frottement constant et variable pour la zone serre-flan

Dans la zone serre-flan, nous ne présentons que le résultat associé à la force de serre-flan de 32 kN. Les résultats ne sont donc pas directement comparables. Les résultats numériques sont très voisins quel que soit le type de modélisation utilisée. L'intérêt d'une modélisation évolutive du frottement dans cette région de l'outillage est donc discutable lorsque la retenue est faible, les phénomènes de plasticité l'emportant sur les phénomènes de retenue par frottement. Les différences constatées en zone serre-flan sur les distributions d'épaisseurs de la figure 81 justifient cependant l'utilisation d'une modélisation plus appropriée et plus complexe quand la force de retenue augmente.

4.5.5 Conclusion

Nous avons présenté et discuté les résultats issus des simulations à frottement constant et variable sous Abaqus[®], le frottement variable dépendant de la vitesse de glissement et de la pression de contact. L'intérêt d'un modèle de frottement variable dépend des conditions d'emboutissage ainsi que de la zone d'outillage considérée. D'une manière générale, la loi de frottement variable ajustée sur les essais de frottement modifie essentiellement la distribution d'épaisseur sous le poinçon et impose globalement un niveau de frottement significativement plus élevé sous le poinçon que sous le serre-flan, résultat qualitativement en accord avec diverses observations expérimentales. L'utilisation d'un coefficient de frottement global surestime l'amincissement sous le poinçon. L'utilisation d'un coefficient de frottement pour chaque outillage permet

de retrouver assez bien les distributions d'épaisseur, à condition de supposer que ces coefficients de frottement dépendent de la vitesse du poinçon et de la force de serrage. L'augmentation des forces de serre-flan tend à augmenter les écarts des résultats obtenus avec les différentes modélisations. En revanche, l'augmentation de la vitesse d'emboutissage a l'effet inverse.

Ce modèle de frottement variable rend compte de l'effet des paramètres du contact macroscopique sur la répartition des déformations en emboutissage. En revanche, il n'intègre pas l'évolution de la microtopographie locale de surface depuis le début de la mise en œuvre et son influence sur le niveau de frottement. Dans le paragraphe suivant, nous proposons comme complément à nos travaux les premiers résultats utilisant la modélisation plus complète en vitesse, pression et surface réelle de contact tôle/outil. Ces premiers résultats sont issus de l'implémentation sous Forge2[®] du modèle de frottement présenté au chapitre 3 paragraphe 3.3.4.

4.6 Vers une modélisation plus physique du frottement

Nous avons présenté dans le chapitre précédent une extension du modèle de frottement introduit par Felder et Devine [Devine96] qui associe aux effets hydrodynamiques induits par le lubrifiant un frottement solide entre la tôle et les outils. Nous avons ainsi développé trois points qui améliorent la représentativité du modèle et permettent son implémentation dans un code éléments finis tel que Forge2[®], à savoir :

- une généralisation du modèle pour les fortes érosions de la rugosité avec une bonne représentativité de l'arasement du matériau
- l'introduction d'une aire en plateau initiale et par voie de conséquence d'un frottement initial non infini en début de glissement (aire en plateau non nulle),
- une forme évolutive du modèle permettant son implémentation dans un code éléments finis incrémental.

On définit ainsi un modèle de frottement qui associe aux effets des hétérogénéités des variables macroscopiques du contact l'histoire locale du contact entre la tôle et les outils. Cette loi est exprimée sous la forme d'un coefficient de frottement de Coulomb du type $\mu(Vg, p, Ap)$ ou Ap est l'aire en plateau de la tôle (i.e. aire apparente de contact), Vg la vitesse de glissement et p la pression locale de contact. Cette loi de frottement présente donc un caractère irréversible de par l'évolution de la variable « aire en plateau » dont la valeur est strictement croissante au cours du temps, l'arasement étant dû au glissement relatif des surfaces entre elles sous une pression donnée.

Au paragraphe suivant, nous présentons les paramètres de la modélisation utilisée pour le calcul de l'aire en plateau évolutive ainsi que du frottement local.

4.6.1 Paramètres du modèle

La géométrie des outils est identique à celle précédemment utilisée pour les simulations sous les logiciels Abaqus[®] et Forge2[®]. La vitesse d'emboutissage est de 100 mm/s, la force de serre-flan est de 32 kN. Les paramètres de la loi de frottement utilisés pour le calcul éléments finis sont basés sur les résultats de Devine, soit :

- $nc = 3,3$
- $p_r = 1000 \text{ MPa}$
- $q = 1,8$
- $\delta = 1,7$
- $f = 0,1$
- $R_T = 10 \mu m$
- $\mu_w = 0,12$
- $\mu_c = 0,7$
- $\omega = 0,003 \text{ MPa.s.mm}^{-1}$

4.6.2 Résultats

La figure 82 présente les valeurs locales de l'aire en plateau en fin d'opération d'emboutissage. Pour ce calcul, l'aire en plateau initiale est fixée à 1% de l'aire apparente de contact. D'un point de vue qualitatif, les résultats sont cohérents avec ceux observés expérimentalement : on observe couramment que l'arasement des rugosités est très important sous le serre-flan du fait des grands glissements relatifs de la tôle ainsi qu'aux pressions de contact élevées :

- sous serre-flan, on constate un matage progressif localisé à la périphérie du flan avec une aire en plateaux de l'ordre de 24% dans cette zone.
- Sur le rayon de matrice, la formation de pics de pression (cf. paragraphe 4.5.4.1) et de grand glissement met en évidence le phénomène d'arasement avec une zone de croissance en entrée, puis de décroissance en sortie de rayon avec des valeurs d'arasement maximum de l'ordre de 45%.
- Sous le poinçon cependant, les valeurs d'arasement restent négligeables et ne sont pas représentées ici. Ceci est imputé au niveau de pression plus faible ainsi qu'aux faibles longueurs de glissements relatifs entre la tôle et les outils dans cette zone.

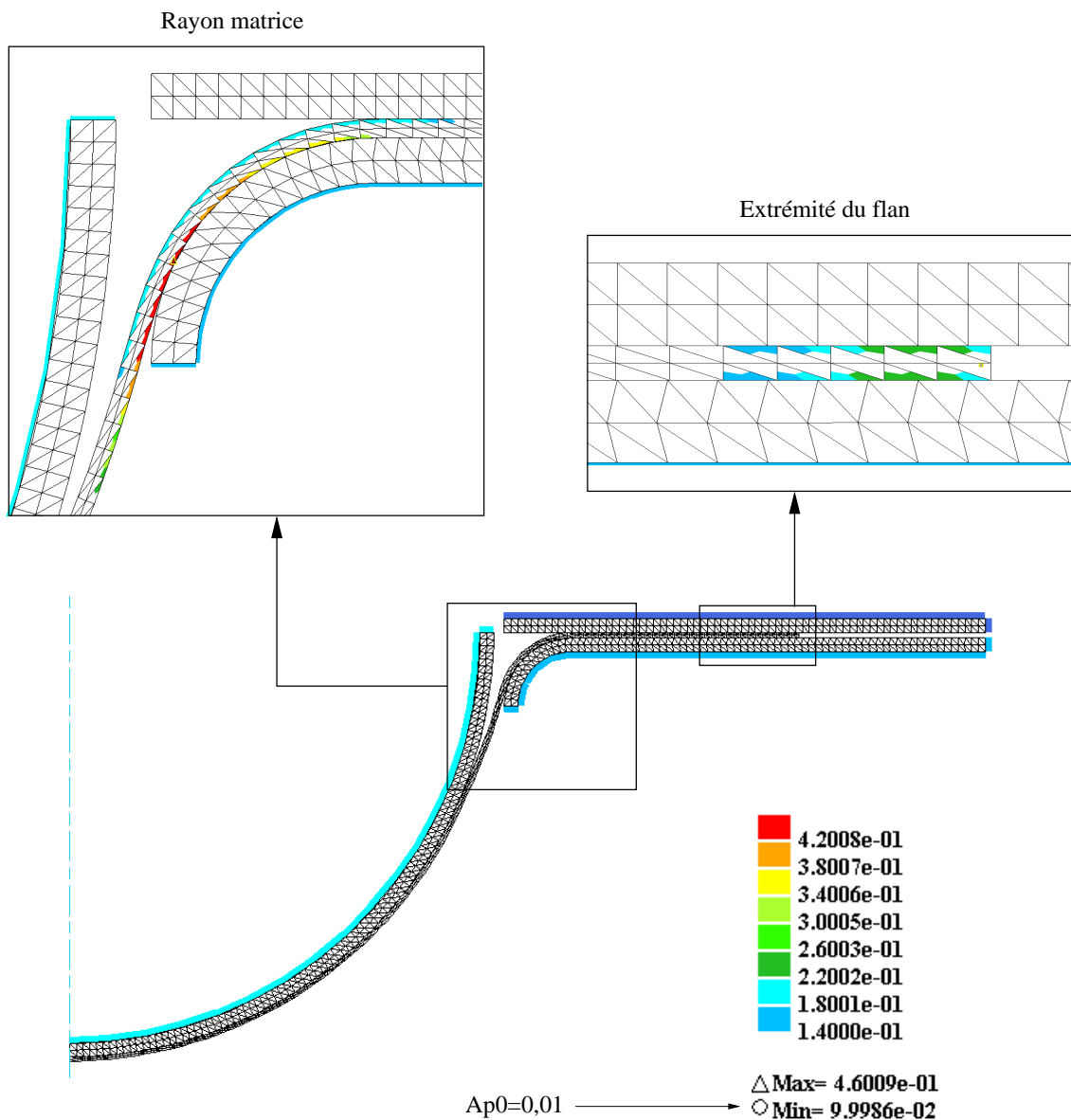


FIG. 82: Calcul de l'aire en plateau locale sous Forge2[®] pour une opération d'emboutissage hémisphérique à flan non bloqué

4.7 Conclusion générale

Dans le cas du procédé d'emboutissage, le frottement se révèle être un paramètre particulièrement influent sur le résultat de l'opération de mise en forme.

L'utilisation de l'essai de biétirage plan a été étendue à la caractérisation de la transition statique / dynamique [Steinmetz et al.01b]. Cette nouvelle procédure d'essai met en évidence un niveau de frottement statique plus élevé que le frottement dynamique dans toute la gamme de pressions de contact explorée et pour des tôles d'aciers nus et revêtus. Elle vient compléter la méthode classique en vitesse contrôlée et permet d'approcher les conditions de frottement lors du démarrage du rétreint ainsi que sous le poinçon où les vitesses de glissement sont très faibles.

L'influence du frottement statique et plus généralement d'un frottement local et évolutif sur le résultat de la mise en forme a été discutée dans ce dernier chapitre à travers différentes modélisations calées sur les résultats de tribométrie et implémentées dans des codes de calculs par éléments finis (FORGE2[®] et ABAQUS[®]) :

- Une modélisation de la transition statique / dynamique comme fonction de la longueur de glissement met en évidence l'influence du coefficient de frottement statique sur le retard à l'avalement du flan sous le serre-flan et sur la distribution des épaisseurs dans les zones de faibles glissements relatifs sous le poinçon. Certains emboutis industriels imposent à la pièce peu de rétreint et beaucoup d'expansion : pour ces opérations, la prise en compte de la transition d'un contact statique vers le glissement est nécessaire pour obtenir une bonne prévision de l'avalement effectif de la pièce sous le serre-flan ([Steinmetz et al.01a] et [Steinmetz et al.02]).
- Une modélisation du frottement comme fonction de la vitesse de glissement et de la pression permet de prendre en compte de manière réaliste l'influence de l'hétérogénéité de ces paramètres du contact. Pour des vitesses d'emboutissage croissantes, l'écart entre les résultats à frottement constant et variable décroît. La discrétisation du frottement par zone, le frottement sous le poinçon étant plus élevé que sous le serre-flan, permet une réduction sensible de l'erreur commise avec l'utilisation d'un coefficient de frottement constant pour tous les outillages. L'ajustement d'un coefficient par outillage semble ainsi plus réaliste dans ce cas. A noter que le résultat d'amincissement issu de la simulation via un coefficient de frottement constant est plus défavorable que celui obtenu par discrétisation spatiale ou à l'aide d'un coefficient de frottement variable. Il importerait toutefois à l'aide d'essais d'évaluer le degré d'approximation de l'hypothèse d'une liaison binuivoque entre frottement d'une part, pression de contact et vitesse de glissement d'autre part. Les deux autres modèles de frottement discutés introduisent en effet une évolution irréversible du contact à l'échelle microscopique, évolution attestée par l'arasement des plateaux de rugosité observé en pratique.
- Le modèle de Devine qui décrit l'histoire microscopique du contact (interactions microplastiques, aspects hydrodynamiques) a été généralisé aux fortes érosions et formulé pour le calcul numérique utilisant la méthode des éléments finis. C'est un modèle alternatif intéressant qui en outre permet d'estimer l'évolution du frottement local avec l'arasement des plateaux et une approche de l'avarie de contact. Les résultats numériques sont qualitativement cohérents avec l'expérience, notamment en ce qui concerne l'arasement (matage

périphérique et sur les rayons matrice...) Le modèle de Devine est sans doute à terme le modèle le plus à même de décrire correctement la loi de frottement des tôles en emboutissage, moyennant sans doute son amélioration sur le plan théorique et surtout une validation plus poussée sur le plan expérimental, ces deux voies devant être développées en parallèle et de manière interactive. Il importerait en particulier d'évaluer son aptitude à décrire le frottement des outils sur divers matériaux de surface : films de zinc, alliages d'aluminium, revêtements organiques, ...

Enfin, cette étude des conséquences de la loi de frottement sur l'emboutissage concerne les tôles d'acier doux où la déformation élastique revêt peu d'influence. Il serait intéressant de l'étendre à des tôles "plus élastiques" comme les tôles d'aluminium ou les tôles à haute limite d'élasticité.

Deuxième partie

Frottement en hydroformage :
problématique et caractérisation

Le terme « hydroformage » rassemble un certain nombre de procédés qui utilisent la pression d'un fluide pour la mise en forme de diverses pièces : tubes circulaires, profilés ou flans (raboutés ou non). Dans cette partie, le terme d'hydroformage fait uniquement référence à la mise en forme de tubes circulaires sous haute pression.

Il semble que le procédé d'hydroformage ait été appliqué en premier lieu à la production de piquage en T dans les années soixante. L'industrie automobile a fortement contribué au développement du procédé à partir des années quatre-vingts. En effet, il présente des avantages à la fois techniques et économiques : allègement des structures, diminution du nombre d'étapes de fabrication, précision des formes et des dimensions. Durant la dernière décennie, l'intérêt porté au procédé par les industriels du secteur automobile s'est encore accru. De nombreuses pièces sont dès à présent réalisables par hydroformage et représentent à terme de forts volumes de production : sortie d'échappements, berceaux moteurs, pièces de structures...



FIG. 83: Réalisation par emboutissage / soudage (à gauche) et hydroformage (à droite)
Schuler Hydroforming 1998

L'industrie automobile déploie actuellement des efforts considérables de recherche et développement sur ce procédé. Dans cette partie, nous nous intéressons plus particulièrement aux conditions de frottement qui régissent l'écoulement de la matière du tube sur les outillages. Ce paramètre revêt une importance particulière pour le bon déroulement de l'opération de mise en forme.

Après une présentation générale du procédé d'hydroformage de tubes, on se propose d'établir une synthèse des connaissances actuelles relatives à l'influence et à la caractérisation du frottement pour ce procédé. En effet, on connaît encore peu à l'heure actuelle les niveaux de frottement engendrés lors de cette mise en forme. La caractérisation du frottement dans des conditions procédé reste donc une étape primordiale vers une meilleure connaissance de la tribologie de l'hydroformage. Dans un deuxième temps, nous présentons donc un essai de caractérisation du frottement ainsi qu'une réflexion sur les résultats obtenus sur tubes en aluminium pour différents lubrifiants et conditions opératoires.

Chapitre 1

Frottement dans le procédé d'hydroformage

1.1	Présentation générale du procédé	140
1.1.1	Principe	140
1.1.2	Évolution des paramètres opératoires	142
1.1.3	Avantages et limitations	144
1.2	Le contact tube / matrice en hydroformage	145
1.2.1	Problématique	145
1.2.2	Définition des zones de contact	145
1.2.2.1	La zone de guidage	145
1.2.2.2	La zone d'expansion	146
1.2.3	Quel lubrifiant pour l'hydroformage?	147
1.2.3.1	Méthode d'application	147
1.2.3.2	Choix du lubrifiant	148
1.3	Influence et caractérisation du frottement	148
1.3.1	Sur pièce industrielle ou pilote de laboratoire	149
1.3.1.1	Influence sur l'alimentation axiale en matériau	149
1.3.1.2	Influence sur la distribution d'épaisseur dans une section	150
1.3.1.3	Influence sur la géométrie	151
1.3.1.4	Vers la quantification du frottement	153
1.3.2	Sur essai de simulation	154
1.3.2.1	Cas de la zone de guidage	154
1.3.2.2	Cas de la zone d'expansion	156
1.4	Conclusion : vers une évaluation des effets du frottement	157

1.1 Présentation générale du procédé

Les progrès effectués en asservissement des automates ainsi que sur les systèmes hydrauliques haute pression ont permis à l'hydroformage de devenir un procédé viable pour la production de masse. Les presses modernes possèdent ainsi un contrôle indépendant de la force ou de l'avancement axial vis à vis des pressions internes et externes, ce qui permet la réalisation de pièces complexes par hydroformage. Dans ce paragraphe, nous décrivons le procédé, précisons ses applications, ainsi que de ses avantages et inconvénients actuels.

1.1.1 Principe

La figure 84 présente le principe général d'une opération d'hydroformage. Le tube est inséré dans une matrice comportant une empreinte. La forme de l'empreinte correspond à la géométrie externe de la pièce après formage. Les outils sont généralement séparés dans la direction longitudinale du tube et fermés par l'action mécanique de la presse [Dohmann99]. Par action mécanique des vérins (déplacement D ou force F_a) et augmentation progressive de la pression interne P_i du fluide, le tube vient remplir l'empreinte.

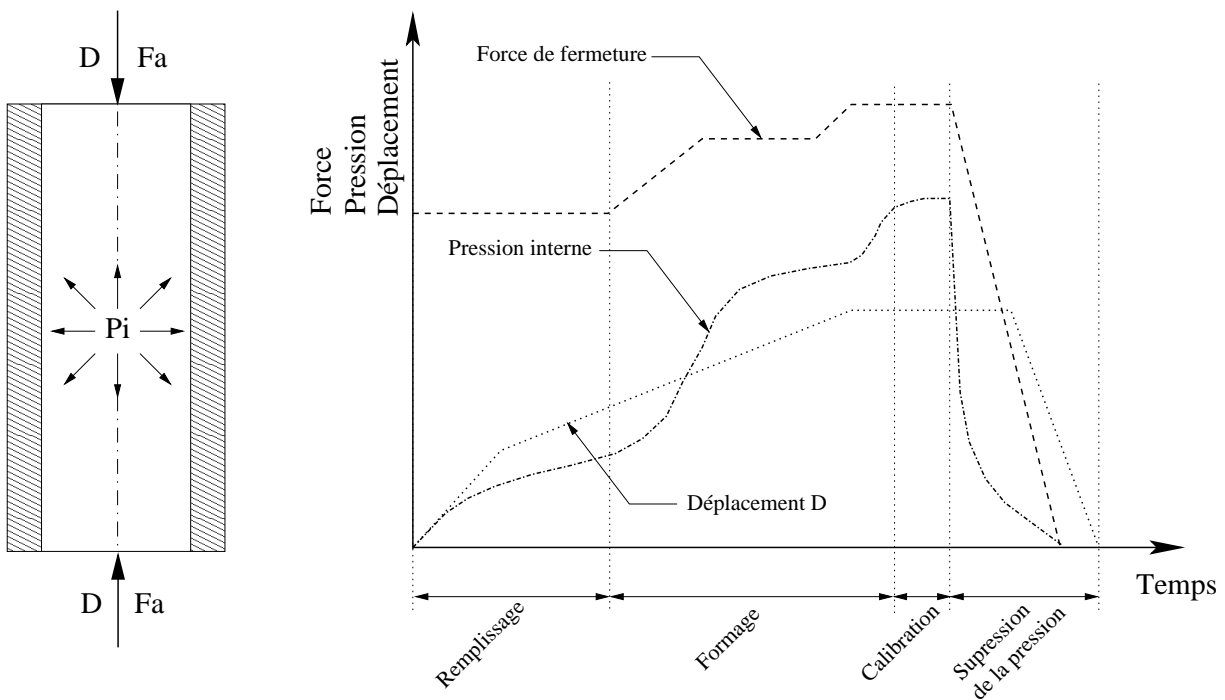


FIG. 84: Principe du procédé d'hydroformage d'après [Dohmann et al.96] et [Leitloff97]

A noter que ce procédé est utilisé à la fois pour des tubes droits et pré-cintrés. On distingue ainsi deux catégories (Cf. figure 85) :

- L'hydroformage de tubes droits :
 - par expansion partielle, c'est le cas par exemple des piquages en T. La matière est amenée progressivement par la poussée des vérins dans la zone formant la branche,
 - par expansion en outil ouvert ou fermé pour la production de pièces de révolution. L'axe de symétrie est alors le même pour la pièce et l'outillage. Les vérins sont généralement asservis en force.
- L'hydroformage de tubes pré-cintrés, utilisé depuis plusieurs décennies pour des applications dans le domaine sanitaire. Le déplacement axial des vérins permet l'apport de matière à l'intérieur de l'empreinte. La pression interne permet le plaquage du tube sur l'outillage.



