



**HAL**  
open science

# Prédiction numérique des caractéristiques d'une pièce traitee par galetage : application au secteur du décolletage

Fabien Degré

► **To cite this version:**

Fabien Degré. Prédiction numérique des caractéristiques d'une pièce traitée par galetage : application au secteur du décolletage. Autre. Université de Grenoble, 2011. Français. NNT : 2011GRENA025 . tel-00729061

**HAL Id: tel-00729061**

**<https://theses.hal.science/tel-00729061>**

Submitted on 7 Sep 2012

**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.

## Résumé :

Le galetage est une opération de finition et de traitement mécanique de surface, particulièrement utilisée dans le secteur du décolletage. Afin de valoriser pleinement l'opération, les industriels ont besoin d'estimer les caractéristiques des pièces traitées; il s'agit de la rugosité, de la dureté superficielle et de la distribution des contraintes résiduelles. Pour répondre à cette problématique, différentes modélisations ont été construites par le passé. Les deux plus abouties s'appuient principalement sur l'hypothèse d'équivalence entre la sollicitation de galetage et la sollicitation d'indentation. Dans ce rapport, une nouvelle approche de la modélisation de l'opération de galetage est proposée. Elle repose sur une étude fine des phénomènes physiques mis en jeu par la sollicitation de galetage. Dans un premier temps, le problème mécanique posé par la modélisation de l'opération de galetage est résolu sous l'hypothèse de comportement purement élastique. Dans ce cas, l'équivalence entre la sollicitation de galetage et la sollicitation d'indentation est bien re-démontrée. Dans un second temps, l'effet de la plasticité sur cette équivalence est étudié. Un phénomène de formation et écoulement de bourrelet, particulièrement influent sur la sollicitation de galetage, est alors mis en évidence. Ce constat invalide totalement l'hypothèse d'équivalence galetage - indentation formulée précédemment. Ainsi, il est démontré que pour modéliser fidèlement les phénomènes induits par l'opération, il est indispensable de considérer le contact roulant libre du galet sur un solide en trois dimensions. En tirant partie de cette étude, une nouvelle méthode de modélisation de l'opération de galetage par la technique des Éléments Finis est alors proposée. Une attention particulière est portée sur la définition d'une méthode de caractérisation mécanique préalable du matériau, notamment adaptée à la problématique par l'utilisation d'un essai de compression spécifique. En ce qui concerne l'état géométrique de la surface, les résultats numériques sont en bon accord avec les mesures expérimentales. De plus, pour les grandeurs mécaniques (dureté superficielle et contraintes résiduelles), une correspondance qualitative est obtenue. Finalement, il apparaît que ce modèle apporte une contribution notable à la compréhension de l'opération, ouvrant la voie à une modélisation plus fidèle.

## Mots-clés :

Galetage, Simulation Éléments Finis, Contact roulant, Caractérisation mécanique des matériaux

## Abstract:

Roller burnishing is a cost effective surface enhancement process. To value this process, industry needs a tool to estimate the roughness, the hardness and the residual stress distribution of a burnished workpiece. To achieve this goal, different models have been built in the past. The two most comprehensive are based on the hypothesis of equivalence between normal contact and rolling contact. In this study, a new approach of the modeling of roller burnishing is proposed. For this, physical phenomena that occur around the contact area have been precisely studied. Firstly, the mechanical problem that is posed is solved analytically assuming a perfectly elastic behavior. In this case, equivalence between normal contact and rolling contact is proved. Secondly, the effect of plasticity on that result is studied. A phenomenon of accumulation and flow of material, which effect appears to be particularly important on the mechanical and geometrical characteristics of the burnished surface is highlighted. This observation imposes to reject the hypothesis of equivalence between normal contact and rolling contact. Consequently, it is concluded that any model can't be reliable until it considers the rolling contact of the roller on the workpiece. On this basis, a new finite element model of roller burnishing is established. Finally, numerical results are compared to experimental measurements. Concerning geometrical state, a quantitatively good correlation is observed while a qualitatively agreement is obtained for the two mechanical indicators. It can be concluded that this new EF model give a better understanding of the mechanics of roller burnishing process and will give the opportunity to improve parameters process or to adapt parameters according to the wished mechanical and geometrical characteristics of the workpiece.