FIG. 85: (a) Hydroformage de piquages en T et (b) pièce de chassis pré-cintrée et hydroformée [Dohmann99]

Dans le cas où une force axiale est appliquée, la force minimale nécessaire correspond à la section interne du tube multipliée par la pression du fluide. Cependant, la force axiale peut être supérieure à cette force minimale en fonction de la pièce à réaliser. Dans ce cas, un apport supplémentaire de matière est amené dans l'outillage. Toutefois, les conditions de contact (*i.e.* le frottement) viennent imposer une force axiale de retenue [Prier99]. Par analogie, on peut comparer cette zone avec la partie sous serre-flan d'une opération d'emboutissage.

Dans le cas où les vérins de poussée sont asservis en déplacement, le contrôle de l'avalement de matière à l'intérieur de l'empreinte reste uniquement dépendant des conditions de frottement entre le tube et la matrice. Ce point sera développé ultérieurement au paragraphe 1.3. La figure 86 présente un exemple d'opération d'hydroformage appliquée au cas du piquage en T.

Si le principe est simple, le nombre important de paramètres en interaction (tube, géométrie, lubrification, procédé...) implique des séquences de pilotage complexes. Cela peut engendrer deux problèmes : la rupture prématurée de la pièce ou la non-conformité de la forme par rapport aux spécifications. Ainsi, le résultat de la mise en forme peut être caractérisé par deux critères [Dohmann et al.96] :

- la qualité du contact avec l'outillage,
- la distribution des épaisseurs du tube après formage.

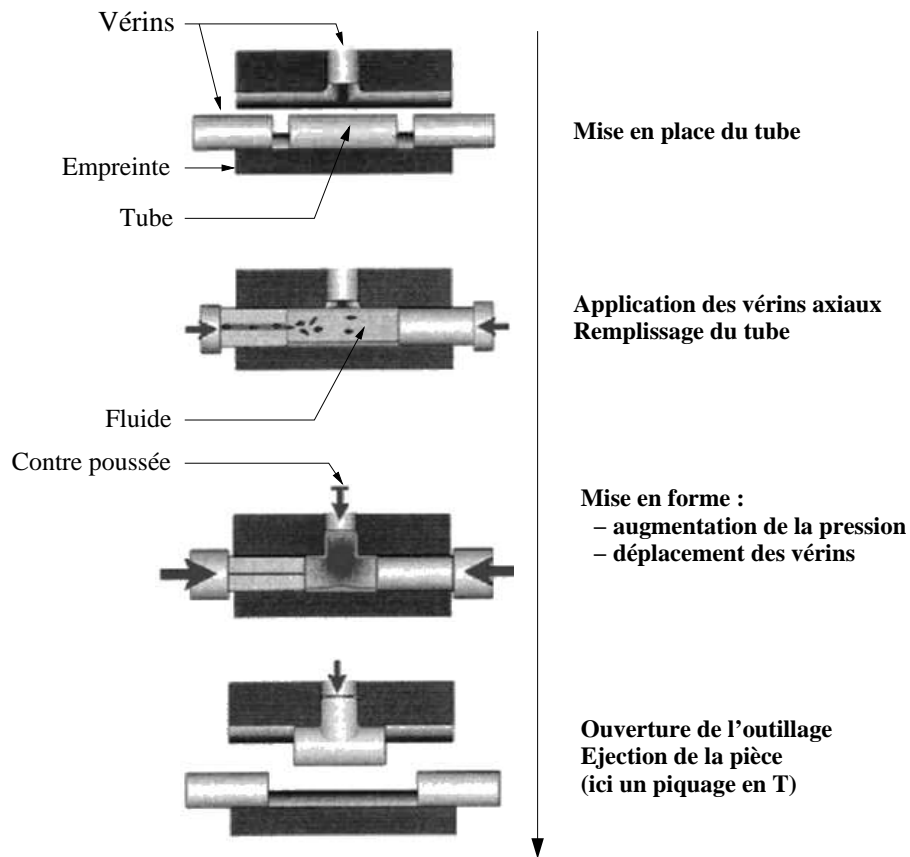


FIG. 86: Exemple d'opération d'hydroformage : cas du piquage en T
d'après [Leitloff97]

1.1.2 Évolution des paramètres opératoires

Traditionnellement, l'approche empirique est très largement employée pour déterminer les chemins de chargement des vérins (en déplacements ou en forces) et de la pression interne. Cependant, le but du procédé est d'assurer le meilleur contact entre le tube expansé et l'empreinte à la fin de l'opération, ceci tout en respectant les spécifications en terme de répartition d'épaisseur de la pièce. S'il est possible de plaquer le tube sur l'outillage à la fin de l'opération pour des pressions suffisantes, il est généralement impossible de garder constante l'épaisseur initiale sans risquer la rupture. La figure 87 présente un diagramme typique de chargement du tube dans un diagramme force / pression interne pour une pièce de révolution.

Il apparaît nettement que, s'il est possible de réaliser la pièce dans la limite des paramètres procédés (conditionnés par les paramètres du tube et de l'outillage), plusieurs défauts peuvent apparaître par instabilité plastique lors de la mise en forme [Dohmann et al.97] :

- le flambage du tube, notamment en début d'opération, pour des forces axiales trop élevées (fonctions des propriétés matériaux et de la géométrie du tube). Cette tendance au flambage augmente avec l'augmentation de la longueur libre du tube dans la matrice,
- la formation de plis, au milieu de la pièce pour un effort axial trop élevé et près des extrémités pour les pression plus élevées [Dohmann99],

- l'éclatement du tube pour des pressions trop élevées ($\frac{d_1}{d_0} > 1,4$),
- inversion du tube aux extrémités dans le cas où l'avaléement de matière est forcé par les vérins et pour des déplacements axiaux trop importants. Ce défaut apparaît pour les tubes à parois minces (typiquement pour des rapports épaisseur sur diamètre $\frac{e}{d} < 0,05$) ou pour des expansions importantes (rapport des diamètres final sur initial $\frac{d_1}{d_0} > 1,8$).

La figure 88 présente un exemple pour chacune de ces quatre instabilités plastiques.

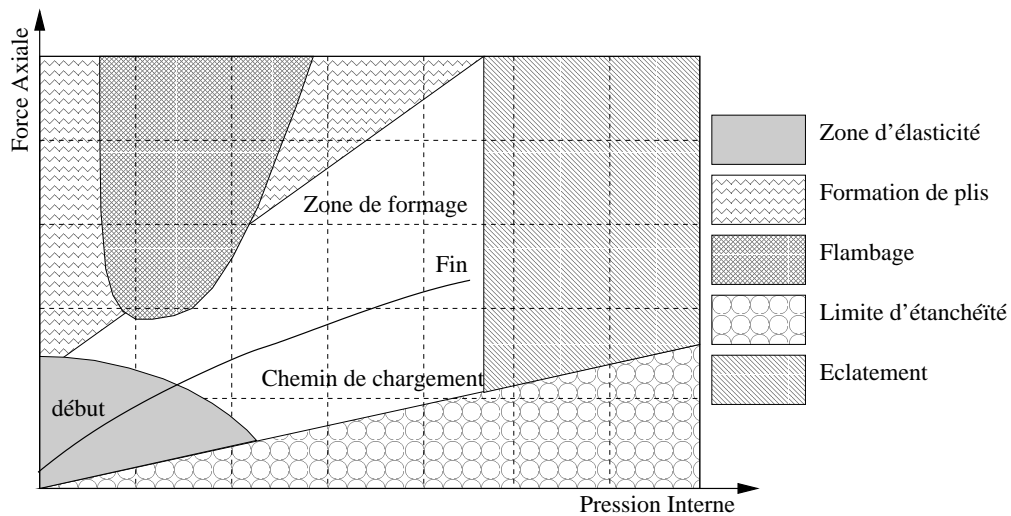


FIG. 87: Diagramme de chargement pour une opération d'hydroformage axisymétrique d'après [Prier99] et [Dohmann99]

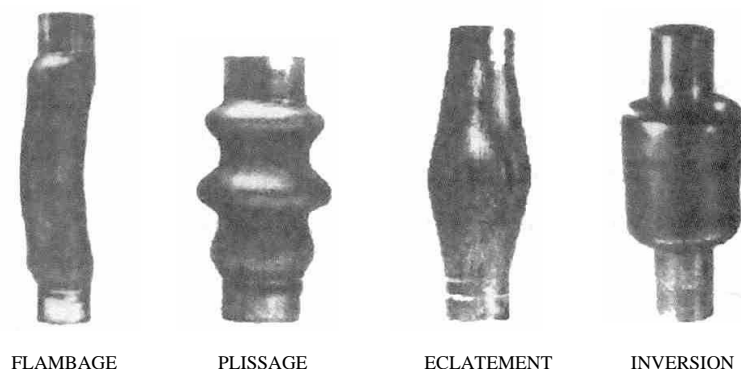


FIG. 88: Exemples d'instabilités plastiques liées au procédé d'hydroformage d'après [Dohmann et al.97]

1.1.3 Avantages et limitations

L'hydroformage présente divers avantages si on le compare avec une méthode de fabrication conventionnelle par emboutissage et soudage [Ahmetoglu et al.00].

Ce procédé permet la consolidation du produit fini par la suppression de liaisons entre les différentes pièces nécessaires à sa réalisation : dans le cas d'une fabrication par emboutissage ou de raccordement de tubes par exemple (Cf. figure 83). De plus, il autorise une réduction de la masse par optimisation des formes de sections. La suppression des feuillures permet en effet un gain d'inertie sur la section qui se traduit par une diminution des épaisseurs. Cette simplification de la conception se traduit généralement par un accroissement de la résistance et de la rigidité de la structure. Elle induit une diminution du nombre d'opérations de fabrication (diminution du nombre de pièces, élimination du soudage, d'opérations de reprise...). En outre, le procédé offre une précision dimensionnelle accrue par la diminution du retour élastique comparativement à une réalisation traditionnelle par emboutissage et soudage.

Ce procédé possède cependant des inconvénients majeurs pour les industriels : les temps de cycles restent élevés et l'équipement coûteux. De plus, de nouvelles techniques de soudage sont requises pour l'assemblage des composants (unilatéral par exemple).

Un effort de recherche industrielle tourné vers une meilleure connaissance du procédé est donc consenti par les industries du secteur automobile. Il s'agit de rendre le procédé économiquement et industriellement viable. L'amélioration des connaissances liées aux conditions de contact pour une meilleure prédiction du rôle du frottement dans le procédé est un axe de recherche actuel. Nous l'abordons au paragraphe suivant.

1.2 Le contact tube / matrice en hydroformage

Le frottement est défini comme “ l’existence de forces s’exerçant sur une interface entre deux corps, et tendant à s’opposer au mouvement tangentiel relatif entre eux ”. Comme nous l’avons vu dans la première partie de ce mémoire consacrée au procédé d’emboutissage, son rôle est multiple. Derrière cette définition très générale, il convient de définir plus précisément la problématique industrielle et académique qui en résulte.

1.2.1 Problématique

Nous avons présenté ci-avant les prérequis liés à la compréhension des phénomènes de contact métal / outil en hydroformage. Ce procédé de mise en forme par déformation plastique met en jeu le contact du tube sur l’outillage sous différentes pressions et vitesses de glissement.

On reconnaît généralement la grande importance du frottement dans bon nombre de procédés de mise en forme des métaux par déformation plastique. En ce qui concerne l’hydroformage, peu de travaux spécifiques ont été publiés à l’heure actuelle sur ce thème de recherche. En revanche, la connaissance de la tribologie du procédé revêt une importance grandissante pour le secteur industriel. Ainsi, nombre de publications industrielles font référence à l’influence du frottement lors de la mise en forme par hydroformage.

Il semble ainsi nécessaire de poser les questions suivantes :

- Quelle est l’influence du frottement et comment la situer par rapport à celle des autres paramètres du procédé (matériau, géométries...)?
- Par quelle loi le modéliser pour rendre compte de son influence dans des conditions représentatives du procédé ?
- Comment le mesurer ?

C’est à ces trois questions essentielles que nous tentons de répondre à travers une étude de la bibliographie.

1.2.2 Définition des zones de contact

Dans une opération traditionnelle d’hydroformage de tube sous haute pression, on distingue deux ([Vollertsen et al.02]) ou même trois ([Ngaile et al.01b]) zones différentes en terme de conditions de contact. La figure 89 en donne une représentation schématique.

1.2.2.1 La zone de guidage

On trouve à proximité des vérins la zone d’alimentation ([Vollertsen et al.02]) et de guidage [Ngaile et al.01b]. Cette zone est le réservoir de matière que l’on peut assimiler à la zone sous serre-flan en emboutissage.

La déformation du matériau est de la compression élastique pure en première approximation. Cependant, un jeu fonctionnel existe entre le tube et l’outillage en début d’opération qui facilite l’insertion du tube à l’intérieur de la matrice. Il empêche sa déformation plastique lors de la fermeture. Ce jeu, même faible, est éliminé lors de l’opération d’hydroformage et implique une déformation plastique circonférentielle du tube. Cette faible déformation plastique circonférentielle peut évoluer en fonction des conditions de frottement.

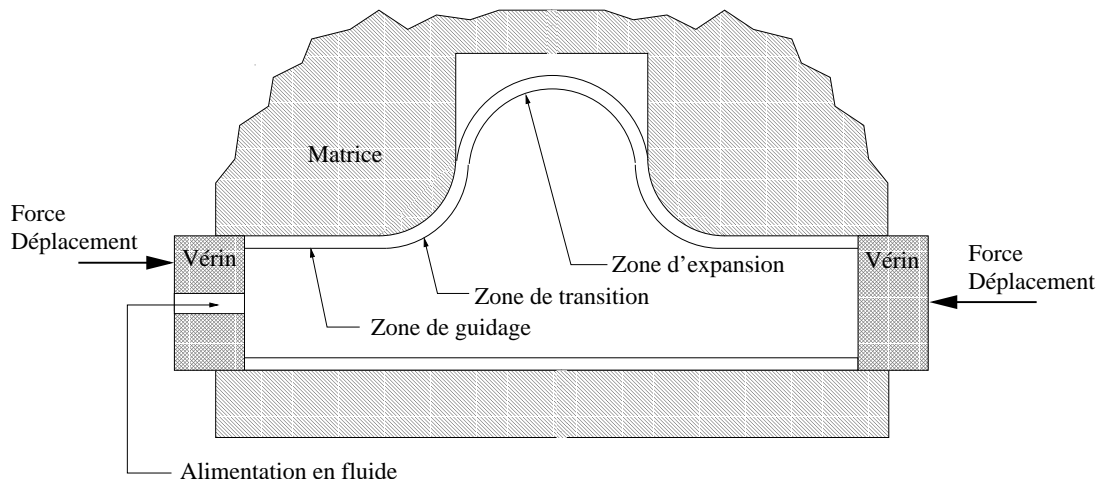


FIG. 89: Présentation des trois zones aux conditions de contact différentes d'après [Ngaile et al.01b]

Quand le contrôle des vérins est effectué en force, le niveau de frottement influence directement l'alimentation en matière de la matrice. En effet, on peut décomposer la force appliquée de la manière suivante (Cf. figure 90):

$$F_{axial} = F_{etanch} + F_{frott} + F_{tube}$$

Avec :

- F_{axial} la force de contrôle du vérin,
- F_{etanch} la force liée à la compensation de la pression interne,
- F_{frott} la force liée à la part du frottement tube / matrice,
- F_{tube} la force qui est appliquée à la partie centrale du tube.

La force F_{tube} contribue à la poussée du tube de la zone de guidage vers la zone de formage du matériau. Dans le cas d'une augmentation de la force de retenue liée au frottement, la part de F_{tube} diminue. Le rôle de réservoir de matière joué par la zone de guidage est donc restreint. La probabilité de provoquer un éclatement du tube lors du gonflage augmente. En revanche, une baisse du frottement peut à l'inverse entraîner la formation de plis. C'est en outre dans cette zone que les vitesses de glissement sont les plus élevées, la pression de contact étant moyenne [Prier99].

1.2.2.2 La zone d'expansion

La deuxième zone est le siège d'une grande déformation plastique du matériau. En fonction du rapport entre les contraintes axiales (engendrées par les vérins et contrées par la cission de frottement [Prier99]) et tangentielles (frottement engendré par la pression interne), on peut observer un épaissement ou un amincissement du matériau. Cette déformation engendre une modification de la micro-géométrie du contact et ainsi du frottement. Une analogie peut être faite avec la zone d'expansion du procédé d'emboutissage.

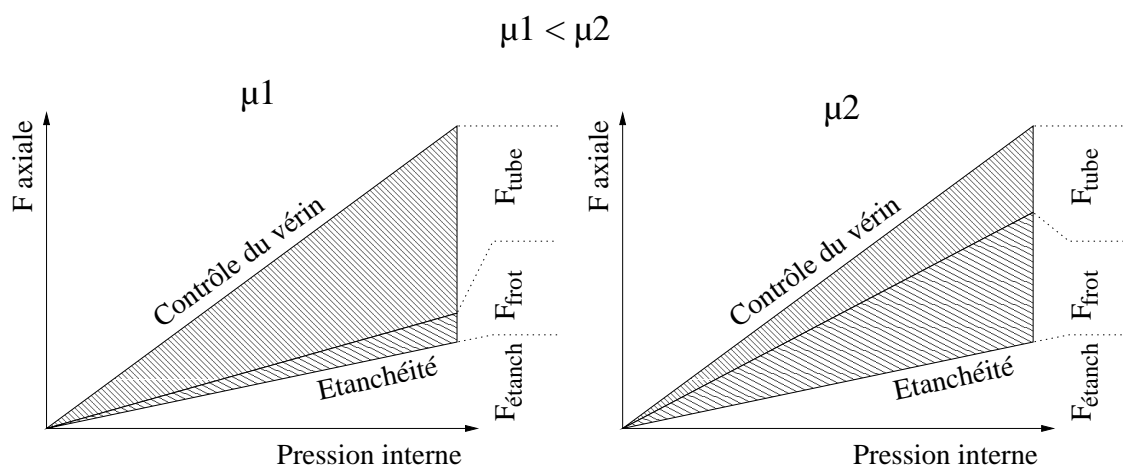


FIG. 90: Influence du frottement sur le contrôle de l'effort axial d'après [Prier99]

Certains auteurs ([Ngaile et al.01b]) scindent cette zone en deux :

- la zone de transition. La surface du matériau y est en expansion. Les vitesses de glissement sont plus faibles que dans la zone de guidage, mais beaucoup plus importantes que dans la zone d'expansion,
- la zone d'expansion où l'expansion de la surface atteint les valeurs les plus importantes. En revanche, les vitesses de glissement y sont très faibles.

1.2.3 Quel lubrifiant pour l'hydroformage ?

Cette question reste actuellement posée dans la littérature. En effet, si on commence à comprendre le rôle du frottement sur la mise en forme (Cf. paragraphe 1.3), certaines questions subsistent quant au choix du lubrifiant et à son mode d'application.

En général, trois types de lubrifiants sont couramment employés pour la lubrification des pièces [Prier01] :

- des huiles et des graisses,
- des émulsions et suspensions aqueuses,
- des lubrifiants solides.

1.2.3.1 Méthode d'application

On distingue en général deux types de méthodes d'application : avec ou sans contact.

En ce qui concerne les méthodes avec contact, l'application se réalise à l'aide d'une brosse, d'un rouleau (*squeeze roller*) ou d'une éponge. Par souci d'économie, on privilégie généralement ce type de méthode avec contact dans le cas des lubrifiants très visqueux [Prier01]. La lubrification au rouleau est destinée aux pièces de géométries simples. Quant à la méthode de l'éponge, elle a été développée par Schuler Hydroforming en 2001 afin de contrôler le volume et la répartition de lubrifiant dans l'objectif d'une production industrielle.

Sans contact, elle est réalisée par immersion ou vaporisation (avec ou sans système électrostatique).

1.2.3.2 Choix du lubrifiant

Les lubrifiants solides (dispersions de polymères par exemple) donnent des niveaux de frottement très bas. Cependant, leur application reste problématique pour différentes raisons :

- difficulté d'application,
- temps de séchage ou de polymérisation longs,
- accumulation de lubrifiant sur l'outillage,
- nettoyage difficile de la pièce,
- incompatibilité avec le fluide (émulsion) d'hydroformage,
- problèmes de filtration sur l'unité d'hydroformage.

En revanche, les émulsions aqueuses peuvent s'appliquer facilement par vaporisation ou à l'aide d'une brosse et sont facilement nettoyables. Leur pouvoir lubrifiant est cependant faible en comparaison des lubrifiants solides. De plus, elle résistent mal aux pressions engendrées lors de la mise en forme et leur adhérence est faible sur la pièce.

Il en va de même en ce qui concerne l'application et le nettoyage des huiles et des graisses. Leur pouvoir lubrifiant ne devient satisfaisant que pour des viscosités importantes (au delà de 700 *Pa.s* typiquement), ce qui entraîne des difficultés d'application sur la pièce.

Les critères de choix d'un lubrifiant sont donc multiples. L'évaluation de l'influence du frottement, dépendant du mode de lubrification choisi, passe donc par la réalisation d'un essai représentatif. C'est l'objet du paragraphe ci-après.

1.3 Influence et caractérisation du frottement

Nous présentons dans ce paragraphe une synthèse des différents travaux relatifs à l'influence et à la caractérisation du frottement. On distingue trois types d'études dans la bibliographie :

- Les plus générales ne s'intéressent pas directement au frottement mais contribuent à mettre en évidence ses effets par des exemples sur pièces industrielles.
- D'autres études plus spécifiques sont principalement regroupées dans trois laboratoires : les universités de Darmstadt (en partenariat avec Schuler Hydroforming GmbH & Co.) et Paderborn en Allemagne ainsi que l'Ohio State University à travers les travaux de l'équipe du professeur Taylor Altan (ERC/NSM pour *Net Shape Manufacturing*). On y distingue ainsi deux types d'approches :
 - des essais sur pilotes de laboratoires qui ont pour objet l'évaluation de l'influence du frottement lors de l'hydroformage de pièces académiques (*Corner fill* et *Pear expansion test* ...). On n'obtient pas de valeur du frottement à proprement parler.
 - des essais de simulation du frottement où le résultat est l'obtention de coefficients de frottement.

1.3.1 Sur pièce industrielle ou pilote de laboratoire

L'observation de l'influence du frottement peut être effectuée directement sur des pièces industrielles ou à l'aide d'un pilote de laboratoire. Nous développons ce point de la bibliographie ci-après.

1.3.1.1 Influence sur l'alimentation axiale en matériau

Les fortes pressions de contact (de l'ordre de la limite d'élasticité) entraînent la retenue de la matière lors de son écoulement le long des outillages. La longueur de la pièce et les zones de contact qui augmentent avec la déformation conditionnent le mouvement de la matière dans la matrice. Ainsi, la compensation de perte d'épaisseur par poussée axiale dépend de la distance de la section vis à vis des vérins [Dohmann99].

La figure 91 présente la répartition des contraintes axiales sur un tube en expansion soumis à une force axiale [Birkert et al.99]. Dans ce cas, l'expansion est aidée par la compression axiale du tube, ce qui autorise des déformations circonférentielles plus importantes.

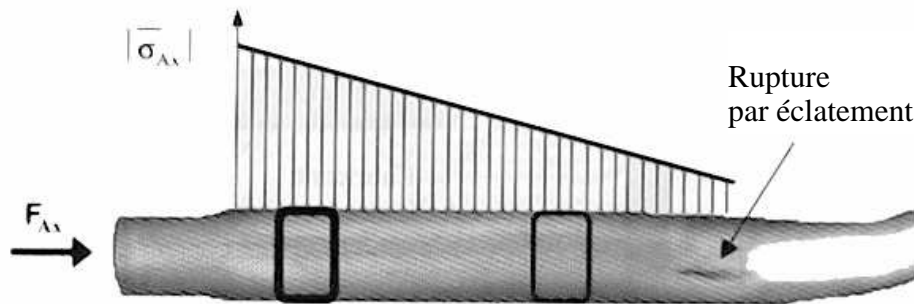


FIG. 91: Distribution des contraintes axiales sur un tube en expansion sous force axiale d'après [Birkert et al.99]

Cependant, plus on s'éloigne des extrémités de la pièce, plus les contraintes axiales engendrées par la poussée des vérins sont contrées par les effets de retenue du frottement. Ainsi, il est possible que les effets d'alimentation en matériau par application d'une force axiale soient rapidement négligeables dans le voisinage de la zone poussée. Les parties éloignées de la poussée axiale (si présente) suivent donc majoritairement un mode de déformation plane (*i.e.* $\epsilon_2 = 0$ dans le diagramme des déformations principales). Cela peut devenir très problématique dans le cas de matériaux qui supportent mal l'expansion, par exemple les alliages d'aluminium (de l'ordre de 8 – 12% d'allongement à rupture typiquement). Notons que la géométrie peut aussi jouer ce rôle lors de la mise en forme.

On comprend ainsi l'importance de la tribologie du procédé, intimement couplée aux autres facteurs tels que la géométrie, les propriétés mécaniques, le mode de contrôle en force ou en déplacement. Si l'apport de matériau est primordial dans la zone de formage, qu'en est-il de la déformation dans une section particulière ?

1.3.1.2 Influence sur la distribution d'épaisseur dans une section

En hydroformage, la rupture apparaît principalement près des rayons. Si elle dépend des propriétés mécaniques du matériau (et en particulier sa capacité d'écrouissage), la lubrification joue aussi un rôle considérable sur la valeur des déformations circonférentielles [Duroux01].

La figure 92 présente le cas de l'expansion circonférentielle d'un tube circulaire dans une matrice de section carrée : le *corner fill*.

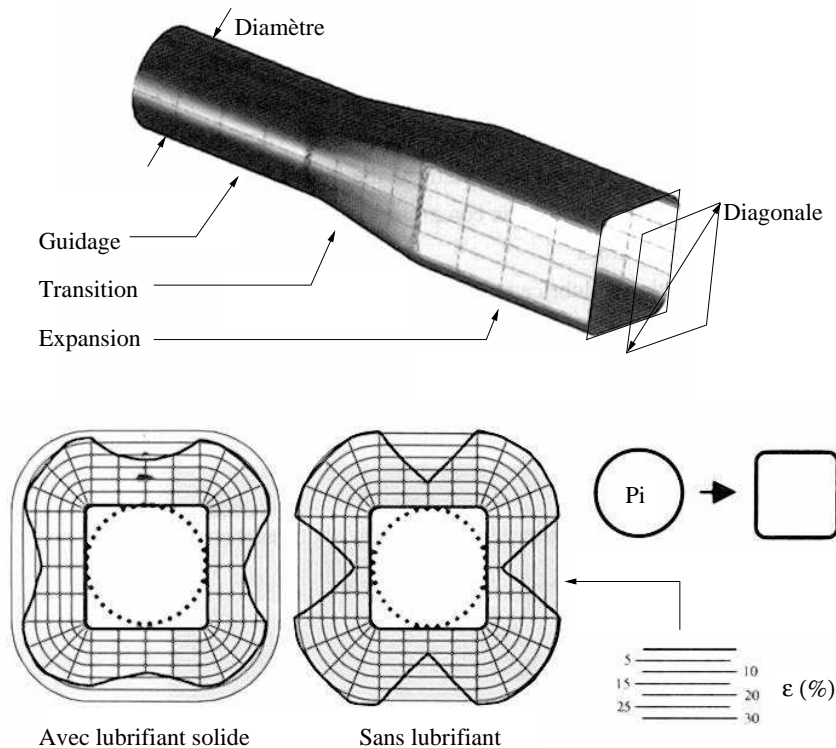


FIG. 92: Distribution de déformations sur un *corner fill* (acier inoxydable) d'après [Birkert et al.99] et [Prier01]

Les contacts à l'interface tube / outil influencent clairement l'homogénéité des déformations dans une section. Dans ce cas, deux modes de lubrification sont utilisés. Une diminution du frottement par l'utilisation d'un lubrifiant solide permet une assez bonne homogénéité des déformations. Plus le frottement augmente, plus les hétérogénéités de déformation dans une section donnée sont importantes (avec augmentation du risque de rupture).

Les déformations maximales sont localisées dans les rayons. Les industriels privilégient donc les faibles rayons de congés ainsi que des géométries compactes dans la mesure du possible ; ceci dans le but de limiter les déformations circonférentielles.

Cependant, quand la matière en expansion rentre au contact des outillages, une faible cission de frottement peut favoriser la rupture. Par opposition, un frottement important peut permettre

de bloquer la déformation au contact. Ainsi, pour des rapports diagonale sur diamètre élevés, il apparaît que de très bons lubrifiants ne sont pas les mieux adaptés pour la mise en forme d'aciers au carbone [Duroux01]. Ce point n'est donc pas tranché dans la bibliographie.

1.3.1.3 Influence sur la géométrie

La simulation numérique, intensément utilisée par les industriels, doit rendre compte des effets du frottement. Les logiciels métiers, utilisés historiquement pour le procédé d'emboutissage, ont été appliqués à l'hydroformage de tubes.

Si divers problèmes se posent⁴⁹, la précision de la simulation numérique ne peut excéder celle de ses paramètres d'entrée. Ainsi, le coefficient de frottement doit être mesuré. La figure 93 présente le cas de l'influence du coefficient de frottement, tous les autres paramètres de la simulation étant fixés.

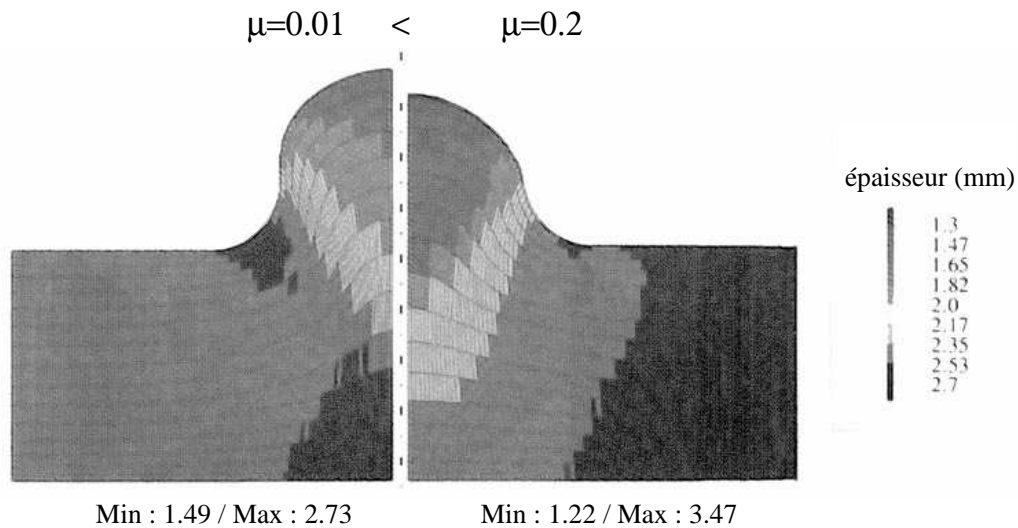


FIG. 93: Influence du frottement : cas du piquage en T (logiciel PAMSTAMP[®]) d'après [Prier99]

L'influence du frottement sur la déformation dans une section a été abordée au paragraphe précédent. On retrouve ici son influence sur l'homogénéité des déformations. En effet, à frottement faible ($\mu = 0.01$), l'hétérogénéité d'épaisseurs est sensiblement plus réduite que dans le cas d'un frottement plus élevé ($\mu = 0.2$).

De plus, on retrouve ici l'influence du coefficient de frottement sur la géométrie à travers la formation du piquage. Un faible frottement permet en effet une hauteur de dôme plus importante, toutes choses étant égales par ailleurs. Ce cas se rapproche de l'étude numérique et expérimentale effectuée au laboratoire ERC/NSM de l'Ohio State University.

⁴⁹ *i.e.* le cas de l'instabilité plastique liée à l'imposition d'une pression interne.

La figure 94 présente la géométrie d'essai *pear test* ainsi que l'évolution de la hauteur du dôme pour cinq cas de lubrification :

- sans lubrification,
- A : film polymère et mélange de différents matériaux non abrasifs,
- B : lubrifiant solide (sans chlore et sulfure),
- C : noir de carbone, graphite butoxyéthanol et eau,
- D : polymère thermoplastique, eau et stérate de lithium.

Cet essai est intermédiaire entre le *corner fill* et le piquage. L'idée générale est d'expanser un tube dans une matrice dont le diamètre de la partie inférieure est égal à celui du tube, la partie supérieure ayant une forme triangulaire. Le résultat après gonflage présente ainsi une forme de "poire".

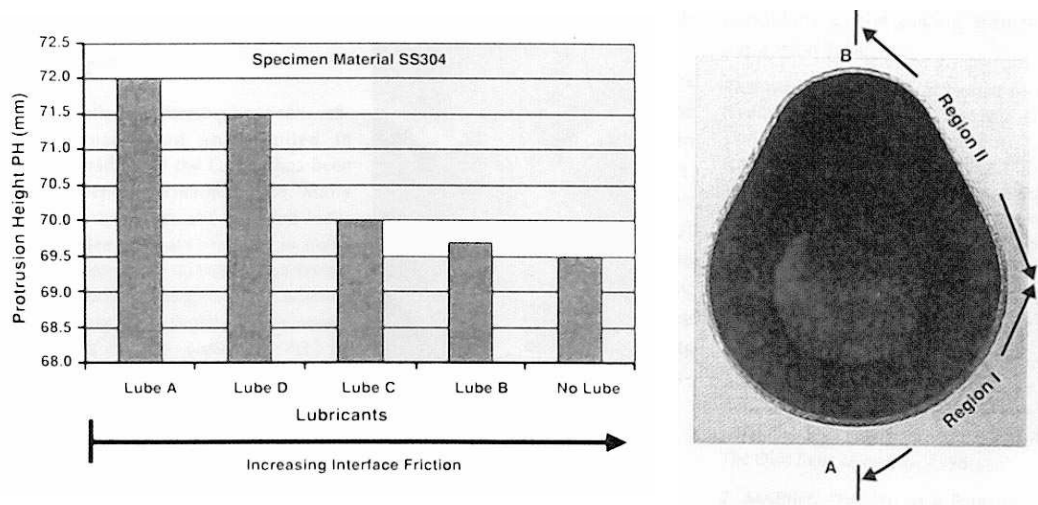


FIG. 94: Présentation du *Pear test* (expansion en forme de "poire") d'après [Ngaile et al.01b]

Le diamètre des tubes étant de 57 mm , la hauteur du dôme varie entre 69.5 et 72 mm . La mesure des épaisseurs permet, elle aussi, de discriminer les lubrifiants. L'ordre est identique pour ces deux observables du frottement. En comparaison du *corner fill*, on constate l'importance de la surface de contact initiale (supérieure à la moitié du périmètre). Ceci privilégie une meilleure répartition des déformations. En effet, dans le cas du *corner fill*, les gradients de déformation sont très élevés. L'influence du frottement est donc plus facilement identifiable dans le cas du *pear test*. En outre, la géométrie finale donne une information supplémentaire quant à l'état du frottement à l'interface.

Cependant, si l'observation sur pièce industrielle ou pilote de laboratoire permet d'évaluer et de classer les lubrifiants en ce qui concerne leur aptitude à la mise en forme, elle ne permet pas la mesure directe du frottement. L'instrumentation des outillages est un recours possible vers une quantification du frottement. C'est l'étape préliminaire avant les tests de simulation.

1.3.1.4 Vers la quantification du frottement

Si les conditions de formage se rapprochent des conditions procédés dans le cas de pièces réalisées sur pilote de laboratoire, l'obtention d'une valeur directe du frottement à l'interface tube / outillage reste complexe à obtenir. Un essai développé pour le cas du piquage en T permet l'obtention d'une valeur du coefficient de frottement dans la zone d'expansion du matériau [Vollertsen et al.02]. La figure 95 en donne une représentation schématique.

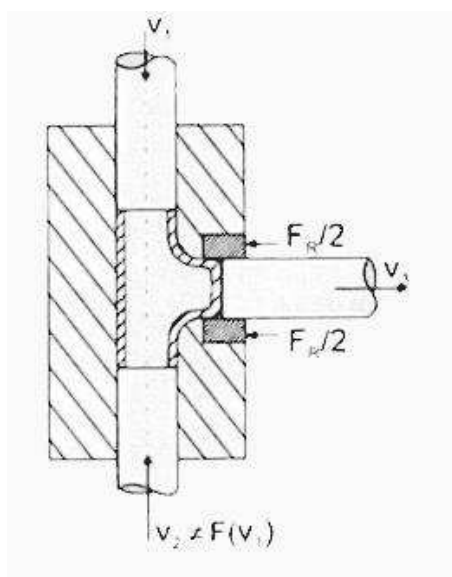


FIG. 95: Mesure directe du coefficient de frottement sur pilote de laboratoire d'après [Vollertsen et al.02]

L'anneau situé dans la zone d'expansion subit les forces de frottement et les transmet au capteur. Cela pose divers problèmes. En effet, l'élasticité du capteur crée un jeu entre la matrice et l'anneau. La matière (sous déformation plastique dans cette zone) peut venir remplir ce jeu et ainsi entraîner des erreurs non négligeables lors de la détermination du frottement. De plus, la hauteur de dôme doit être minimale pour effectuer la mesure. Aucune mesure n'est possible tant que la matière n'a pas dépassé le rayon de transition. En outre, la variation des paramètres opératoires (pression interne et vitesse de glissement notamment) est difficile, car la fenêtre du procédé est réduite.

L'intérêt de ce type de pilote de laboratoire reste donc très limité. Pour accéder aux valeurs du coefficient de frottement, il convient donc de développer des essais spécifiques : les essais de simulations du frottement. Ces essais, s'ils permettent d'accéder à une valeur du frottement, possèdent moins d'analogies avec le procédé réel. En revanche, les paramètres sont plus découplés. Nous les présentons ci-après.

1.3.2 Sur essai de simulation

1.3.2.1 Cas de la zone de guidage

Nous présentons dans ce paragraphe deux systèmes de caractérisation du coefficient de frottement à l'interface entre le tube et l'outillage. Ces deux bancs de frottement sont respectivement développés à l'Ohio State University (ERC/NSM) et à l'université de Darmstadt en Allemagne. Ils permettent la détermination du coefficient de frottement pour différentes combinaisons matériaux de tube / outillages / lubrifiants. Les figures 96 et 97 les présentent respectivement.

Dans le cas du montage ERC/NSM, dédié à l'obtention de coefficients de frottement pour la zone de guidage, le tube est tout d'abord pressurisé, puis poussé par le haut à l'intérieur de la matrice. La force de poussée, liée au frottement, est mesurée à l'aide du capteur situé sur la partie supérieure de l'outillage. Il n'y a pas de capteur mesurant la force d'ouverture. La pression de contact est égale à la pression du fluide moins la pression de plastification du tube. Le coefficient de frottement de Coulomb est donc calculé comme suit :

$$\mu = \frac{c.F_f}{p_i.\pi.D_i.l} \quad \text{avec} \quad C = \frac{p_i}{p_i - \frac{2.t_0.\sigma_t}{D_i}}$$

- F_f l'effort de poussée du tube,
- P_i la pression interne du fluide,
- D_i le diamètre interne du tube,
- l la longueur du tube,
- t_0 l'épaisseur initiale du tube,
- σ_t la contrainte d'écoulement du matériau.

Ce montage a pour principal intérêt sa simplicité. On utilise un fluide très visqueux ce qui facilite l'étanchéité du système. Un jeu faible, mais suffisant assure la plastification totale du tube.

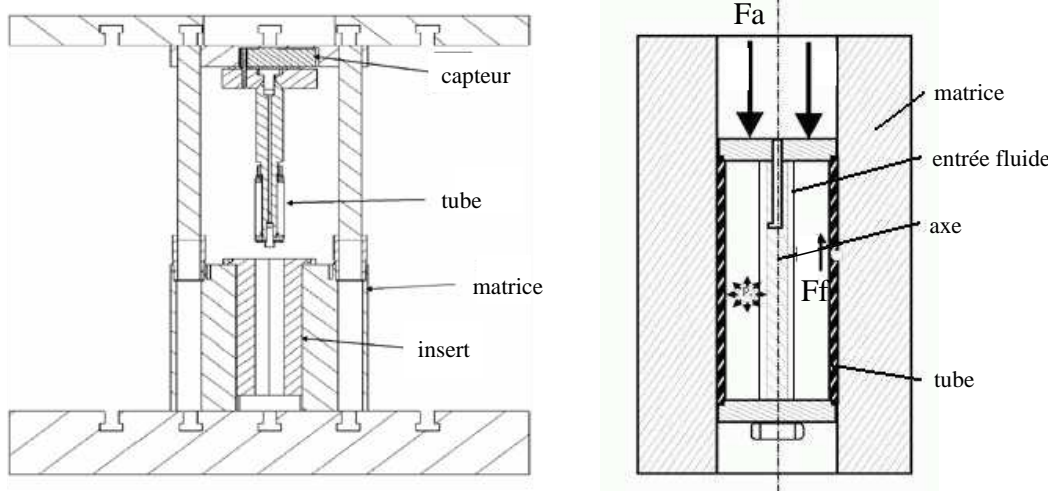


FIG. 96: Banc de frottement : Ohio State University (ERC/NSM)
d'après [Ngaile et al.01a]

Dans le cas du montage développé à l'université de Darmstadt (Cf. figure 97), on assure l'étanchéité par deux vérins. La matrice, montée sur roulements, permet l'obtention de la force de frottement par l'intermédiaire d'une plaque de rappel. Un avantage commun aux deux montages est la présence d'un capteur unique d'effort tangentiel (pas de soustraction des valeurs des efforts des deux vérins).