## Key words:

Roller burnishing, Deep rolling, Finite Element Analysis, Rolling Contact, Mechanical characterization

Année : 2011

Prédiction numérique des caractéristiques d'une pièce traitée par galetage

Fabien DEGREGRE

UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

## THÈSE

Pour obtenir le grade de

## DOCTEUR DE L'UNIVERSITÉ DE GRENOBLE

Spécialité : **Sciences pour l'Ingénieur**

Arrêté ministériel : 7 août 2006

Présentée par

**Fabien DEGREGRE**

Thèse dirigée par **Pascale BALLAND** et  
codirigée par **Laurent TABOUROT**

préparée au sein du **Laboratoire Systèmes et Matériaux pour la Mécatronique**

dans l'**École Doctorale Sciences et Ingénierie des Systèmes de l'Environnement et des Organisations**

## Prédiction numérique des caractéristiques d'une pièce traitée par galetage, application au secteur du décolletage

Thèse soutenue publiquement le **1 décembre 2011**,  
devant le jury composé de :

**M<sup>me</sup> Delphine RETRAINT**

Professeur, Université de Technologie de Troyes, Rapporteur

**M. Didier CHICOT**

Professeur, Université Lille 1, Rapporteur

**M. Michel BRUNET**

Professeur, INSA Lyon, Membre

**M. Marc FIVEL**

Directeur de Recherche CNRS, Université de Grenoble, Membre

**M. Vincent MOREAU**

Docteur-Ingénieur R&D, CTDEC, Membre

**M<sup>me</sup> Pascale BALLAND**

Maître de Conférences, Université de Grenoble, Directeur de thèse

**M. Laurent TABOUROT**

Professeur, Université de Grenoble, co-Directeur de thèse









# Résumé

Le galetage est une opération de finition et de traitement mécanique de surface, particulièrement utilisée dans le secteur du décolletage. Afin de valoriser pleinement l'opération, les industriels ont besoin d'estimer les caractéristiques des pièces traitées ; il s'agit de la rugosité, de la dureté superficielle et de la distribution des contraintes résiduelles.

Pour répondre à cette problématique, différentes modélisations ont été construites par le passé. Les deux plus abouties s'appuient principalement sur l'hypothèse d'équivalence entre la sollicitation de galetage et la sollicitation d'indentation.

Dans ce rapport, une nouvelle approche de la modélisation de l'opération de galetage est proposée. Elle repose sur une étude fine des phénomènes physiques mis en jeu par la sollicitation de galetage.

Dans un premier temps, le problème mécanique posé par la modélisation de l'opération de galetage est résolu sous l'hypothèse de comportement purement élastique. Dans ce cas, l'équivalence entre la sollicitation de galetage et la sollicitation d'indentation est bien redémontrée.

Dans un second temps, l'effet de la plasticité sur cette équivalence est étudié. Un phénomène de formation et écoulement de bourrelet, particulièrement influent sur la sollicitation de galetage, est alors mis en évidence. Ce constat invalide totalement l'hypothèse d'équivalence galetage - indentation formulée précédemment. Ainsi, il est démontré que pour modéliser fidèlement les phénomènes induits par l'opération, il est indispensable de considérer le contact roulant libre du galet sur un solide en trois dimensions.

En tirant partie de cette étude, une nouvelle méthode de modélisation de l'opération de galetage par la technique des Éléments Finis est alors proposée. Une attention particulière est portée sur la définition d'une méthode de caractérisation mécanique préalable du matériau, notamment adaptée à la problématique par l'utilisation d'un essai de compression spécifique. En ce qui concerne l'état géométrique de la surface, les résultats numériques sont en bon accord avec les mesures expérimentales. De plus, pour les grandeurs mécaniques (dureté superficielle et contraintes résiduelles), une correspondance qualitative est obtenue.