En revanche, deux types d'asservissements sont possibles dans le cas du banc de l'université de Darmstadt. Soit les deux vérins sont pilotés à vitesse égale (ce qui peut poser des problèmes d'étanchéité), soit le vérin opposé au déplacement est asservi en force et assure une contre-poussée que l'on peut ajuster (on applique ainsi une contrainte axiale supplémentaire sur le tube). Le coefficient de frottement est calculé comme suit :

$$\mu = \frac{F_{\text{frottement}}}{F_{zu} - F_{N1} - F_{N2}}$$

Un avantage particulier au montage est la connaissance de la force d'ouverture de la matrice, ce qui permet la détermination de la pression de contact sur le tube. Il augmente cependant en complexité. A noter que le coefficient de frottement adimensionnel n'est pas calculé selon Coulomb (pas de prise en compte du facteur π au dénominateur).

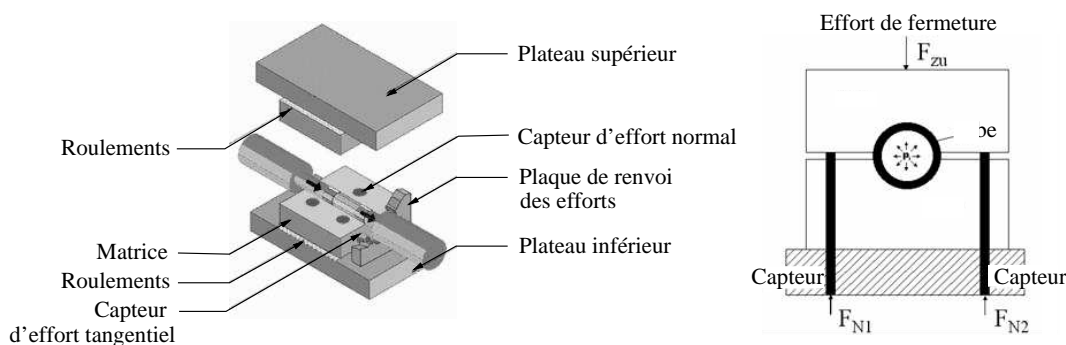


FIG. 97: Banc de frottement : Université de Darmstadt / Schuler Hydroforming d'après [Prier99]

La figure 98 présente un résultat typique issu du test de simulation. On y retrouve la valeur du coefficient de frottement pour différents cas de lubrification (Cf. paragraphe 1.3.1). Il apparaît que le coefficient de frottement de Coulomb semble généralement faible (inférieur à 0,05 dans ce cas) en comparaison des résultats obtenus pour le procédé d'emboutissage [Eichhorn99]. Il varie de plus avec la longueur de glissement et le type de lubrifiant.

On constate dans certains cas une diminution du coefficient de frottement pour des pressions croissantes de contact [Ngaile et al.01a][Prier99]. De plus, l'état de surface du tube peut faire évoluer d'un facteur deux la valeur du coefficient de frottement apparent [Prier99]. En effet, une surface plus rugueuse peut permettre la retenue du lubrifiant. Ainsi, l'obtention d'états de surfaces propres à la mise en forme par hydroformage est un axe de recherche encore peu développé.

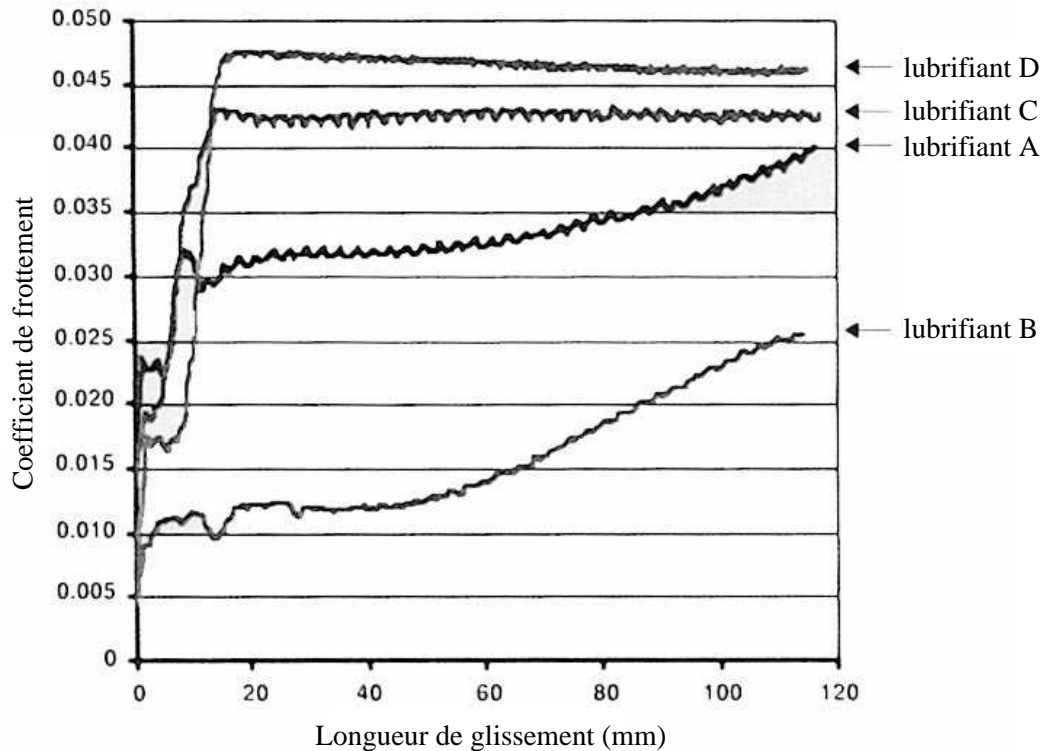


FIG. 98: Résultats de la caractérisation du frottement pour plusieurs lubrifiants d'après [Ngaile et al.01a] et [Ngaile et al.01b]

1.3.2.2 Cas de la zone d'expansion

En ce qui concerne la zone d'expansion, un essai de simulation est actuellement développé à l'université de Paderborn [Vollertsen et al.02]. Il présente en effet divers avantages en comparaison du *corner fill* ou de la mesure sur pièce académique à l'aide d'un capteur annulaire. Il est appelé *tube upsetting test*. La figure 99 en donne une représentation. Dans ce test, la vitesse de contre-poussée v_2 est plus faible que la vitesse v_1 , ce qui impose une déformation plastique axiale de l'échantillon.

Il présente de plus divers avantages :

- Les paramètres sont fixés et ajustables : pression interne, vitesse de glissement, vitesse de déformation et déformation finale.
- L'essai est simple et facilement adaptable dans le cas du test développé à l'université de Darmstadt (par exemple).
- La variation de la longueur initiale de l'échantillon permet de s'adapter à différents cas de frottement en respectant les échelles des capteurs.

On impose une déformation plastique de la matière, ce qui se rapproche des conditions de la zone d'expansion. La déformation reste cependant compressive. De plus, la détermination du coefficient de frottement nécessite l'utilisation d'abaques analytiques (comparables à celles du test de l'anneau). On peut aussi utiliser la simulation numérique, ce qui est le cas actuellement.

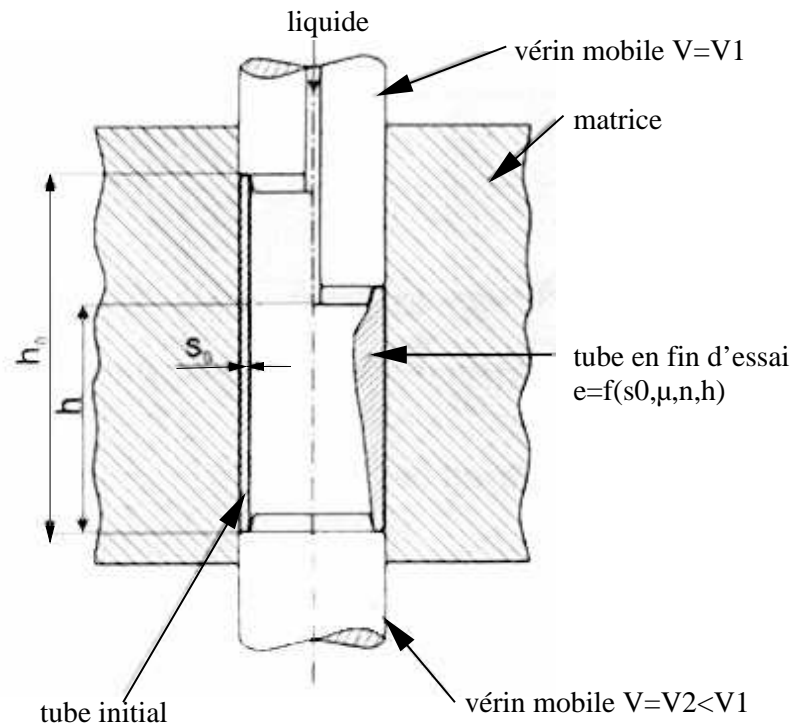


FIG. 99: Essai dédié à la zone d'expansion : *tube upsetting test*
d'après [Vollertsen et al.02]

1.4 Conclusion : vers une évaluation des effets du frottement

Il est clair que les études actuelles relatives à l'hydroformage s'inspirent très largement de la culture liée au procédé d'emboutissage. On distingue trois grands types d'approches qui permettent soit d'évaluer qualitativement l'influence du frottement sur une pièce hydroformée industrielle ou de laboratoire, soit de caractériser quantitativement le frottement proprement dit.

Les lubrifiants jouent un rôle considérable en hydroformage de tube. En effet, ils réduisent les contraintes tangentielles à l'interface tube / outils et ainsi permettent un meilleur écoulement du métal lors de sa mise en forme. Avec une bonne lubrification, les risques de formation de plis, de flambement ou encore de rupture peuvent être grandement diminués.

En ce qui concerne le procédé d'emboutissage, l'objectif actuel est la compréhension fine des interactions métal / outil pour un lubrifiant donné⁵⁰. En revanche, la jeunesse du procédé d'hydroformage implique de nombreux tests de lubrifiants (solides, graisses ou huiles) qui doivent satisfaire les critères procédé (coût [Raufhake01], aptitude à la mise en forme, intégration dans la chaîne de production...). L'évaluation des performances de ces lubrifiants sous les conditions de contact très hétérogènes du procédé est nécessaire pour l'optimisation, la simulation, et en premier lieu l'obtention de coefficients de frottement.

⁵⁰ *i.e.* le lubrifiant QUAKER FERROCOAT 6130 dans le cas de PSA Peugeot Citroën

Ceci nécessite plusieurs préalables [Prier99][Delamare et al.99] lors de la conception de l'essai de caractérisation :

- une adéquation des valeurs des variables de l'essai avec celles du procédé,
- une variation indépendante des variables du frottement étudiées,
- la possibilité de transférer les résultats sur le procédé réel,
- un découplage des effets liés aux mesures,
- une reproductibilité des résultats,
- un dépouillement des résultats simples,
- un développement à moindre coût,
- un montage expérimental simple et adaptable sur le banc d'hydroformage existant.

Le montage a pour but l'évaluation de l'influence du frottement et la caractérisation du coefficient de frottement associé. Dans le chapitre suivant, nous présentons nos travaux relatifs à la conception d'un essai de frottement dédié au procédé d'hydroformage et donnons quelques résultats de caractérisation pour différents lubrifiants et paramètres opératoires.

Chapitre 2

Caractérisation du frottement pour le procédé d'hydroformage

2.1	Conception d'un essai de caractérisation du frottement pour l'hydroformage	160
2.1.1	Présentation de la presse d'hydroformage pilote	160
2.1.2	Présentation de l'essai de frottement	161
2.1.2.1	Dimensionnement	161
2.1.2.2	Choix du mode de pilotage	163
2.1.2.3	Expression des grandeurs liées au frottement	165
2.2	Lubrifiants et matériaux	166
2.2.1	Lubrifiants	166
2.2.2	Matériaux, tubes et matrices	166
2.2.3	Mode opératoire	166
2.3	Conditions expérimentales	166
2.4	Résultats et discussion	167
2.4.1	Influence de la longueur de glissement	167
2.4.2	Influence de la pression interne	168
2.4.3	Influence de la vitesse de glissement	170
2.5	Perspectives pour la simulation numérique	171
2.6	Conclusion	172

2.1 Conception d'un essai de caractérisation du frottement pour l'hydroformage

2.1.1 Présentation de la presse d'hydroformage pilote

La figure 100 présente la presse expérimentale d'hydroformage du Centre de Mise en Forme des Matériaux de l'Ecole de Mines de Paris sur laquelle nous avons développé et effectué les essais de caractérisation du frottement. Cette presse est constituée de deux tables (inférieure et supérieure) entre lesquelles sont fixées trois cassettes contenant chacune un vérin de poussée. Un groupe hydraulique permet l'asservissement de ces vérins en force ou en déplacement ainsi que la mise en pression interne de l'échantillon.

L'échantillon est contenu dans une matrice. Des inserts amovibles permettent de faire varier sa géométrie selon la configuration à tester (formage, frottement, ...). L'étanchéité de l'échantillon est assurée par des joints toriques mis en pression sur le tube. Ce système permet l'obtention de pressions internes élevées typiques du procédé (de l'ordre de 1000 à 2000 bars typiquement pour la phase de calibration). Quatre capteurs de forces montés sur les tirants de la matrice permettent la mesure de la force d'ouverture lors de l'application de la pression interne.

Nous présentons ci-après la mise en œuvre de l'essai de caractérisation du frottement sur cet outil expérimental représentatif des conditions de mise en forme du procédé d'hydroformage.

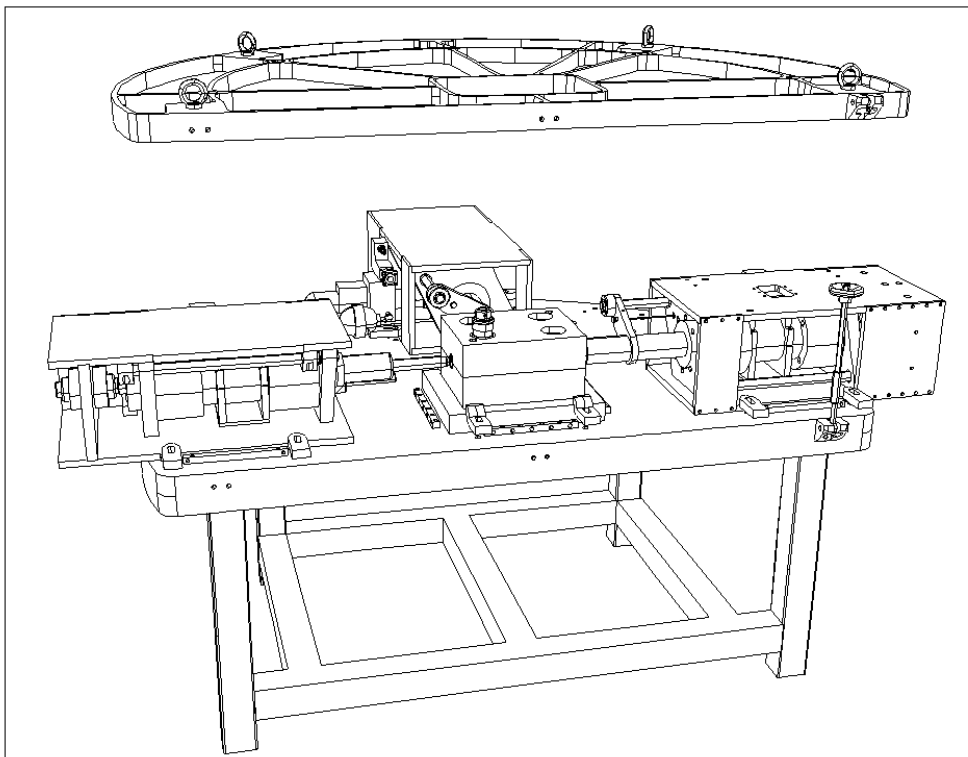


FIG. 100: Présentation de la presse expérimentale d'hydroformage du CEMEF

2.1.2 Présentation de l'essai de frottement

Comme nous l'avons évoqué au chapitre précédent, les conditions de contact sont particulièrement critiques dans le cas de la mise en forme par hydroformage, en particulier quand un avalement axial est requis. Le lubrifiant est utilisé pour réduire le frottement et ainsi favoriser l'alimentation en matière dans les zones de déformation, réduire l'usure des outillages et les forces axiales appliquées aux vérins, . . . L'état de lubrification est aussi important lors de l'étape de calibration, siège d'expansion du matériau sous de fortes contraintes normales. La connaissance des grandeurs liées au contact permet une meilleure maîtrise des paramètres de mise en forme et du diagramme de chargement.

Nous développons sur ce banc expérimental un essai inspiré de ceux développés à l'Ohio State University [Ngaile et al.01a] et à l'Université de Darmstadt [Prier99]. La valeur des forces normales au contact est obtenue par une mesure directe via quatre capteurs de force d'ouverture, répartis symétriquement aux quatre coins de l'outillage. La géométrie est tubulaire et représente la zone de guidage du procédé, sans déformation radiale élevée. En revanche, la part de la force axiale liée au frottement est obtenue par la différence des forces axiales appliquées sur les deux vérins situés de part et d'autre de l'échantillon⁵¹. Dans le cas des essais précédemment évoqués dans la bibliographie, elle est obtenue soit directement comme étant la force de poussée, soit par rattrapage de force via un capteur sur le bâti (la matrice est sur roulements).

2.1.2.1 Dimensionnement

Notre objectif est de caractériser le frottement pour une plage représentative des conditions opératoires du procédé (pression interne, vitesse de glissement). Compte tenu des limitations liées à l'appareillage expérimental (pression, forces, capteurs. . .), il convient d'adapter la géométrie d'essai à notre besoin.

En adoptant l'hypothèse des tubes minces, on définit la pression de plastification du tube P_g comme suit :

$$P_g = \frac{2\sigma_0 \cdot e}{D}$$

Le diamètre $D = 2R$ est fixé égal à 35 mm. Il correspond au diamètre moyen utilisé sur le banc d'hydroformage. Si on considère une limite d'élasticité moyenne σ_0 de l'ordre de 300 MPa et une épaisseur e de 2 mm du tube, on obtient donc une pression interne de 34 MPa à la plastification (soit 340 bar). Pour nos essais, nous nous limitons à une pression interne maximale de 1000 bar, soit très supérieure aux pressions de plastification. Nous couvrons ainsi une large gamme des conditions de mise en forme (mise en pression, formage, calibration, . . .).

La longueur de l'insert de matrice est de 186 mm (Cf. figure 101). Afin d'autoriser des longueurs de glissement relatives éprouvette / matrice de l'ordre de 100 mm, nous fixons donc la longueur du tube à 70 mm. La faible longueur du tube impose la fabrication de deux vérins de poussée et de contre-poussée spécifiques plus longs que ceux utilisés pour les essais de mise en forme.

Si l'on fait l'hypothèse que toute la pression se transmet sur la matrice via le contact avec

⁵¹i.e. vérin de poussée et vérin de contre-poussée

le tube dans le cas le plus défavorable : *i.e.* environ 100 MPa dans le cas des plus fortes pressions internes testées⁵². La force H d'ouverture de la matrice est ainsi égale à 245 kN dans le cas d'un tube de longueur 70 mm. Cette force est répartie sur deux des quatre capteurs dans le cas le plus défavorable, soit environ 120 kN au maximum par capteur. Nous utilisons des capteurs de force d'ouverture de la matrice de 440 kN, soit une force maximale d'ouverture de l'ordre de 200 kN sur l'outillage, très largement dimensionné par rapport à nos besoins.

Nous considérons pour le dimensionnement un coefficient de frottement élevé de type Coulomb de l'ordre de 0,2, hypothèse forte compte tenu des fortes pressions de contact. Nous verrons qu'il peut cependant être atteint voire dépassé pour certaines conditions opératoires. La force F_1 exercée sur le vérin de poussée est ainsi égale à :

$$F_1 = \underbrace{\pi . R^2 . P_i}_{\text{fluide}} + \underbrace{2\pi RL . \mu P_i}_{\text{frottement}} + F_{2,0} \quad (\text{approximation coques minces})$$

La force maximale sur le vérin de poussée est donc estimée à 250 kN pour la pression maximale P_i de 1000 bar et un coefficient de frottement de 0,2 (on néglige ici la force de contre-poussée : $F_{2,0} = 0 \text{ N}$). La capacité du vérin de poussée du banc d'hydroformage est atteinte en limite du domaine de caractérisation.

Nous dimensionnons ainsi, selon certaines hypothèses de rhéologie et de frottement, l'essai de caractérisation du frottement. La figure 101 présente la géométrie de l'insert de matrice d'hydroformage utilisé.