# Table des matières

Résumé	i
Table des matières	iii
Introduction générale	1
<b>1 État des lieux des connaissances associées au galetage</b>	<b>5</b>
1.1 Description générale	5
1.1.1 Présentation du procédé de galetage	5
1.1.1.1 Principe	5
1.1.1.2 Analyse des pratiques industrielles	7
1.1.1.3 Vue d'ensemble des études scientifiques du procédé	8
1.1.2 Description du cas d'étude	11
1.2 Étude analytique du contact roulant	13
1.2.1 Modèles analytiques de contact	13
1.2.1.1 Mouvements et efforts transmis en un point de contact	14
1.2.1.2 Réaction d'un solide élastique à un contact normal	17
1.2.1.3 Réaction d'un solide élastique à un contact roulant	21
1.2.1.4 Comparaison des sollicitations de contact roulant libre et normal sur un solide élastique	23
1.2.2 Discussion	25
1.2.2.1 Effet du comportement plastique	25
1.2.2.2 Effet de la rugosité	26
1.2.2.3 Correspondance entre contact roulant et contact normal	28
1.2.2.4 Limite des modèles analytiques de contact	30
1.3 Conclusion	31
<b>2 Étude numérique comparative du contact roulant et du contact normal</b>	<b>33</b>
2.1 Modèles en deux dimensions	34
2.1.1 Description des modèles	34



2.1.2	Résultats sous hypothèse de contraintes planes . . . . .	36
2.1.2.1	Évolution de la surface de contact . . . . .	36
2.1.2.2	Éventualité d'une accumulation de déformation en cas de sollicitation répétée . . . . .	38
2.1.2.3	Génération de contraintes résiduelles . . . . .	39
2.1.3	Résultats sous hypothèse de déformations planes . . . . .	40
2.1.3.1	Évolution de la surface de contact . . . . .	40
2.1.3.2	Éventualité d'une accumulation de déformation en cas de sollicitation répétée . . . . .	42
2.1.3.3	Génération de contraintes résiduelles . . . . .	43
2.1.4	Niveau de correspondance entre contact roulant et contact normal en deux dimensions . . . . .	43
2.1.5	Conclusion de l'étude numérique du contact roulant en deux dimensions	45
2.2	Modèles en trois dimensions . . . . .	46
2.2.1	Description des modèles . . . . .	46
2.2.2	Contact de surfaces lisses . . . . .	49
2.2.2.1	Évolution du bourrelet . . . . .	49
2.2.2.2	Impact du bourrelet sur la géométrie de la surface . . . . .	51
2.2.2.3	Influence du frottement . . . . .	54
2.2.3	Contact de surfaces irrégulières . . . . .	55
2.2.3.1	Impact du bourrelet sur des irrégularités périodiques . . . . .	56
2.2.3.2	Influence de la position initiale de l'élément roulant . . . . .	59
2.3	Conclusion . . . . .	61
<b>3</b>	<b>Modélisation numérique du galetage</b>	<b>63</b>
3.1	Modélisation du comportement du matériau . . . . .	63
3.1.1	Modèles d'élasto-plasticité . . . . .	64
3.1.1.1	Modèle élastique . . . . .	64
3.1.1.2	Seuil de plasticité . . . . .	65
3.1.1.3	Loi d'écrouissage et loi d'écoulement . . . . .	66
3.1.2	Choix du modèle de comportement . . . . .	67
3.1.3	Caractérisation élasto-plastique du matériau d'étude . . . . .	69
3.1.3.1	Homogénéité . . . . .	69
3.1.3.2	Identification des paramètres du modèle élastique . . . . .	71
3.1.3.2.1	Principe de la détermination de constantes élastiques par onde ultrasonore . . . . .	71
3.1.3.2.2	Expériences et résultats . . . . .	74
3.1.3.3	Identification des paramètres du modèle plastique . . . . .	76

3.1.3.3.1	L'essai de traction simple . . . . .	76
3.1.3.3.2	L'essai de compression . . . . .	81
3.1.3.3.3	Comparaison des deux méthodes . . . . .	84
3.2	Modèle Éléments Finis du procédé de galetage . . . . .	86
3.2.1	Géométrie . . . . .	86
3.2.2	Maillage . . . . .	87
3.2.3	Conditions aux limites . . . . .	88
3.2.4	Résolution du problème . . . . .	90
3.3	Conclusion . . . . .	91
<b>4</b>	<b>Confrontation expérimentale</b>	<b>93</b>
4.1	Expérimentations . . . . .	93
4.1.1	Définition du plan d'expériences . . . . .	94
4.1.2	Résultats observés . . . . .	95
4.1.3	Mesures de contraintes résiduelles . . . . .	97
4.2	Simulation du galetage . . . . .	98
4.2.1	Post-traitement des simulations . . . . .	99
4.2.1.1	Détermination du profil de rugosité . . . . .	100
4.2.1.2	Détermination des caractéristiques mécaniques . . . . .	101
4.2.1.2.1	Extraction des profils de contraintes résiduelles . . . . .	101
4.2.1.2.2	Estimation de la dureté superficielle . . . . .	102
4.2.2	Schéma global de la procédure de simulation . . . . .	106
4.3	Confrontation . . . . .	107
4.3.1	Rugosité . . . . .	107
4.3.2	Contraintes résiduelles . . . . .	109
4.3.3	Dureté superficielle . . . . .	110
4.3.3.1	Évaluation de la méthode . . . . .	110
4.3.3.2	Estimation de la dureté du matériau galeté . . . . .	111
4.4	Conclusion . . . . .	113
	<b>Conclusion générale et perspectives</b>	<b>115</b>
	<b>Liste des symboles</b>	<b>121</b>
	<b>Liste des figures</b>	<b>123</b>
	<b>Liste des tableaux</b>	<b>129</b>
	<b>Bibliographie</b>	<b>131</b>



# Introduction générale

Le galetage est un procédé de finition de pièces mécaniques par déformation plastique qui est spécifiquement mis en œuvre sur tour. Il est utilisé en complément de phases d'usinage pour améliorer en particulier l'état géométrique de la surface de la pièce. Lorsque cette opération est réalisée directement sur le tour à décolleter, elle permet d'éviter de coûteuses opérations de reprise. D'autres raisons renforcent l'intérêt pour ce procédé. La déformation de la surface induit l'écroutissage du matériau et l'apparition de contraintes résiduelles de compression qui améliorent les propriétés mécaniques du produit comme par exemple la dureté superficielle ou la tenue à la fatigue. De plus, ce procédé se range dans la gamme des procédés de finition ayant un impact moindre sur l'environnement.

Toutefois, ces avantages ne sont pas réellement valorisés par les décolleteurs auprès de leurs clients. Ces derniers ne les exploitent pas non plus totalement, faute d'avoir eu des indicateurs fiables. La mise au point de ce procédé est réalisée, comme dans beaucoup d'autres cas, de façon empirique, ce qui explique pourquoi le recours à ce procédé est sans doute moindre que ce qui pourrait être envisagé par rapport à bon nombre d'opérations de reprise. En effet, la méthode expérimentale ne permet pas une utilisation rationnelle et une application standardisée du processus. La limite d'application de cette méthode est rapidement atteinte lorsque les spécifications deviennent plus complexes.

Pour faire du recours à ce procédé un avantage concurrentiel, l'utilisation des outils scientifiques de caractérisation et de modélisation est incontournable. L'objectif premier de ce travail est la rationalisation de la méthode de mise au point, par l'utilisation d'un modèle de l'opération déterminé selon un cadre scientifique clair et balisé.

L'étude présentée dans ce document s'inscrit dans un contexte industriel qu'il s'agit de prendre en compte. Cela implique la minimisation des délais de réponse et du coût de la procédure, critères indispensable pour satisfaire la contrainte forte qu'est la réactivité. Un enjeu important de ce travail porte alors sur l'identification des phénomènes physiques pertinents pour la résolution du problème mécanique posé par la modélisation du procédé.

Le problème posé ici apparaît similaire à celui posé actuellement pour tout autre procédé de fabrication par déformation. L'optimisation des opérations de mise en forme par emboutissage présente par exemple de fortes similarités. La réponse qui est apportée passe par la modélisation de l'opération de mise en forme afin de trouver, par des techniques d'optimisation, les meilleurs paramètres de production. Le succès de cette modélisation passe de façon incontournable par la restitution précise du comportement du matériau mis en œuvre.