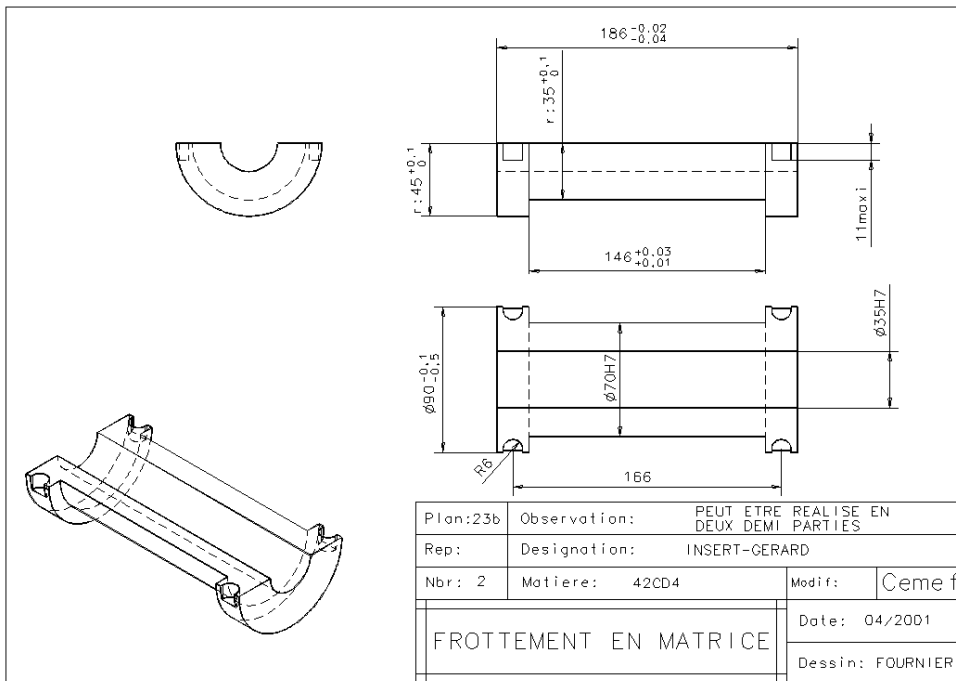


FIG. 101: Géométrie de l'insert de matrice pour la caractérisation du frottement

⁵²on néglige ici la contrainte de plastification du tube

A noter que des essais préliminaires ont été effectués avec un insert de matrice en quatre parties (découpe au milieu de la zone de glissement). Cette configuration ne permet pas une bonne distribution du contact pendant le glissement lors de la transition d'un demi insert à un autre. Un insert en deux parties à donc été utilisé pour nos essais.

2.1.2.2 Choix du mode de pilotage

Nous avons brièvement présenté au paragraphe précédent les choix de dimensionnement qui ont guidé la mise en place d'un essai de caractérisation du frottement sur le banc d'hydroformage pilote. Ce dimensionnement permet, pour des tubes de longueur 70 mm, d'atteindre des pressions interne de fluide de l'ordre de 1000 bar. Afin de caractériser le frottement sur cette large gamme de pressions internes, nous avons testé deux modes de pilotages des vérins (Cf. chapitre 1) : *i.e.* le pilotage en vitesse ou en force du vérin de contre-poussée. La figure 102 les présente.

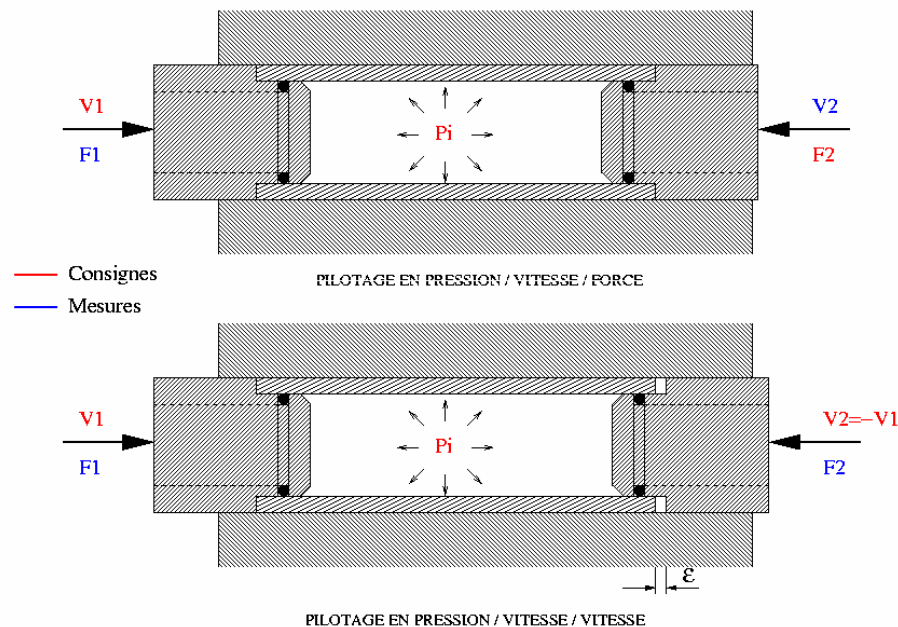


FIG. 102: Modes de pilotage testés : asservissement en vitesse ou en force

L'objectif de ces tests préliminaires est de valider le mode d'asservissement des vérins qui doit en particulier :

- garantir l'étanchéité du système avant et pendant le glissement quelle que soit la pression interne,
- permettre de balayer une gamme satisfaisante de vitesse de glissement (dans notre cas de 0,5 à 5 mm/s).

1^{er} cas : vitesse de poussée V_1 imposée et force de contre poussée F_2 . Dans ce cas, la force de contre poussée F_2 est imposée égale à la pression de fluide pendant la phase de remplissage et de montée en pression initiale soit :

$$F_2 = P_i \cdot \pi \cdot R^2$$

Une force additionnelle $F_{2,0}$ de 2 kN de contre-poussée est ajoutée avant d'initier le déplacement afin de garantir l'étanchéité quelle que soit la vitesse de glissement choisie, soit pendant l'essai :

$$F_2 = P_i \cdot \pi \cdot R^2 + F_{2,0}$$

Ce mode de pilotage semble robuste pour la gamme de vitesse et de pression utilisée. Nous n'avons pas constaté d'instabilité ou de vibrations induite par la boucle d'asservissement du vérin 2 esclave sur le vérin 1 maître.

2nd cas : asservissement en vitesse du vérin opposé au glissement. Dans ce cas, nous imposons une vitesse égale pour les deux vérins soit :

$$V_2 = V_1$$

Le système d'étanchéité par joint torique n'est pas adapté à ce mode de contrôle des vérins (cisaillement du joint). L'étanchéité n'est donc pas garantie. Pour des pressions importantes, le tube est de plus soumis au rétreint dans sa longueur. La distance fixe entre vérins ne permet pas d'assurer l'étanchéité. Nous avons donc adopté le mode de contrôle en vitesse et force plus robuste pour nos essais de caractérisation.

La figure 103 présente la chronologie de chargement de l'éprouvette lors du pilotage en force. On peut observer la linéarité de chargement en force axiale sur le vérin 2 pendant la mise en pression du tube. Avant de lancer l'essai, une force additionnelle $F_{2,0}$ de 2 kN est ajoutée en opposition. On constate aussi la croissance de la force de frottement ($F_1 - F_2$) dès l'initiation du mouvement relatif tube / matrice.

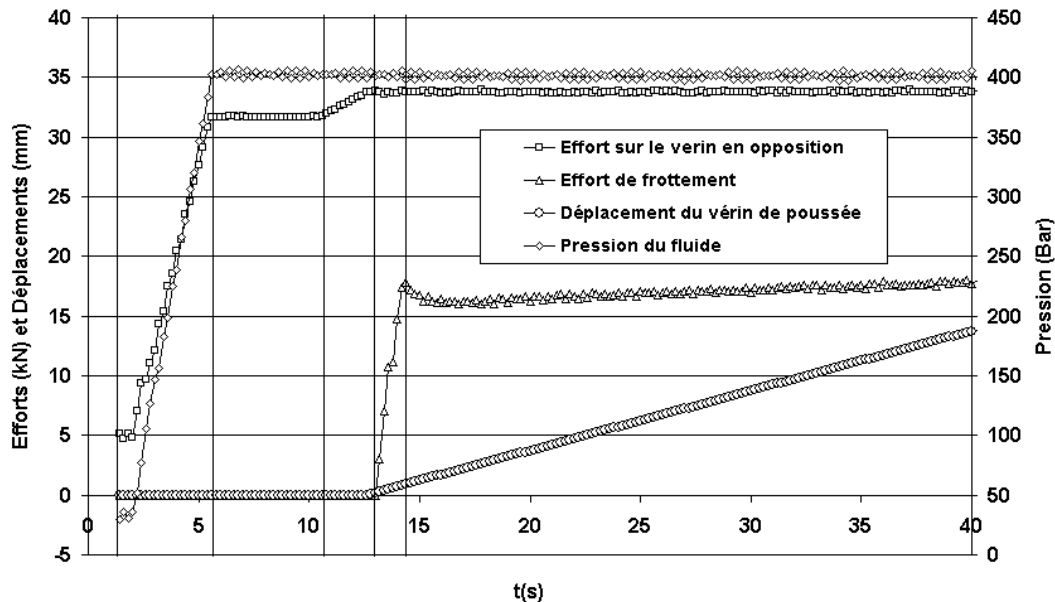


FIG. 103: Exemple de pilotage d'un essai de frottement pour l'hydroformage

La figure suivante présente la répartition des forces exercées sur la matrice ainsi que la part de la force de frottement sur le vérin maître pendant l'essai. On constate clairement un transfert des forces engendré par le déplacement de l'éprouvette dans l'insert de frottement, du côté vérin maître (capteurs M_1 et M_4) vers le vérin esclave asservi en force (capteurs M_2 et M_3). Les forces ne sont de plus pas strictement égales de part et d'autre de l'axe du tube.

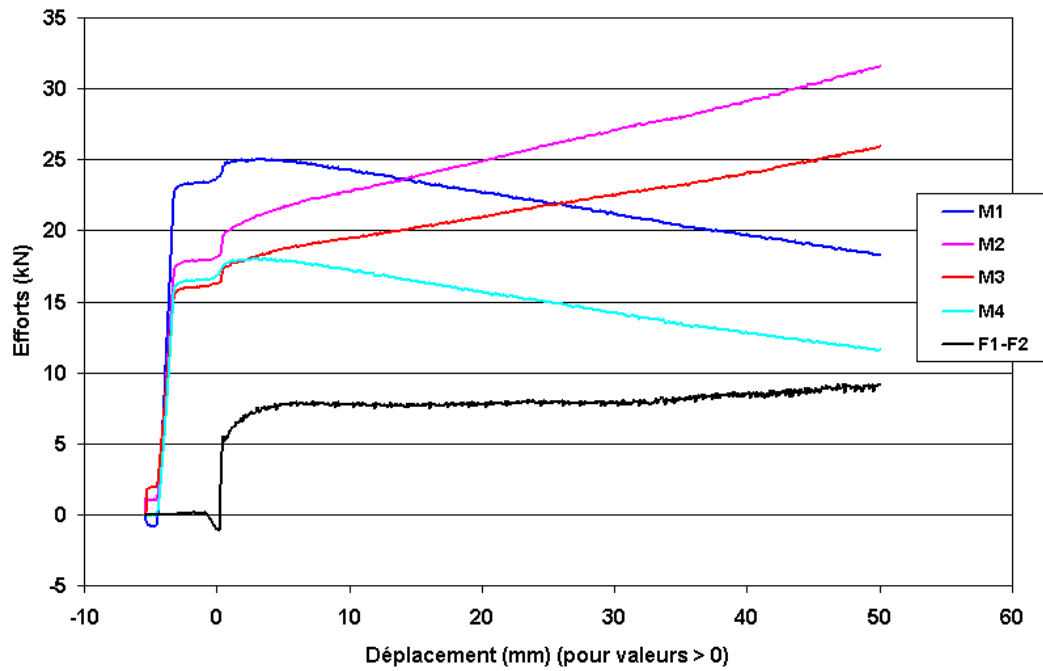


FIG. 104: Exemple d'évolution de la force d'ouverture de la matrice sur les quatre capteurs (cas du MOLYKOTE, $P=400$ bar, $V=0,5$ mm/s)

2.1.2.3 Expression des grandeurs liées au frottement

Nous précisons ci-après le calcul des grandeurs du contact dans le cas de notre essai de caractérisation : pression de contact moyenne P , cission de frottement moyenne τ , coefficient de frottement μ de type Coulomb.

La pression de contact est exprimée comme (en négligeant la masse de l'outillage supérieur) :

$$P = \frac{H}{DL} \quad \text{avec} \quad H = H_1 + H_2 + H_3 + H_4 \quad \text{la force d'ouverture de la matrice}$$

De la même manière, on exprime la cission de frottement τ à l'interface tube / outil :

$$\tau = \frac{F_1 - F_2}{\pi DL}$$

Soit un coefficient de frottement de Coulomb dans le cas d'un essai sur tube :

$$\mu = \frac{F_1 - F_2}{\pi H}$$

2.2 Lubrifiants et matériaux

2.2.1 Lubrifiants

Les essais ont été effectués pour 4 lubrifiants dont 1 solide, à savoir :

- Graisse MOLYKOTE
- QUAKER FERROCOAT 6130 (emboutissage)
- Additif ESSO RUST-BAN 310 : pur
- Additif ESSO RUST-BAN 310 : émulsion hydroformage (dilué à 5%)
- Lubrifiant solide au graphite ACHESON Pulvégraph D 31 A

2.2.2 Matériaux, tubes et matrices

Les essais sont réalisés sur tube d'aluminium de type 6060 filés (sans soudure) de 70 mm de longueur et d'épaisseur 2 mm. L'insert de frottement est réalisé en acier d'outillage fortement allié non traité de type 42CD4.

2.2.3 Mode opératoire

L'insert est poli avant chaque essai à l'aide d'un papier de verre de grade 1200. Il est ensuite nettoyé à l'hexane. Les tubes sont ébavurés (usinage au tour d'un chanfrein) afin de permettre leur montage sur les vérins d'hydroformage. Un système par vissage permet la mise en pression du joint d'étanchéité torique sur le tube. L'ensemble tube-vérins est ensuite placé dans l'insert inférieur de matrice. La matrice est refermée et les capteurs sont placés sur les tirants et bloqués par les boulons de fermeture (les tirants ne sont pas pré-contraints). Les vérins sont ensuite amenés en position manuellement et le système hydraulique branché.

2.3 Conditions expérimentales

Le tableau ci-après présente les différents essais réalisés. A noter que au moins deux essais (réussis) ont été réalisés pour chaque configuration. Les essais en vitesses 5 mm/s ne sont réalisés et comparés que pour la pression interne de 400 bar. La force additionnelle de contre-poussée sur vérin esclave est de 2 kN. La longueur de glissement est de 50 mm pour la mesure de la valeur du frottement.

		Pression (Bar)		400		600	800	1000
		200	400	5	0,5	0,5	0,5	0,5
Vitesse (mm/s)		0,5	0,5	5	0,5	0,5	0,5	0,5
Lubrifiant	Additif pur	X	X	X	X	X	X	
	Molykote		X	X	X	X	X	X
	Graphite	X	X			X		
	Emulsion additif	X	X					
	Quaker	X	X	X	X	X		

TAB. 2.1: Conditions expérimentales des essais de frottement en hydroformage

A noter que les résultats ne sont pas présentés pour l'émulsion de l'additif, la capacité à lubrifier étant très faible induisant des problèmes de mesure sur notre moyen de caractérisation. Les essais n'ont pas été poursuivis au delà de 400 bar.

2.4 Résultats et discussion

Nous présentons dans ce paragraphe les résultats issus de nos caractérisations pour les différents lubrifiants et conditions opératoires.

2.4.1 Influence de la longueur de glissement

La figure 105 suivante présente l'évolution du coefficient de frottement pour les quatre lubrifiants choisis en fonction de la longueur de glissement. Cet essai met clairement en évidence des évolutions caractéristiques des lubrifiants testés et donc l'aspect discriminant de l'essai de frottement mis en œuvre sur la presse expérimentale d'hydroformage.

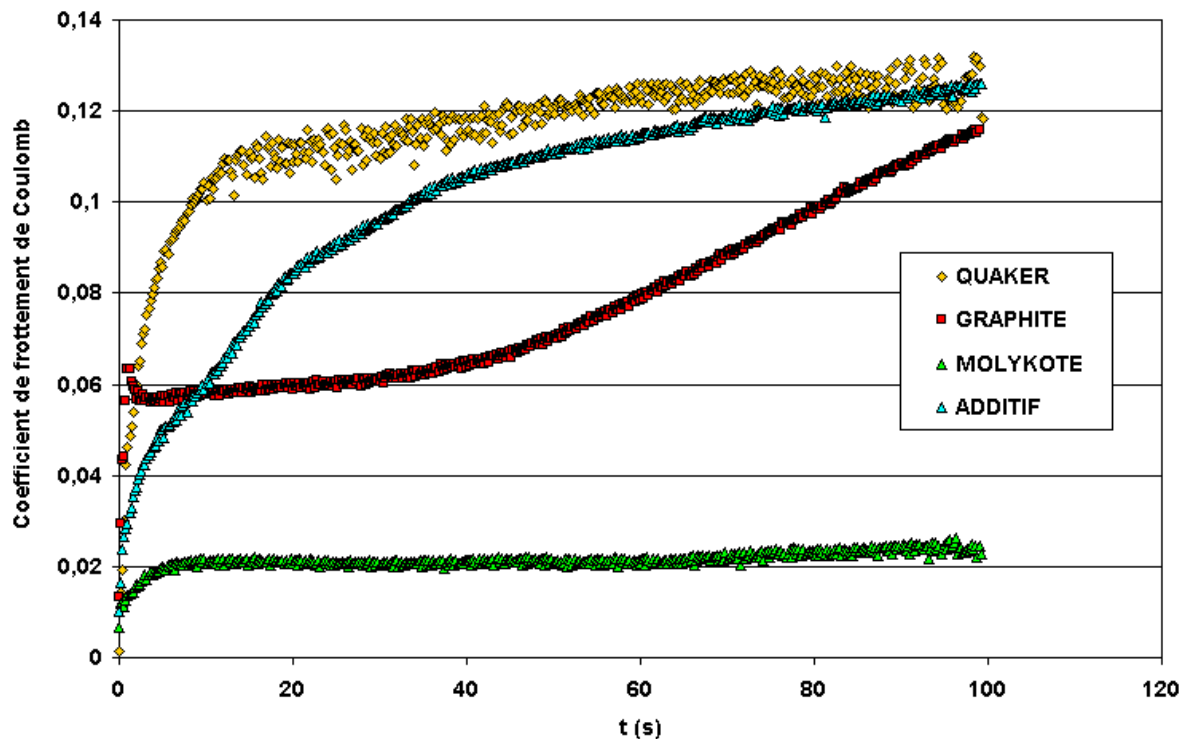


FIG. 105: Evolution du coefficient de frottement pour différents lubrifiants
 $P=400$ bar, $V=0,5$ mm/s, $L=50$ mm

Le coefficient de frottement, pour une pression de gonflage de 400 bar est inférieur à 0,12 pour tous les lubrifiants testés, avec un minimum de 0,02 pour la graisse molykote :

- L'huile d'emboutissage Quaker présente des valeurs de frottement typiques de celles déterminées dans le cas d'un essai de biétirage plan pour des pressions de contact comparables. Ces pressions sont plutôt élevées dans le cas de l'emboutissage, mais restent modérées en ce qui concerne la mise en forme par hydroformage. Le coefficient de frottement augmente très fortement sur les dix premiers millimètres, puis se stabilise avec une valeur autour de 0,12.

- Le lubrifiant liquide formulé pour l'hydroformage (dit Additif) présente un comportement similaire à celui de l'huile Quaker avec une valeur maximale équivalente. La croissance avec le glissement est cependant moins rapide que dans le cas de l'huile Quaker.
- Dans le cas du lubrifiant solide à base de graphite, la morphologie de la courbe est concave, inversée par rapport à celle des lubrifiants liquides précédents. Le frottement en début de glissement est très stable, avec une valeur faible de l'ordre de 0,06. En revanche, l'évolution est catastrophique quand la longueur de glissement dépasse 40 mm environ. L'aspect des échantillons après essai explique cette évolution : le lubrifiant est chassé de l'avant vers l'arrière du contact et se dépose sur l'outillage. L'outil n'est donc de moins en moins bien séparé du métal par le lubrifiant ce qui induit cette évolution.
- La graisse MOLYKOTE assure le meilleur comportement tribologique. Le frottement est indépendant la longueur frottée sur la plage testée. La valeur très faible (0,02) atteste de très bonnes conditions de lubrifications de type film hydrodynamique entre le tube et la matrice pendant le glissement.

Dans le paragraphe suivant, nous discutons l'influence de la pression interne du tube sur la valeur du frottement tube matrice pour ces mêmes quatre lubrifiants.

2.4.2 Influence de la pression interne

La figure 106 suivante présente l'évolution de la cission de frottement en fonction de la pression moyenne de contact tube / matrice.

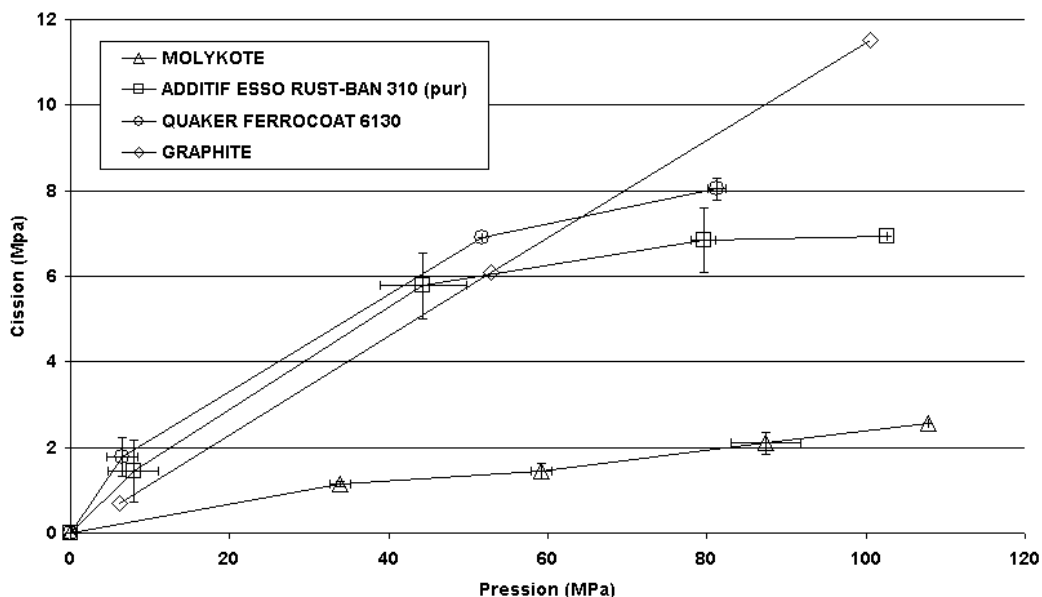


FIG. 106: Evolution de la cission de frottement en fonction de la pression de contact pour quatre lubrifiants ($V=0,5$ mm/s, $L=50$ mm)

Ces essais correspondent à des pressions internes égales à 200, 400, 600, 800 et 1000 bar. Dès 400 bar de pression, les résultats des essais sont très reproductibles. Une dispersion plus importante

des résultats d'essais est relevée pour les essais à 200 bar, en particulier pour les lubrifiants Quaker et Additif. D'une manière générale, on peut constater que, à pression interne dans le tube équivalente, les essais n'induisent pas une contrainte moyenne normale au contact équivalente. En effet, la contrainte axiale augmente (en intensité) avec le frottement, et cet effet se répercute via le critère de plasticité sur les autres contraintes : l'état de contrainte dépend donc de manière complexe du frottement imposé par les lubrifiants.

Dans le cas du lubrifiant solide et de la graisse Molykote, on constate une variation presque linéaire de la cission de frottement avec la pression de contact. La pression de contact a donc un effet direct et simple, ce qui justifie le choix d'une modélisation de type Coulomb. Ce comportement est caractéristique de films continus épais. En revanche, l'évolution du coefficient de frottement pour les lubrifiants liquides (additif et huile d'emboutissage Quaker) met en évidence une évolution de la cission de frottement à l'interface avec la pression de contact de type parabolique. On est manifestement en régime mixte et on se rapproche, sans l'atteindre, d'un comportement en frottement de type Tresca pour ces lubrifiant pour les pressions élevées.

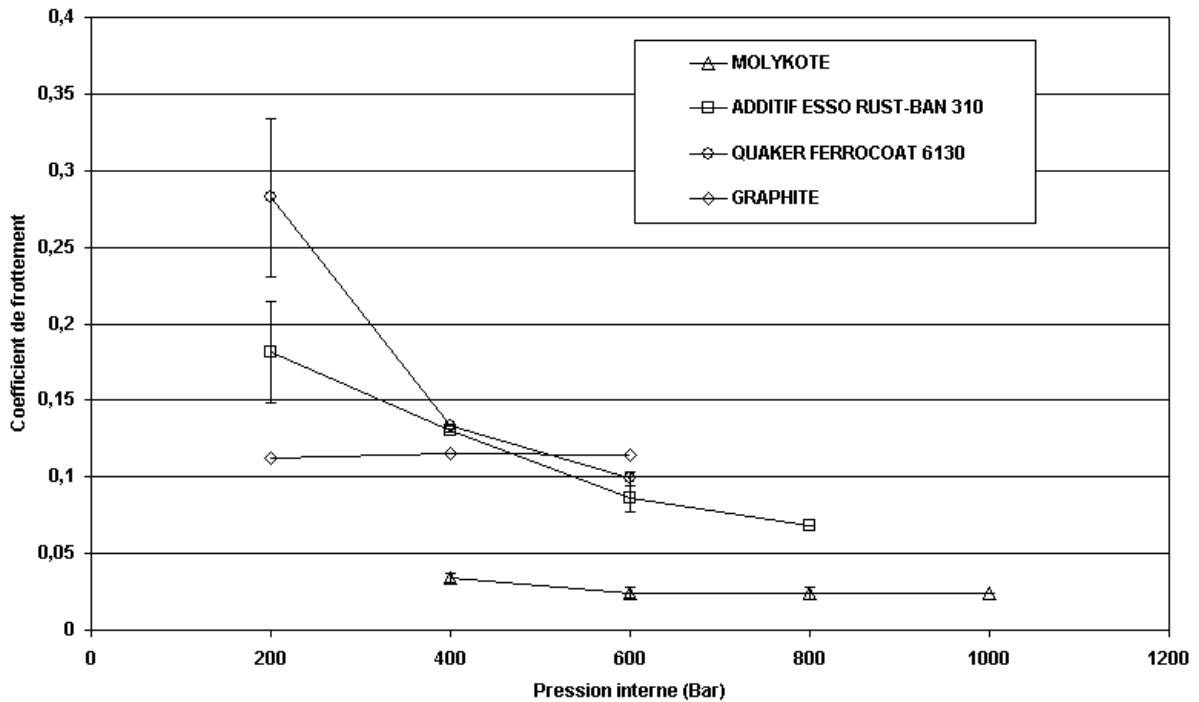


FIG. 107: Evolution du coefficient de frottement en fonction de la pression interne de fluide pour quatre lubrifiants ($V=0,5$ mm/s, $L=50$ mm)

La figure 107 présente l'évolution du coefficient de frottement en fonction de la pression interne du tube. On retrouve le comportement insensible à la pression de gonflage évoqué précédemment en ce qui concerne le lubrifiant à base de graphite et de la graisse Molykote. Dans le cas de l'huile Quaker et de l'huile additivée, le coefficient de frottement décroît fortement pour les pressions testées. L'augmentation de pression tend à minimiser l'écart de frottement constaté pour les faibles pressions de gonflage. Le MOLYKOTE conserve toutefois des performances supérieures à celles des autres lubrifiant.

2.4.3 Influence de la vitesse de glissement

La figure 108 suivante présente l'influence de la vitesse de glissement sur la valeur du frottement de Coulomb pour les lubrifiants testés. Nous avons choisi de ne pas tester le lubrifiant solide dans ce cas. Les résultats sont présentés pour une pression interne de 400 bar et une longueur de glissement de 50 mm. On constate une forte sensibilité à la vitesse pour les lubrifiants Quaker et Additif. Le frottement est divisé par deux pour des vitesses variant de 0,5 mm/s à 5 mm/s. Cette influence met en évidence le mode de lubrification mixte pour cette pression de contact apparente. Dans le cas de la graisse Molykote, l'effet de la vitesse est beaucoup plus faible ce qui confirme le caractère hydrodynamique du régime de lubrification.

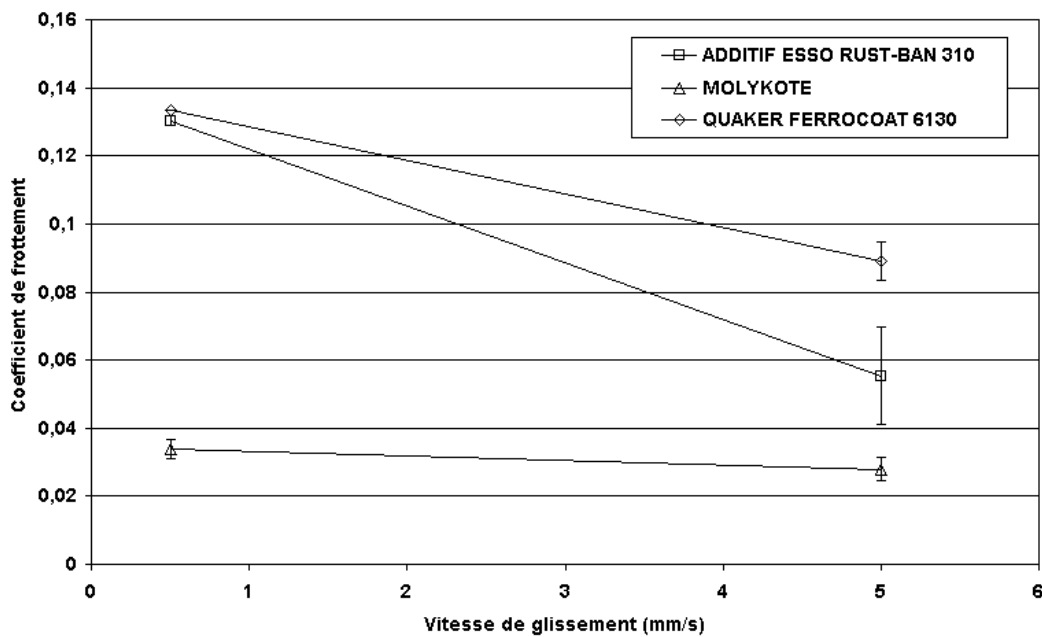


FIG. 108: Evolution du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement pour trois lubrifiants ($P=400$ bar, $L=50$ mm)

2.5 Perspectives pour la simulation numérique

En perspective aux essais de caractérisation du frottement développés dans la première partie de ce chapitre, nous présentons dans ce paragraphe un résultat de simulation numérique du procédé d'hydroformage pour différents coefficients de frottement de Coulomb.

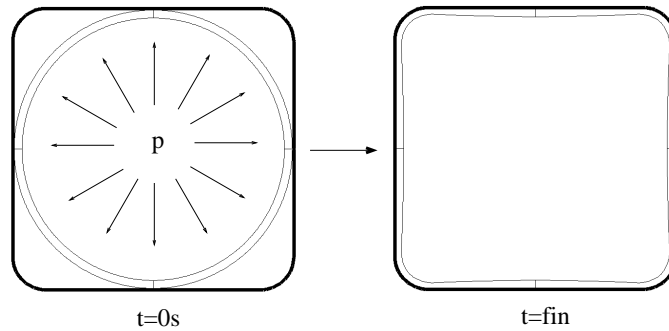


FIG. 109: Présentation de la géométrie du cas de simulation d'hydroformage

Nous utilisons pour cela une géométrie de *Corner Fill* (Cf. paragraphe 1.3.1.2). Le tube de diamètre 70 mm et d'épaisseur 2 mm est expansé dans la matrice suivant une rampe linéaire de pression interne allant jusqu'à la calibration totale (2000 bar en fin de simulation dans notre cas). La figure 109 présente la géométrie au début et à la fin de l'opération de mise en forme. Le rayon de matrice est de 8 mm. La rhéologie du matériau est celle de l'acier XES présentée en annexe F. Nous faisons l'hypothèse des déformations planes dans la section⁵³.

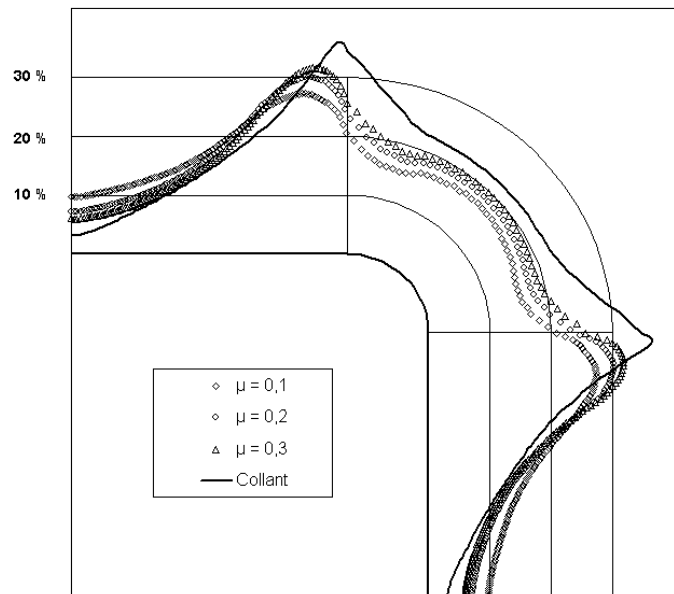


FIG. 110: Amincissements en fin d'opération d'hydroformage sur une géométrie *Corner Fill* pour différents coefficients de frottement de Coulomb

⁵³ *i.e.* les effet liés à la poussée axiale des vérins ne sont plus sensibles.

Le tube vient plaquer progressivement sur la matrice jusqu'à remplir totalement les coins. Sur la figure 109 on constate une répartition typique des épaisseurs en fin de mise en forme, à savoir un amincissement progressif au voisinage des rayons matrice. Les résultats d'amincissement sont présentés figure 110 pour trois coefficients de frottement de Coulomb de 0,1, 0,2 et 0,3 ainsi qu'un cas de contact collant.

Pour un même chemin de pression interne, on constate l'influence prépondérante du frottement sur les amincissements locaux. Les résultats sont cohérents de ceux observés dans la bibliographie pour ce type d'opération. Les amincissements les plus faibles sont localisés au niveau des contacts initiaux du tube avec la matrice. Les plus forts sont présents au voisinage des rayons matrice. L'homogénéité de la distribution d'épaisseur se dégrade quand le frottement augmente. On constate en effet une différence de 16% sur les amincissements pour un coefficient de frottement de 0,1 et de 27% pour un coefficient de frottement de 0,3.

2.6 Conclusion

Nous avons présenté dans ce chapitre le développement d'un essai de mesure du frottement dans le cadre de l'hydroformage de tube. Des essais ont été effectués avec plusieurs lubrifiants sur des tubes en alliage d'aluminium. Les valeurs du frottement obtenues se situent entre 0,02 et 0,14 selon la nature des lubrifiants et les conditions de contact : longueur de glissement, vitesse, pression de contact. Pour les deux lubrifiants liquides qui imposent les frottements les plus élevés, l'influence de la pression de contact et de la vitesse est similaire à celle observée en étirage plan. Le lubrifiant solide au graphite et la graisse imposent des frottements plus faibles quelles que soient les conditions de vitesse et pression. Le plus performant est la graisse graphitée dont le coefficient de frottement est le plus faible et se révèle très peu sensible aux conditions de contact. Cet essai présente donc de bonnes perspectives en ce qui concerne la comparaison des performances des lubrifiants ainsi que la caractérisation du frottement pour la simulation numérique du procédé d'hydroformage.

Table des figures

Sur la pertinence d'un frottement évolutif pour la simulation numérique du procédé de mise en forme par emboutissage

1	Simulation numérique de l'emboutissage d'un côté de caisse	2
	Problématique et bibliographie	3
2	Description du procédé d'emboutissage	6
3	Le modèle de frottement de Coulomb	7
4	Variations de la répartition de la déformation mesurée et calculée (acier nu dégraissé)	8
5	Exemple de discrétisation spatiale du coefficient de frottement	9
6	Présentation des observables sur une géométrie de poinçon hémisphérique	14
7	Paramétrisation de la courbe de Stribeck	18
8	Représentation du cône de frottement	19
9	Modélisation de la rugosité de la tôle : modèle de lubrification mixte	20
10	Illustration du modèle de film mince hydrodynamique	22
11	Représentation de la rugosité de la tôle	23
	Approche expérimentale des hétérogénéités de frottement	27
12	Dispositif de mesure du frottement statique métal / polymère	30
13	Présentation schématique de quatre essais de caractérisation	32
14	Présentation du dispositif de biétirage plan	34
15	Présentation d'une acquisition type	36
16	Représentation dans un diagramme $\tau(p)$ des essais d'étirage plan	37
17	Description des modifications apportées au dispositif d'étirage plan	38
18	Résultat d'acquisition présentant du stick-slip ($v=0,2$ mm/s)	39
19	Quantité de lubrifiant (moyenne et écart type)	44
20	Evolution de la hauteur de lubrifiant entre mors plans	45
21	Indépendance du frottement statique vis à vis de la largeur de l'éprouvette d'essai	46
22	Influence du contact tôle / outils sur la maîtrise des conditions de contact	47
23	Variation du coefficient de frottement statique	49

24	Influence de la lubrification sur la valeur du coefficient de frottement statique . . .	50
25	Influence du grammage de la tôle sur la valeur du coefficient de frottement statique	51
26	Comparaison des frottements statiques pour une tôle nue et quatre revêtements de tôle	52
27	Influence de la rugosité moyenne des outils	53
28	Evolution du frottement statique et dynamique avec la pression de contact	54
29	Variation du coefficient de frottement avec la vitesse de glissement	55

Lois de frottement pour la simulation numérique **57**

30	Principales variables mécaniques (a) et (b) cinématiques du contact	60
31	Représentation graphique du contact normal dans un diagramme force / pénétration	61
32	Représentation d'un Coulomb non régularisé (exact)	62
33	Régularisation à deux paramètres du frottement sur Forge2 [®]	64
34	Régularisation du frottement de type « élastoplastique »	65
35	Loi de frottement de type tangente hyperbolique $\mu(l)$	67
36	Présentation des éléments et de la stratégie de calcul sur Forge2 [®]	69
37	Visualisation des isovaleurs aux points de Gauss sur Forge2 [®]	70
38	Simulation de biétirage plan sur Forge2 [®]	71
39	Influence de la géométrie de l'outil flottant sur la localisation du contact	73
40	Expression de la longueur de glissement lors un essai de biétirage plan	74
41	Validation Forge2 [®] / Solution analytique pour la loi de type $\mu(l)$	75
42	Influence du pas de temps sur le résultat du calcul	76
43	Présentation de la modélisation du frottement évolutif sur Abaqus [®]	78
44	Structure du sous-programme frottement du logiciel Abaqus [®]	80
45	Validation de l'implémentation du frottement de Coulomb régularisé sur Abaqus [®]	81
46	Validation du calcul de l'aire en plateau $A_p(L)$	85
47	Caractérisation de la courbe d'Abbot avant et après frottement	86
48	Calcul incrémental de l'aire en plateau pour différents chemins de sollicitation . .	87
49	Evolution du coefficient de frottement pour différentes aires en plateau initiales .	88

Frottement évolutif et simulation numérique de l'emboutissage **90**

50	Présentation de la géométrie de l'opération de pliage/étirage	94
51	Influence de la pression de serrage sur l'avalement	94
52	Courbe maîtresse décrivant l'évolution de l'avalement	95
53	Présentation de l'avalement en fonction de la retenue du flan	96
54	Représentation du problème	97
55	Présentation de l'algorithme de résolution	101
56	Variation de \bar{d} en fonction de M (μ entre 0,05 à 0,4 environ) et \bar{H}	102
57	Variation de \bar{P} en fonction de M et \bar{H}	103
58	Influence du coefficient de Lankford sur la localisation du contact	104
59	Représentation de la courbe $d_\infty(M_\infty, \bar{H}_\infty)$	105
60	Distributions d'épaisseur dans les cas isotropes et anisotropes	106
61	à gauche, maillage utilisé pour l'analyse de sensibilité sur le contour	107
62	Contour d'un flan d'emboutissage pour différents coefficients de frottement	108
63	Evolution de la distribution des épaisseurs sous serre-flan pour trois courses du poinçon	109

64	Distribution des pressions de contact sous le serre-flan pour deux courses du poinçon	110
65	Présentation de la géométrie d'emboutissage	111
66	Présentation de la géométrie, de la discrétisation éléments finis	114
67	Influence du frottement statique sur le démarrage du rétreint	116
68	Distribution des épaisseurs de tôle pour différentes valeurs du frottement	117
69	Distribution des épaisseurs de tôle pour différentes valeurs du frottement	118
70	Essai de caractérisation de démarrage du rétreint	119
71	Conditions opératoires pour la caractérisation du frottement	120
72	Surface représentant l'évolution du frottement avec la vitesse et la pression	121
73	Répartitions des pressions de contact pour un serrage de 160 kN	123
74	Influence de la vitesse de poinçon sur la force d'emboutissage	125
75	Influence de la vitesse d'emboutissage sur la distribution des épaisseurs	126
76	Influence de la vitesse d'emboutissage sur la distribution des épaisseurs	126
77	Coefficients de frottement moyen global et discrétisés sur poinçon et matrice	128
78	Comparaison des distributions d'épaisseur pour un frottement évolutif (v,p)	129
79	Comparaison des distributions d'épaisseur pour un frottement évolutif (v,p)	129
80	Différence relative d'amincissement entre frottement constant et variable	130
81	Différence relative d'épaississement entre frottement constant et variable	131
82	Calcul de l'aire en plateau locale sous Forge2 [®]	134