Le projet présenté dans ce document a pour enjeu de traiter le problème de l'optimisation de l'opération de galetage en déclinant les méthodes scientifiques utilisées pour l'emboutissage, sachant que l'opération de galetage possède des spécificités propres que sont le contact de surfaces irrégulières, une déformation de nature incrémentale ou encore une évolution des zones de contact entre la pièce et l'outil.

Ce travail de thèse a été mené dans le cadre d'une collaboration entre le laboratoire Systèmes et Matériaux pour la Mécatronique de l'Université de Savoie et le Centre Technique de l'Industrie du Décolletage. Cette dernière s'appuie sur une Convention Industrielle de Formation par la Recherche d'une durée de trois ans.

Ce mémoire est structuré en quatre chapitres. Dans le chapitre 1, le procédé de galetage est présenté et les principales sources d'information techniques et scientifiques sont passées en revue. Par la suite, une étude analytique du contact roulant, mécanisme fondamental de l'opération de galetage, est proposée. Sur cette base, une discussion est amorcée sur la capacité des modèles analytiques à rendre compte de la réponse du matériau à la sollicitation induite par l'opération.

Pour faire face à la complexité des phénomènes mis en évidence, une étude numérique du contact roulant est développée dans le chapitre 2. L'objectif est alors de faire appel à une méthode de résolution de type Éléments Finis pour s'affranchir des limites associées à la résolution analytique et ainsi traiter des problèmes conformes à la réalité expérimentale. L'étude est amorcée sur des cas en deux dimensions puis étendue à des cas tridimensionnels. Un phénomène particulièrement influent sur l'état géométrique et mécanique de la surface traitée est mis en évidence.

En tirant partie des conclusions des deux études menées dans les chapitres précédents, un modèle numérique réduit de l'opération de galetage est proposé. Le chapitre 3 donne la procédure de construction de ce modèle. La première partie est consacrée au choix du modèle de comportement du matériau et à la méthode de détermination expérimentale des paramètres de ce modèle. La seconde partie présente le modèle numérique.

Une méthode d'évaluation de la fidélité du modèle est proposée dans le chapitre 4. Il s'agit de confronter les grandeurs de sortie du modèle numérique aux résultats d'un plan d'expériences

expérimental pour évaluer la précision du modèle et ainsi la pertinence des hypothèses proposées. Les méthodes de post-traitement des données issues de la simulation sont également présentées.

Enfin, une conclusion générale est présentée et les perspectives de ce travail sont envisagées.



# Chapitre 1

## État des lieux des connaissances associées au galetage

Ce chapitre a pour objectif de donner une vue d'ensemble des connaissances associées au galetage. Après une description technique de l'opération, les études scientifiques portant sur le procédé sont passées en revue. Les phénomènes mécaniques qui régissent l'opération de galetage sont ensuite mis en évidence par le biais de l'analyse de différents modèles analytiques de comportement mécanique de matériaux sous l'effet d'un contact chargé.

### 1.1 Description générale

#### 1.1.1 Présentation du procédé de galetage

##### 1.1.1.1 Principe

Le galetage est un procédé de finition qui a pour but de produire une déformation localisée en surface d'une pièce métallique. Il est répertorié dans la gamme des traitements mécaniques de surface. Il peut être mis en œuvre dans la configuration pièce tournante – outil fixe comme dans la configuration pièce fixe – outil tournant. La cinématique du procédé le rend cependant plus adapté à la mise en forme de pièces axisymétriques sur tour. Dans ce cas, il est possible de traiter aussi bien des arbres que des alésages.

En fonction de la finalité recherchée, on distingue 3 types d'opérations de galetage : (1) le galetage de précision en état de surface, parfois appelé brunissage ou lissage, utilisé à des fins d'amélioration d'état de surface, (2) le galetage de précision dimensionnelle utilisé à des fins



de calibrage géométrique et (3) le galetage de renforcement utilisé à des fins d'améliorations des caractéristiques mécaniques de la pièce.