Frottement en hydroformage : problématique et caractérisation

83	Réalisation par emboutissage / soudage (à gauche) et hydroformage (à droite)	138
----	--	-----

Frottement dans le procédé d'hydroformage **139**

84	Principe du procédé d'hydroformage	140
85	(a) Hydroformage de piquages en T et (b) pièce de châssis pré-cintrée et hydroformée	141
86	Exemple d'opération d'hydroformage : cas du piquage en T	142
87	Diagramme de chargement pour une opération d'hydroformage axisymétrique	143
88	Exemples d'instabilités plastiques liées au procédé d'hydroformage	143
89	Présentation des trois zones aux conditions de contact différentes	146
90	Influence du frottement sur le contrôle de l'effort axial	147
91	Distribution des contraintes axiales sur un tube en expansion sous force axiale	149
92	Distribution de déformations sur un <i>corner fill</i> (acier inoxydable)	150
93	Influence du frottement : cas du piquage en T (logiciel PAMSTAMP [®])	151
94	Présentation du <i>Pear test</i> (expansion en forme de "poire")	152
95	Mesure directe du coefficient de frottement sur pilote de laboratoire	153
96	Banc de frottement : Ohio State University (ERC/NSM)	154
97	Banc de frottement : Université de Darmstadt / Schuler Hydroforming	155
98	Résultats de la caractérisation du frottement pour plusieurs lubrifiants	156
99	Essai dédié à la zone d'expansion : <i>tube upsetting test</i>	157

Caractérisation du frottement pour le procédé d'hydroformage	159
100 Présentation de la presse expérimentale d'hydroformage du CEMEF	160
101 Géométrie de l'insert de matrice pour la caractérisation du frottement	162
102 Modes de pilotage testés : asservissement en vitesse ou en force	163
103 Exemple de pilotage d'un essai de frottement pour l'hydroformage	164
104 Exemple d'évolution de la force d'ouverture de la matrice sur les quatre capteurs	165
105 Evolution du coefficient de frottement pour différents lubrifiants	167
106 Evolution de la cission de frottement en fonction de la pression de contact	168
107 Evolution du coefficient de frottement en fonction de la pression interne de fluide	169
108 Evolution du coefficient de frottement en fonction de la vitesse de glissement . . .	170
109 Présentation de la géométrie du cas de simulation d'hydroformage	171
110 Amincissements en fin d'opération d'hydroformage sur une géométrie <i>Corner Fill</i>	171

Annexes

Modèle de frottement solide : généralités	181
111 Représentation de la rugosité de la tôle	182
112 Variation du coefficient théorique de frottement en fonction de p , v et l	183
Modèle de frottement solide : détail du calcul	184
113 Représentation de la rugosité 3D de la tôle	184
114 Modélisation du contact tôle / outil	186
Modèle de frottement solide : courbe d'Abbot $G(A_p)$	188
115 Représentation de $G(A_p)$ par une fonction puissance définie par morceaux	189
Fiche technique lubrifiant QUAKER Ferrocoat N6130	190
Méthode de Runge et Kutta	194
116 Présentation de la méthode de Runge-Kutta	194
Rhéologie du matériau XES	195
117 Courbe d'écrouissage du matériau XES	195

Bibliographie

- [Abbott et al.33] Abbott (E.J.) et Goldschmidt (E.). – Specifying surface quality. *Mech. Engng*, 1933.
- [Ahmetoglu et al.00] Ahmetoglu (M.) et Altan (T.). – Tube hydroforming, state-of-the-art and future trends. *Journal of Material Processing Technology*, vol. 98, 2000, pp. 25–33.
- [Benabdallah et al.89] Benabdallah (H.) et Fisa (B.). – Static friction coefficient of some thermoplastics. *ANTEC'89*, pp. 1055–1058. – New York, mai 1989.
- [Birkert et al.99] Birkert (A.) et Neubert (J.). – Tool ans part design for tube hydroforming. *Hydroforming of Tubes, Extrusions ans Sheet Metals*, éd. par Siegert (Klaus), pp. 47–60. – 1999. ISBN 3-88355-285-2.
- [Brockley et al.68] Brockley (C.A.) et Davis (H.R.). – The time-dependence of static friction. *Journal of Lubrication Technology*, janvier 1968, pp. 35–41.
- [Bureau et al.01] Bureau (L.), Baumberger (T.), Caroli (C.) et Ronsin (O.). – Low velocity friction between macroscopic solids. *Compte rendu de l'Académie des Sciences de Paris*, t.2, Série IV, 2001, pp. 699–707.
- [Burlat et al.99] Burlat (M.), Berthier (Y.) et Brunet (M.). – Caractérisation au frottement de tôles d'acier nu ou revêtu à partir d'essais d'emboutissage sur poinçon hémisphérique. *Matériaux & Techniques*, vol. 9-10, 1999, pp. 3–11.
- [Carleer et al.96] Carleer (Bart D.) et al. – Sheet metal forming simulations with a friction model based on a local contact conditions. *NUMISHEET 96' proceedings*. – 1996.
- [De castro03] De Castro (E.). – *Le frottement des tôles galvanisées en emboutissage - Étude par TOF-SIMS de la réactivité de surface vis-à-vis de l'acide oléique et de sulfonates de calcium*. – Thèse de doctorat, Ecole des Mines de Paris - Centre de Mise en Forme des Matériaux, 2003.
- [Delamare et al.99] Delamare (P.), Montmitonnet (P.), Felder (E.) et Marsault (N.). – *Cours de tribologie de la mise en forme*, chap. 1. – Ecole des Mines de Paris (Centre de mise en forme des matériaux), 1999.
- [Devine96] Devine (I.). – *Apport de la tribométrie et des essais sur presse pilote pour la simulation numérique de l'emboutissage des tôles d'acier nues et revêtue de zinc pur*. – Thèse de doctorat, Centre de mise en forme des matériaux - Ecole des Mines de Paris, juin 1996.
- [Dohmann et al.96] Dohmann (F.) et Hartl (Ch.). – Hydroforming, a method to manufacture light-weight parts. *Journal of Material Processing and Technology*, vol. 60, 1996, pp. 669–676.

- [Dohmann et al.97] Dohmann (F.) et Hartl (Ch.). – Tube hydroforming - research and practical application. *Journal of Material Processing and Technology*, vol. 71, 1997, pp. 174–186.
- [Dohmann99] Dohmann (F.). – Introduction to the processes of hydroforming. *Hydroforming of Tubes, Extrusions and Sheet Metals*, éd. par Siegert (Klaus), pp. 1–21. – 1999. ISBN 3-88355-285-2.
- [Dunkin et al.96] Dunkin (J.E.) et Kim (D.E.). – Measurement of static friction coefficient between flat surfaces. *Wear*, vol. 193, 1996, pp. 186–192.
- [Duroux01] Duroux (P.). – Influence of material properties on necking in corner fill test. *Hydroforming of Tubes, Extrusions and Sheet Metals*, éd. par Siegert (Klaus), pp. 477–484. – 2001. ISBN 3-88355-301-8.
- [Eichhorn99] Eichhorn (A.). – Innovative developments concerning hydroforming of tubes. *Hydroforming of Tubes, Extrusions and Sheet Metals*, éd. par Siegert (Klaus), pp. 391–405. – 1999. ISBN 3-88355-285-2.
- [Emmens97] Emmens. – *Tribology of flat contacts and its application in deep drawing*. – Thèse de PhD, University of Twente - The Netherlands, november 1997.
- [Gaylord et al.61] Gaylord (E.W.) et Shu (H.). – Coefficient of static friction under statically and dynamically applied loads. *Wear*, vol. 4, 1961, pp. 401–412.
- [Ghosh77] Ghosh (A.K.). – A method for determining the coefficient of friction in punch stretching of sheet metals. *Int. Journal of Mechanical Science*, vol. 19, 1977, pp. 457 – 470.
- [Han97] Han. – The influence of tool geometry on friction behaviour in sheet metal forming. *J. of Materials Processing and Technology*, vol. 63, n1-3, 1997, pp. 129–133.
- [Leitloff97] Leitloff (F. U.). – Hydroforming - from feasibility analysis to series production. *Proceedings of the Conference on Innovations in Hydroforming Technology*. – Columbus, Ohio, September 1997.
- [Magny99] Magny (C.). – Groupe de travail "frottement et simulation numérique". – rapport interne, octobre 1999.
- [Magny02] Magny (C.). – Lois de frottement évolutives destinées à la simulation numérique de l'emboutissage. *La Revue de Métallurgie - CIT/Science et Génie des Matériaux*, février 2002, pp. 145–156.
- [Mehrez91] Mehrez (F.). – *Modélisation du contact - Frottement dans la simulation numérique de l'emboutissage des tôles*. – Thèse de doctorat, Université de Jussieu - Paris, 1991.
- [Monfort et al.90] Monfort (G.) et Defourny (J.). – *Surface Roughness and Friction in Press Forming*. – Centre de Recherches Métallurgiques - Abbaye du Val-Benoît - Liège, Imprimerie C.R.M., may 1990.
- [Monfort et al.93] Monfort (G.), Defourny (P.), Belliard et Thomas. – Friction in sheet metal stamping : interactions sheet / tool / lubricant. *Matériaux & Techniques*, vol. 81, n1-3, 1993, pp. 73–80.
- [Montmitonnet93] Montmitonnet (P.). – Loi de frottement et déformation plastique. *Matériaux & Techniques*, n1-2-3, 1993.

-
- [Ngaile et al.01a] Ngaile (G.) et al. – Lubrication in tube hydroforming (thf). *Transactions of NAMRI/SME*, vol. XXIX, 2001, pp. 51–57.
- [Ngaile et al.01b] Ngaile (G.) et Altan (T.). – Practical methods for evaluating lubricants for tube hydroforming. *Hydroforming Journal (supplément de Tube and Pipe Journal)*, mars 2001, pp. 8–13.
- [Nine78] Nine (H.D.). – Drawbead forces in sheet metal forming - mechanics of sheet metal forming. *Plenum Press, New York*, 1978, pp. 179–211.
- [Prier99] Prier (M.). – Tribology of internal-high-pressure-forming. *Hydroforming of Tubes, Extrusions and Sheet Metals*, éd. par Siegert (Klaus), pp. 379–390. – 1999. ISBN 3-88355-285-2.
- [Prier01] Prier (M.). – Tribological requirements of hydroforming and its realisation in practice. *Hydroforming of Tubes, Extrusions and Sheet Metals*, éd. par Siegert (Klaus), pp. 421–430. – 2001. ISBN 3-88355-301-8.
- [Quoirin95] Quoirin (D.). – Modélisation des problèmes de contact et influence du "lubrifiant" dans le cadre de la mise en forme de pièces minces. *Matériaux & Techniques*, mars - avril 1995.
- [Raufhake01] Raufhake (D.). – How lubricants affect the cost of hydroforming. *Hydroforming of Tubes, Extrusions and Sheet Metals*, éd. par Siegert (Klaus), pp. 431–437. – 2001. ISBN 3-88355-301-8.
- [Roizard et al.93] Roizard (X.) et von Stebut (J.). – Lubrification microhydrodynamique. incidence sur le coefficient de frottement pendant une opération d'emboutissage. *Matériaux et Techniques*, n°5, 1993, pp. 33–38.
- [Saha et al.94] Saha et Wilson. – Influence of plastic strain on friction in sheet metal forming. *Wear*, vol. 172, n2, 1994, pp. 167–173.
- [Schurman et al.92] Schurman (T.S.) et Wright (R.N.). – Micro-mechanistic interpretation of tools workpiece interactions. *SAE paper 920631*, Detroit, USA, 1992, pp. 115–122.
- [Shih et al.99] Shih et Wilson. – Effects of contact pressure and strain on friction in sheet-metal forming. *Tribology Transactions*, vol. 42, n1, 1999, pp. 144–151.
- [Sniekers96] Sniekers (J.M.M.). – *Friction in deep drawing*. – Thèse de PhD, Technische Universiteit Eindhoven - The Netherlands, avril 1996.
- [Steinmetz et al.01a] Steinmetz (G.), Felder (E.) et Reinhardt (A.). – About the static coefficient of friction under sheet metal forming contact conditions. *World Tribology Congress Proceedings*. – 2001.
- [Steinmetz et al.01b] Steinmetz (G.), Felder (E.) et Reinhardt (A.). – Static friction under sheet metal forming contact conditions. *ESAFORM Conference Proceedings*. ESAFORM. – 2001.
- [Steinmetz et al.02] Steinmetz (G.), Felder (E.) et Reinhardt (A.). – About the static coefficient of friction in sheet metal forming. *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*, vol. 7, n3, 2002, pp. 1001–1013.
- [Steinmetz98] Steinmetz (G.). – *Modélisation de la lubrification en emboutissage ainsi que sa prise en compte dans la simulation numérique*. – Travail de fin d'études, Ecole des Mines d'Albi - France, août 1998.

- [Sun et al.86] Sun, Chen et Nine. – Hydrodynamic lubrication in hemispherical punch stretch forming. *J. of Applied Mechanics*, vol. 53, juin 1986, pp. 440 – 448.
- [Sun et al.87] Sun, Chen et Nine. – Hydrodynamic lubrication in hemispherical punch stretch forming - modified theory and experimental validation. *Int. Journal of Mechanical Science*, vol. 29, n10 - 11, 1987, pp. 761 – 776.
- [ter haar96] ter Haar (R.). – *Friction in sheet metal forming - the influence of local contact conditions and deformation*. – Thèse de PhD, Université de Twente, 1996. ISBN 90-9009296-X.
- [Traversin92] Traversin (M.). – *Sur la prise en compte du frottement dans la modélisation de la mise en forme des matériaux*. – Mémoire de maîtrise européenne en sciences appliquées, Université de Liège, Faculté des Sciences Appliquées, 1992.
- [Vanel96] Vanel (L.). – *Le contact stator-rotor dans un moteur piézoélectrique : modélisation mécanique et étude du frottement métal-polymère en vue de l'optimisation du choix de la couche de frottement*. – Thèse de doctorat, Centre de Mise en Forme des Matériaux - Ecole des Mines de Paris, 1996.
- [Vollertsen et al.02] Vollertsen (F.) et Plancak (M.). – On possibilities for the determination of the coefficient of friction in hydroforming of tubes. *Journal of Materials Processing Technology*, 2002.
- [Wang et al.93] Wang (W.) et Wagoner (R.H.). – A realistic friction test for sheet forming operation. *SAE paper 930807*, Detroit, USA, 1993.

Annexe A

Modèle de frottement solide : généralités

A.1 Variables

Coefficients de frottement de Coulomb :

- μ Coefficient de frottement de Coulomb macroscopique
- μ_s Composante solide du coefficient de frottement macroscopique
- μ_c Composante microscopique de μ_s liée à la formation du débris
- μ_w Composante microscopique de μ_s liée à la propagation de la vague

Contraintes :

- τ Cission à l'interface
- p Pression macroscopique
- p_l Composante hydrodynamique de la pression macroscopique
- p_s Composante solide de la pression macroscopique
- p_r Composante solide de la pression microscopique (homologue à une dureté)

Paramètres topologiques "tôle" :

- $F(h)$ Fonction de répartition du profil de rugosité (Courbe d'Abbot)
- R_T Rugosité
- δ Paramètre d'ajustement de la fonction représentative de $F(h)$
- q Paramètre puissance de la fonction représentative de $F(h)$
- A_p Fraction de l'aire totale en plateaux
- S Fraction de l'aire en contact avec l'outil
- a Longueur du plateau
- b Longueur du contact avec l'outil
- c Période de la rugosité
- Dh Profondeur d'érosion
- dh Différentielle de Dh

Paramètres topologiques “outil” :

- n Densité linéaire de pics sur l’outil
- f Tangente de l’angle de la rugosité de l’outil
- L Longueur de glissement relative de la tôle / outil
- dL Différentielle de la longueur de glissement L

A.2 Hypothèses principales du modèle

Ce paragraphe se propose de présenter le modèle de frottement élaboré dans le cadre de la thèse d’Isabelle Devine au CEMEF. Ce modèle qui associe un frottement solide aux effets hydrodynamiques du lubrifiant repose sur des hypothèses fortes :

- la topologie de surface de la tôle, imposée lors de l’opération finale de laminage (skin-pass), est représentée de manière schématique comme la succession de plateaux et de vallées de géométrie donnée. La figure 111 présente la forme des rugosités de la tôle,
- le contact est supposé homogène (les aspérités de l’outil et les plateaux ont une altitude constante),
- l’élasticité des surfaces est négligée. Un plateau ne participe à la portance de la pression p appliquée que pendant sa phase de labourage (déplacement de la vague plastique ou “bourrelet”) sur la longueur $(a - b)$. La pression localement appliquée par la rugosité de l’outil sur le plateau est alors égale à p_r .

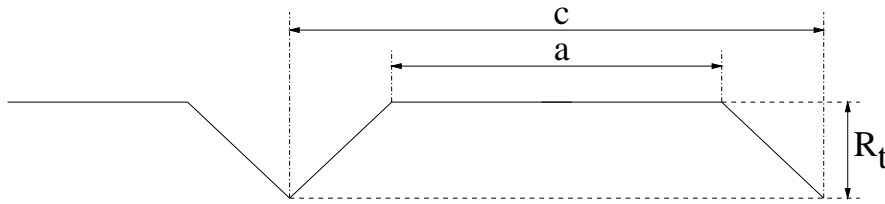


FIG. 111: Représentation de la rugosité de la tôle

A.3 Résultats du modèle

Ce modèle de frottement évolutif délivre une valeur de la fraction d’aire de tôle en contact avec les outils “ S ” en fonction de la pression solide macroscopique p_s et de la longueur de glissement L :

$$S = \frac{1}{nc} \left(\frac{p_s}{p_r} \right)^{\frac{1-q}{1+2q}} \left(\frac{(1+2q)fL}{nc\delta R_T} \right)^{\frac{-3q}{2+4q}} \quad (\text{A.1})$$

On en déduit alors, d’après une mesure expérimentale de deux coefficients de frottement microscopiques μ_w et μ_c , la valeur du coefficient de frottement macroscopique μ_s sous la forme :

$$\mu_s = \mu_w + S(\mu_c - \mu_w) \quad (\text{A.2})$$

Le coefficient de frottement macroscopique μ est relié à la composante solide du frottement μ_s . Il faut pour cela évaluer l’influence, dans des conditions de lubrification données, de la vitesse relative de glissement sur la valeur du coefficient de frottement. Ces effets hydrodynamiques sont

mis en jeu à travers la pression $p_l = \omega V$ du lubrifiant. Connaissant μ_s , on accède alors à μ à travers l'équation suivante :

$$\mu = \mu_s \left(1 - \frac{\omega V}{p} \right)$$

A partir de ces trois équations, on définit le modèle de frottement évolutif qui exprime le coefficient de frottement de Coulomb macroscopique en fonction de grandeurs locales (pression, vitesse et longueur de glissement relatives) :

$$\mu = \mu(p, V, L) \tag{A.3}$$

La figure 112 donne un exemple de résultats pour les constantes du modèle suivantes :

nc	p_r (MPa)	q	δ	f	R_T (mm)	μ_w	μ_c	ω (MPa.s.mm ⁻¹)
3,3	1000	1,8	1,7	0,1	0,01	0,12	0,7	0,003

TAB. A.1: Constantes du modèle de frottement

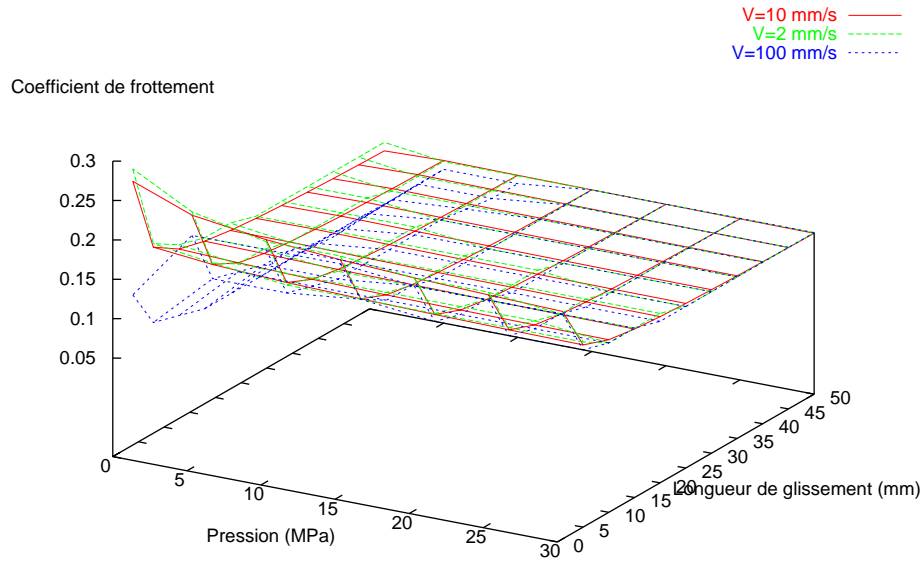


FIG. 112: Variation du coefficient théorique de frottement en fonction de p , v et l

Le chapitre suivant se propose d'exposer plus en détail les calculs ainsi que la démarche expérimentale associée permettant d'accéder à ce résultat et de nourrir les constantes du modèle.