Bien que distingués par différents objectifs, ces procédés obéissent au même principe : un ou plusieurs éléments roulants sont pressés sur la surface de la pièce. L'effort appliqué génère une contrainte de contact dans le matériau. Celui-ci accomode cette sollicitation par une déformation. Lorsque la contrainte générée dépasse la limite élastique, le matériau se trouve déformé à la fois élastiquement et plastiquement.

La figure 1.1.1 présente le principe de galetage. Sur cette figure, le galet roule de la droite vers la gauche sur une surface plane. Dans la zone A, l'effort de compression de la bille génère une contrainte, qui déforme élastiquement le matériau. Lorsque la limite élastique est atteinte, le matériau se déforme de façon irréversible (zone B). La hauteur D donne l'ampleur de la déformation totale (élastique et plastique). Dans la zone C, la pression de contact diminue, ce qui a pour conséquence la décharge du matériau jusqu'à annulation de la déformation élastique. La cote E donne l'ampleur du retour élastique. Sur une faible épaisseur, le volume adjacent à la surface du matériau est déformé plastiquement, ce qui a pour conséquence directe une modification d'ordre dimensionnel. Du fait de la localisation de la déformation sur la couche superficielle, des contraintes résiduelles de compression sont générées. Sur la figure, la composante de la contrainte résiduelle représentée n'est pas spécifiée. Toutefois, d'après la forme de la distribution, il est probable qu'il s'agisse d'une composante appartenant au plan tangent à la surface de la pièce. De plus, pour la plupart des matériaux, cette déformation génère de l'écaillage qui se caractérise par l'augmentation de la dureté superficielle.

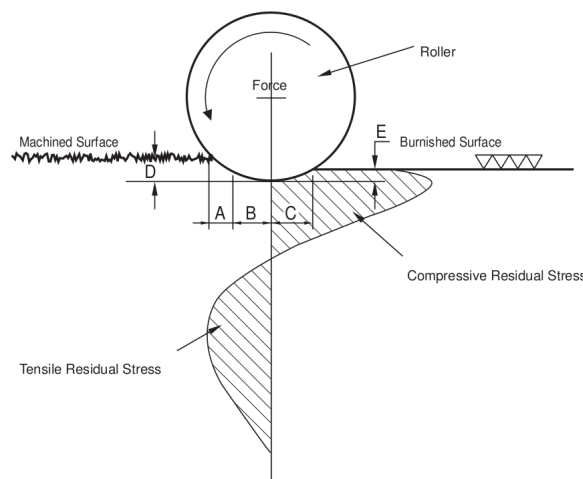


Fig. 1.1.1: Schéma de principe du procédé de galetage ([1])

En observant plus particulièrement la zone déformée, il apparaît que les pics de rugosité sont déformés, et viennent ainsi combler une partie des creux. Cela a pour conséquence la

réduction des paramètres de rugosité et l'augmentation du taux de portance. Dans le cas du galetage sur tour par galet, la rugosité initiale est constituée par le chariotage de l'ébauche et les stries d'usinage sont donc parallèles, de période égale au pas d'avance. Si le galetage est réalisé dans les mêmes conditions que l'ébauche, l'élément roulant suit la même strie pendant toute l'opération, contrairement au schéma présenté ici.

Du fait des effets bénéfiques du galetage sur les propriétés mécaniques du matériau et sur la géométrie de la surface, cette opération peut être utilisée pour améliorer la tenue à la fatigue des composants chargés dynamiquement ([2]), diminuer la corrosion sous contrainte ([3]), atténuer les effets de concentration de contraintes due aux variations de section ou aux marques d'usinage ([4]), augmenter la dureté superficielle ([5]) ou encore augmenter la résistance à l'usure des surfaces et améliorer la conductivité des contacts électriques ([6]). Ce procédé se positionne ainsi comme une alternative aux opérations de finition telles que le rodage, la rectification ou le polissage ainsi qu'aux opérations thermiques ou mécaniques de renforcement de surface comme la trempe superficielle, le choc laser ou le grenailage.