Annexe B

Modèle de frottement solide : détail du calcul

B.1 Effets hydrodynamiques

En première approximation, la contrainte de cisaillement à l'interface tôle-outil est due au contact sous la pression $p_s = (p - p_l)$ entre la tôle et les pics de rugosités de l'outil. p_l exprime les effets hydrodynamiques induits par la vitesse de glissement relative entre la tôle et les outils. Pour une viscosité de lubrifiant η nous obtenons :

$$\tau = \mu p = \mu_s p_s \quad \text{avec} \quad p_s = p - p_l \quad \text{et} \quad p_l = \eta \omega_l V = \omega V \quad (\text{B.1})$$

B.2 Evolution de la rugosité de la tôle

L'expérience, notamment les essais sur tribomètre, montre une érosion de la courbe d'Abbot. Le résultat de cette érosion est la formation de plateaux. Nous faisons ici l'hypothèse de l'existence de plateaux rectangulaires de largeur a et d'une quasi-périodicité de la rugosité de la tôle (de période notée c). Ces plateaux couvrent une fraction A_p de la surface de la tôle. La figure 113 représente la géométrie tridimensionnelle de la surface (idéalisée).

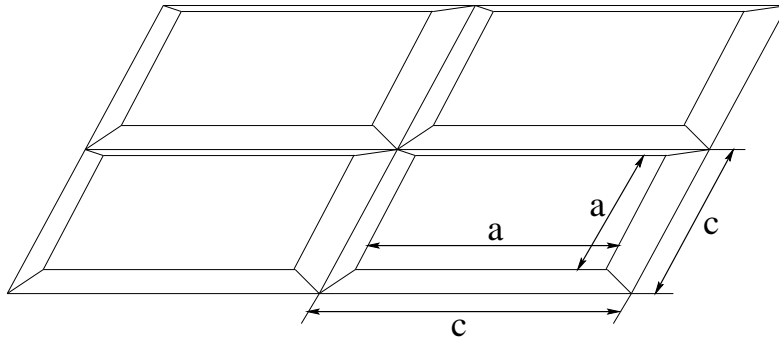


FIG. 113: Représentation de la rugosité 3D de la tôle

Dans cette partie, on modélise la partie supérieure de la courbe d'Abbot par une fonction puis-

sance de la forme⁵⁴ :

$$F(h) = 1 - \left(\frac{R_T - h}{\delta R_T} \right)^q$$

Ce modèle perd de sa pertinence pour des érosions conséquentes de la surface de la tôle. Il faut alors penser à introduire une autre définition plus réaliste de la courbe d'Abbot. Cependant, si le calcul reste simple dans le cas de la fonction présentée ci-avant, il peut se compliquer rapidement pour une définition plus précise de la fonction de répartition des hauteurs. Nous aborderons ce point au chapitre 3.3.4.

Sachant que :

$$F(R_T - Dh) = 1 - A_p \quad \text{et} \quad A_p = \left(\frac{a}{c} \right)^2 \quad (\text{B.2})$$

On en déduit :

$$Dh = \delta R_T A_p^{\frac{1}{q}} (= R_T G(A_p)) \quad (\text{B.3})$$

Cette relation exprime l'érosion totale de la surface de la tôle en fonction de la fraction d'aire en plateaux.

B.3 Frottement solide

B.3.1 Equilibre mécanique

Les pics de l'outil sont en contact avec le plateau sous une pression p_r qui peut être en première approximation reliée à la dureté Hv du matériau le plus mou (l'outil étant supposé indéformable). On peut alors exprimer l'équilibre mécanique des forces normales qui se crée à tout instant entre la tôle et l'outil de la manière suivante :

$$na.p_r.ab = p_s.c^2$$

avec :

na : nombre de pics d'outils en contact avec la tôle

p_r : pression de contact du pic de l'outil sur la tôle

ab : surface d'application de la pression

On exprime ici le fait que la force appliquée par les rugosités de l'outil sur la tôle est égale à la pression solide macroscopique appliquée sur la surface totale. Connaissant l'expression de A_p (Cf. équation B.2), on en déduit ainsi l'expression de S en fonction de la pression p_s et de A_p .

$$S = \frac{b}{a} = \frac{1}{nc} \left(\frac{p_s}{p_r} \right) \left(\frac{c}{a} \right)^3 = \frac{1}{nc} \left(\frac{p_s}{p_r} \right) \frac{1}{A_p^{\frac{3}{2}}} \quad (\text{B.4})$$

La figure 114 présente la schématisation du contact de l'outil avec la tôle. On fait ici l'hypothèse que la rugosité de l'outil est anisotrope et perpendiculaire à la direction de glissement.

⁵⁴Rappelons que la courbe d'Abbot exprime l'évolution de la répartition des hauteurs de rugosités de la tôle entre $h = 0$ et $h = R_T$.

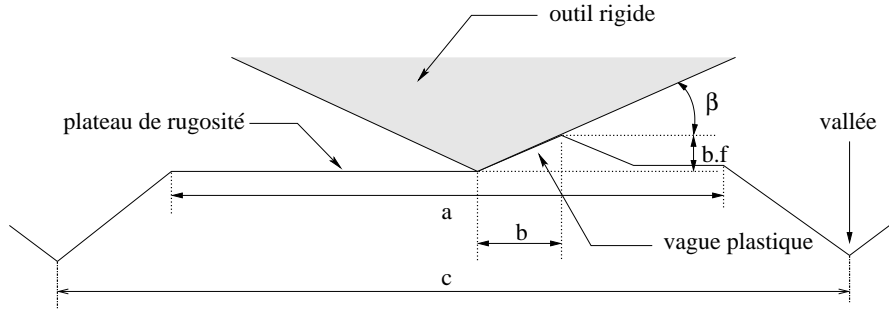


FIG. 114: Modélisation du contact tôle / outil

B.3.2 Conservation du volume

Comme le montre la figure 114, les pics de l'outil présentent une pente $\tan \beta \ll 1$. Le coefficient de frottement réel entre l'outil et la surface et supposé assez petit pour que le mouvement relatif de la tôle par rapport à l'outil produise une "vague" mobile tant que l'outil glisse sur le plateau de longueur $(a - b)$.

Quand le pic de l'outil pénètre dans la deuxième zone du plateau de longueur b , la vague dégénère alors en micro-débris qui tombe dans la vallée. La hauteur de la vague est de l'ordre de $b \tan \beta$. Le volume de la vague est alors fab^2 . Si on établit l'équation de conservation du volume : le volume perdu par une érosion de dh sur la surface du plateau (a^2) et égal au volume du nombre de vagues formées sur le plateau multiplié par la fraction de déplacement correspondante soit :

$$a^2 dh = na \cdot fab^2 \left(\frac{dL}{c} \right)$$

Ce qui mène (connaissant l'expression de A_p (équation B.2) et S (équation B.4) en fonction de a , b et c) à :

$$dh = f \cdot nc \cdot S^2 \cdot A_p \cdot dL \quad (\text{B.5})$$

B.4 Etablissement de $S(p_s, L)$ et de $\mu_s(S, \mu_w, \mu_c)$

En différentiant la relation B.3 par rapport à Dh et A_p et en substituant dh par la relation B.5, on obtient alors une relation différentielle entre dA_p et dL . L'intégration de cette relation nous donne l'expression qui exprime la fraction d'aire en plateaux en fonction de la longueur de glissement de l'outil sur la tôle (à noter que cette relation n'est valable que pour une définition simple (puissance) de la courbe d'Abbot) :

$$A_p = \left(\left(\frac{p_s}{p_r} \right)^2 \frac{(1+2q)f}{nc\delta} \frac{L}{R_T} \right)^{\frac{q}{(1+2q)}} \quad (\text{B.6})$$

L'équation B.4 permet d'accéder enfin à la relation A.1 qui exprime la fraction de l'outil en contact avec les plateaux en fonction de la pression p_s et de la longueur de glissement L .

Si l'on suppose que le coefficient de frottement solide μ_s est une moyenne des deux coefficients μ_w et μ_c relatifs à la propagation (sur $(a - b) = a(1 - S)$) et au micro-usinage de la vague plastique (sur $b = Sa$), on aboutit alors à l'expression A.2.

Il nous reste à expliquer la démarche expérimentale permettant d'accéder aux coefficients nécessaires pour nourrir ce modèle de frottement de Coulomb local (Cf. équation A.3), par exemple dans l'objectif d'une implémentation dans un code éléments finis.

Annexe C

Modèle de frottement solide : courbe d'Abbot $G(A_p)$

Nous gardons la représentation initiale de la courbe d'Abbot par une fonction puissance (notée G_1). Pour la partie inférieure, nous prenons une autre fonction puissance G_2 :

$$\begin{cases} G_1(A_p) = \delta A_p^q \\ G_2(A_p) = 1 - \gamma (1 - A_p)^{\frac{1}{r}} \end{cases}$$

Il est possible d'exprimer la continuité des deux fonctions et de leur dérivées au point d'inflexion d'abscisse A_{p_i} (à définir) et d'ordonnée, on peut écrire alors :

$$\begin{cases} G_1(A_{p_i}) = G_2(A_{p_i}) \\ G_1'(A_{p_i}) = G_2'(A_{p_i}) \end{cases}$$

On obtient alors une relation entre les coefficients de l'équation $G_1(A_p)$ et ceux de $G_2(A_p)$. Pour cela on peut remarquer :

$$\begin{cases} \frac{G_1(A_p)}{G_1'(A_p)} = q A_p \\ \frac{G_2(A_p)}{G_2'(A_p)} = \frac{1}{G_2'(A_p)} - r(1 - A_p) \end{cases}$$

On obtient alors la relation suivante entre les coefficients des deux équations :

$$\begin{cases} r = \frac{q A_{p_i}}{1 - A_{p_i}} \left(\frac{1}{G_1(A_{p_i})} - 1 \right) \\ \gamma = \frac{1 - G_1(A_{p_i})}{(1 - A_{p_i})^{\frac{1}{r}}} \end{cases}$$

Dans ce cas, nous définissons donc complètement la courbe d'abbot par un jeu de trois paramètres : δ , q et A_{p_i} . La figure 115 présente un exemple de courbe $G(A_p)$ définie par morceau sur $[0; A_{p_i}]$ par $G_1(A_p)$ et sur $[A_{p_i}; 1]$ par $G_2(A_p)$.

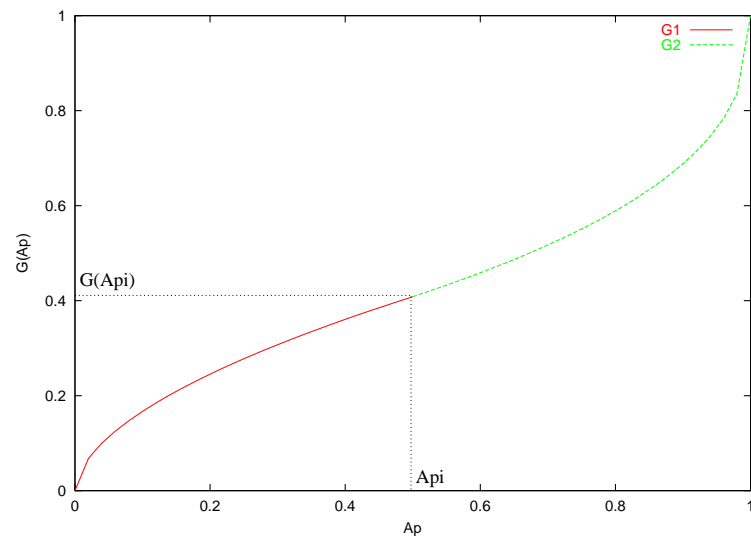


FIG. 115: Représentation de $G(A_p)$ par une fonction puissance définie par morceaux

Annexe D

Fiche technique lubrifiant QUAKER Ferrocoat N6130

Huile Quaker 6130 : fiche fabricant

1. INTRODUCTION

FERROCOAT N 6130 est une huile de protection de l'acier ou de la fonte, formulée à partir de:

- Esters aliphatiques synthétiques
- Savons métallo-organiques

qui ont été soigneusement sélectionnés et combinés avec des fractions pétrolières à basse teneur aromatique.

Les propriétés anti-tâches et protection contre la corrosion du FERROCOAT N 6130 sont les résultats de plusieurs années de recherches dans nos laboratoires et d'expériences dans les industries sidérurgiques et métallurgiques.

2. AVANTAGES

- Excellente protection contre la corrosion sur les bobines et les feuilles d'acier, ainsi que sur tout autre produit métallurgique tels que: barres, fils, lingots, etc...
- Ne provoque pas de tâches sur la surface de l'acier, phénomène provoqué par le contact métal sur métal en présence d'agents étrangers.
- Possède des propriétés lubrifiantes suffisantes pour les emboutissages aisés, rencontrés dans l'industrie automobile.
- Conformité avec la législation du travail et répond aux normes de sécurité en vigueur.
- Dégraissage aisé par des détergents alcalins ou des solvants.

3. APPLICATIONS

Le FERROCOAT N 6130 peut être appliqué par les moyens suivants:

- pinceau ou brosse
- pulvérisation mécanique faible pression
- pulvérisation électrostatique
- trempé (ligne de découpe)

à toutes températures inférieures ou égales à 60°C

4. HYGIENE

Le FERROCOAT N 6130 ne contient ni solvants, ni métaux lourds.

L'utilisation du FERROCOAT N 6130 n'a fait l'objet d'aucune restriction et n'a provoqué à ce jour aucun problème.

5. AUTRES PRODUITS

Sont également disponibles :

- . le FERROCOAT N 61-MAL-HCL-1, recommandé pour emboutissage difficile (PRELUB), lorsque les opérations de dégraissage ultérieures sont moins exigeantes. Applicable sur tôle nue ou revêtue, son comportement est excellent en atmosphère chargée en acide chlorhydrique.
- . le FERROCOAT N 6131 de viscosité légèrement inférieure au Ferrocoat N 6130 ayant les mêmes caractéristiques.

6. REFERENCES

Consultez l'ingénieur des ventes en contact avec votre Société ou directement nos services techniques. Le FERROCOAT N 6130 est un produit déjà utilisé dans les industries sidérurgiques et automobiles.

7. CONDITIONNEMENT

Livraison en fût de 175 kg environ
 en camion citerne de 10 tonnes minimum.

8. ASSISTANCE TECHNIQUE

Nos départements commerciaux et techniques se tiennent à votre entière disposition pour définir avec vous les meilleures conditions d'application et assurer le suivi technique et le contrôle de la qualité.

9. CONCLUSIONS

Le FERROCOAT N 6130 est actuellement le meilleur compromis pour répondre aux exigences des utilisateurs.

Le FERROCOAT N 6130 est l'un des produits de la gamme QUAKER CHEMICAL.

N'hésitez pas à nous contacter pour tous problèmes de:

- Décapage (inhibiteurs, neutralisant, etc...)
- Dégraissage (agents alcalins, poudres et liquides)
- Protection (soluble à l'eau, huileux, cireux)
- Déformation de métal (laminage, étirage, emboutissage, etc...)
ferreux et non ferreux
- Travail des métaux par enlèvement de copeaux (usinage, rectification, etc...)
- Hydraulique

10. CARACTERISTIQUES PHYSICO-CHIMIQUES

Méthodes	Caractéristiques	Résultats obtenus		
		Tôle nue	Galvanisée	Electro zinguée
	Aspect-couleur	Liquide brun		
	Odeur	Non répulsive		
NFT 60 101	Masse volumique en Kg/m ³	880-900		
NFT 60 100	Viscosité cinématique en mm ² /s			
	à 20 degrés C	63		
	à 40 degrés C	26		
C.D.C	Point éclair en vase ouvert	204 °C		
NFT 60 105	Point d'écoulement	< -6 degrés C		
NFT 60 112	Indice d'acide	0.4 mg KOH/g		
NFT 60 110	Indice de saponification	23 mg KOH/g		
FINA	Teneur en eau	< 0.05%		
	Teneur en cendres à 850°C	2.45%		
	Nature des cendres	Sels métalliques		
	Stabilité au stockage (- 40/+30 °C)	Sans modification		
TRANSF.	Teneur en aromatiques huile de base	6.3%		
Fluorescence X	Teneur en Pb	< 0.0001%		
Fluorescence X	Teneur en Cl*	< 0.01%		
MERCK calculé	Teneur en nitrites	Néant		
	Teneur en Ba	Néant		
	Teneur en S	0.23%		
Fluorescence X	Teneur en P	< 0.0001%		
D 59 1160	Grammage en g/m ²	2.31	2.64	2.34
D 20 1713	Dégraissage avant cuisson	2 mn 99%	99%	99%
		3 mn 100%	100%	100%
D 20 1713	Dégraissage après cuisson	2 mn 99%	99%	100%
	10 mn à 140 degrés C	3 mn 100%	100%	100%
D 20 1713	Dégraissage après cuisson	2 mn 98%	95%	100%
	5 mn à 160 degrés C	3 mn 100%	100%	100%
VW 52.02	Dégraissage	2 mn 100%	75%	99%
		4 mn 100%	88%	100%
D 31 1713	Exposition HPRL 400 168 h	Pas de jaunissement		
DIN 50017	Corrosion chambre humide			
KFW	Sans vieillissement	>21C	>21C	>21C
	Avec vieillissement	>14C	>14C	>14C

* Le fournisseur d'une de nos matières premières, responsable de cette valeur limite, s'engage à diminuer le taux de chlore sans problème.

Annexe E

Méthode de Runge et Kutta

Le problème posé est le suivant :

$$[C] \{\dot{U}\} + [K] \{U\} = \{F\} \quad \text{pour } t > t_0$$

La méthode explicite de Runge-Kutta à l'ordre 3 permet d'évaluer la fonction à $t + \Delta t$:

$$\left\{ \begin{array}{l} \{U_{t+\Delta t}\} = \{U_t\} + \Delta t \cdot \left\{ f \left(\underbrace{\{U_t\} + \frac{\Delta t}{2} \{f(U_t, t)\}}_{U_{t+\frac{\Delta t}{2}}}, t + \frac{\Delta t}{2} \right) \right\} \\ \{f\} = [C]^{-1} (\{F\} - [K] \{U\}) \end{array} \right.$$

Le problème scalaire est alors le suivant. La figure 116 en donne une représentation :

$$\underbrace{\frac{d\sigma_z(\bar{r})}{d\bar{r}}}_f = -\underbrace{\sigma_0'}_{F} \frac{g(\bar{r})}{\bar{r}} - \underbrace{[-M(\bar{r})\sigma_z(\bar{r})]}_{KU} \tag{E.1}$$

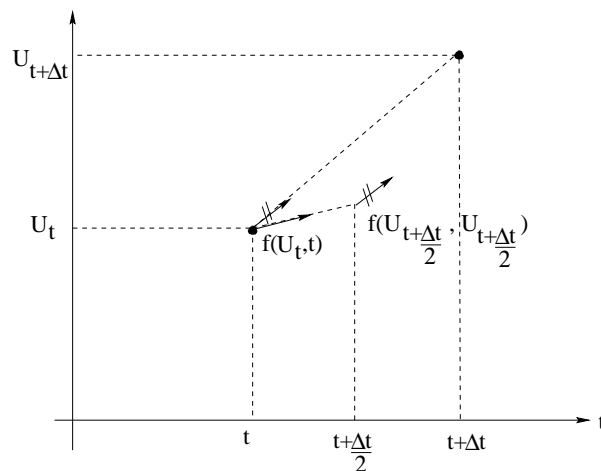


FIG. 116: Présentation de la méthode de Runge-Kutta

Annexe F

Rhéologie du matériau XES

Les essais ont été réalisés chez PSA Peugeot Citroën sur des éprouvettes standard de type ISO80. Trois à quatre éprouvettes ont été déformées pour chaque direction de traction (SL = sens laminage, ST= sens travers). Le tableau suivant présente les résultats.

	0 ⁰ (SL)		45 ⁰		90 ⁰ (ST)		<X>
	<x>	σ	<x>	σ	<x>	σ	
<i>Rp0,2</i> (MPa)	162,88	2,40	159,20	3,95	154,96	2,01	159,01
<i>Rm</i> (MPa)	293,42	x	311,54	3,71	290,76	2,24	298,57
<i>Ag</i> (%)	21,64	0,50	21,60	0,05	22,16	0,44	21,80
<i>A</i> (%)	38,89	1,66	41,29	1,06	40,52	0,70	40,23
<i>n</i> (8 à 18%)	0,21	0,00	0,22	0,00	0,22	0,00	0,22
<i>r</i> (18%)	1,54	0,33	1,56	0,02	2,43	0,05	1,77

TAB. F.1: Rhéologie du matériau XES utilisé pour les simulations numériques sous ABAQUS®

Le graphique 117 présente la courbe d'écroutissage du matériau. A titre comparatif, nous traitons aussi le cas isotrope R=1.

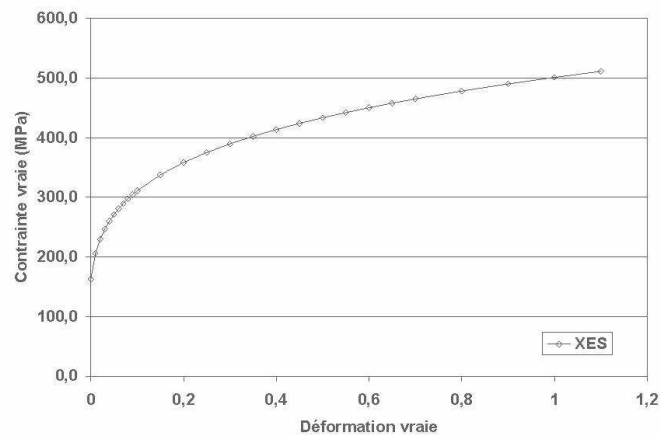


FIG. 117: Courbe d'écroutissage du matériau XES