Enfin, un dérivé du procédé de galetage existe. Il est constitué d'un outil de galetage par bille associé avec un dispositif ultrasonique ([7]). L'intérêt de cette méthode est de réduire sensiblement les efforts nécessaires au galetage. Ainsi, des composants de faible épaisseur tels que les aubes de turbine sont traitées sans altérer leur forme.

#### 1.1.1.2 Analyse des pratiques industrielles

Dans la pratique, les entreprises employant le procédé de galetage capitalisent peu d'informations techniques sur le sujet. Les connaissances reposent souvent sur l'expérience des opérateurs, difficilement formalisable. Les seules méthodes formalisées proviennent des fournisseurs d'outillage qui, en accompagnement de leur outil, livrent une notice plus ou moins conséquente. Toutes les informations recueillies restreignent le galetage à une opération d'amélioration d'état de surface. Cette partie fait la synthèse des bonnes pratiques communiquées dans les documentations techniques ([1, 8, 9, 10, 11]).

Le premier élément à considérer pour la mise en œuvre d'une opération de galetage est sa ductilité, autrement dit la capacité du matériau à se déformer sans se rompre. Ainsi il est généralement spécifié que la limite inférieure en allongement à la rupture doit être au minimum de 5 %. D'autres préconisations se fondent sur la dureté superficielle pour évaluer la ductilité. Sont alors considérés comme galetables les matériaux métalliques dont la résistance mécanique à la traction n'excède pas 1400 *MPa* et dont la dureté est inférieure à 45 *HRC*. Toutefois, le galetage de matériaux dont la dureté atteint 65 *HRC* est possible grâce à l'utilisation d'outils spécifiques constitués d'une bille en céramique.

La réalisation d'une opération de galetage implique deux étapes sensibles : la préparation de l'ébauche et la détermination des paramètres procédé.

Les conditions de galetage sont définies par la vitesse de rotation de la pièce ainsi que la vitesse d'avance et la profondeur de passe du galet. La vitesse tangentielle de la pièce peut atteindre  $200\text{ m/min}$ , les valeurs de  $100 - 150\text{ m/min}$  sont recommandées. La vitesse d'avance est fonction du type d'outil et de son diamètre. Les valeurs courantes s'étendent de  $0,05\text{ mm/tour}$  à  $0,3\text{ mm/tour}$  pour les outils de galetage à un élément roulant. Les vitesses conseillées pour les outils de galetage multiples vont de  $0,20\text{ mm/tour}$  à  $3,0\text{ mm/tour}$ . La spécification de la profondeur de passe varie selon le type d'outil utilisé. On trouve sur le marché deux types d'outils : les outils à corps rigides et les outils à corps déformables. Les outils à corps déformables ont la particularité de fournir une évaluation directe de l'effort appliqué par le galet. Suivant l'outil, la profondeur de passe est donc définie, soit par un déplacement, soit par un effort. Dans le premier cas, la préconisation est une profondeur de passe équivalente à la moitié de la hauteur de la rugosité de l'ébauche. Dans le second, l'effort conseillé est une fonction du diamètre de la pièce et de la limite élastique du matériau galeté.

La préparation de l'ébauche influence également la géométrie de la pièce. L'opération de galetage déformant les pics de la rugosité, les dimensions de la pièce sont modifiées. De plus, les déformations s'effectuant à volume constant, le couple dimension initiale - rugosité initiale conditionne la dimension finale. Il est donc nécessaire d'en tenir compte dans la préparation de l'ébauche. La procédure généralement conseillée pour déterminer la sur-épaisseur est empirique. Une ébauche d'un diamètre arbitraire est réalisée puis galetée. La sur-épaisseur requise est estimée par la différence entre diamètre d'ébauche et diamètre galeté. Il faut donc s'attendre à ce qu'une dérive dimensionnelle de l'ébauche génère une dérive similaire sur la pièce finie.

La lubrification influence également le résultat de l'opération. Le galetage ne nécessite généralement qu'une légère lubrification à l'huile liquide, par exemple appliquée par pulvérisation de la pièce avant usinage. Lorsque la vitesse ou la pression de galetage est élevée, il est recommandé de refroidir et graisser en continu à l'aide d'une émulsion ou à l'huile.

### 1.1.1.3 Vue d'ensemble des études scientifiques du procédé

Dans la bibliographie scientifique, les études traitant du galetage font référence aux termes de "rolling burnishing" et "deep rolling". Ces expressions désignent respectivement le galetage de précision en état de surface et le galetage de renforcement. Cependant, certaines études traitent aussi bien l'aspect état de surface que l'aspect caractéristiques mécaniques.

En 1995, Hassan et Al-Bsharat publient deux études. Dans la première ([12]), les auteurs présentent l'effet du galetage par bille sur des pièces en cuivre et en aluminium. Ils mettent en évidence une réduction du paramètre de rugosité Ra, une augmentation de la dureté superficielle, une légère augmentation de la résistance élastique et de la résistance à la rupture en traction ainsi qu'une amélioration de la tenue en fatigue. Ils précisent également que, si les caractéristiques d'une pièce peuvent être sensiblement augmentées par galetage, de mauvais paramètres procédés engendrent l'effet contraire. La seconde publication ([13]) consiste en une étude paramétrique du procédé de galetage par bille sur ces mêmes matériaux. Les grandeurs observées sont l'état de surface, la dureté et la microstructure. Les effets de la vitesse d'avance, de la vitesse de rotation, de l'effort appliqué, du nombre de passes et du diamètre de la bille sont étudiés. Un peu plus tard, Hassan et al. complètent ce travail par l'étude de l'influence d'autres paramètres tels que la dureté initiale, la rugosité initiale, le matériau constituant la bille et le type de lubrifiant ([14]).

Plus tard, El-Axir construit un modèle de galetage à partir d'une série d'expérimentations ([15]). L'outil utilisé est composé de deux galets de formes cylindriques, le matériau est de type St-37. L'analyse des résultats montre a priori l'incompatibilité entre l'optimisation de l'état de surface et l'optimisation de la dureté superficielle. Les conditions d'obtention du meilleur état de surface et celles conduisant à la plus haute dureté superficielle sont incompatibles. Les facteurs les plus influents sont la vitesse de rotation, la vitesse d'avance, l'effort appliqué et le nombre de passes. En 2002, El-Axir et al. enrichissent cette étude ([16]). Les facteurs d'influence considérés sont la vitesse de rotation, la profondeur de passe, le temps de galetage et la dureté initiale. Pour ceci, cinq matériaux différents sont utilisés. Le taux d'augmentation de dureté superficielle, la réduction en diamètre et l'erreur de circularité sont les grandeurs observées. Les résultats mettent en évidence l'existence d'interactions entre la dureté initiale et les autres paramètres.

Des études similaires concernant le galetage par bille ont été publiées ces dernières années. La plupart consiste en une étude paramétrique expérimentale ([17][18][19][20]).

Une tentative de modélisation analytique du procédé de galetage par bille est présentée par Bouzid et al. en 2004 ([21]). Ce modèle définit la hauteur de rugosité  $R_t$  comme fonction du déplacement normal  $\delta$  de la bille.  $\delta$  est quant à lui estimé par la théorie de Hertz. L'hypothèse selon laquelle le comportement du matériau galeté est parfaitement élastique limite clairement la portée de cette étude. Bouzid et al. font ensuite évoluer ce modèle ([22]). Le déplacement normal de la bille est alors estimé par une simulation numérique de type Éléments Finis. Le comportement du matériau est considéré comme élasto-plastique. La surface de la pièce est toujours supposée parfaitement lisse. Cette modélisation ne permet cependant qu'une première approximation de l'état de surface après galetage. De plus, du fait de l'hypothèse de contact entre surfaces lisses, les contraintes et les déformations sont

largement sous-estimées, ce qui rend impossible l'estimation de l'évolution des propriétés mécaniques par cette méthode.

Le premier modèle numérique considérant les irrégularités de la surface est proposé par Röttger en 2002 ([23]) et concerne le galetage par bille d'un échantillon en 100Cr6V préalablement trempé et usiné par tournage dur. En retenant l'hypothèse de déformations planes, le problème mécanique induit par la modélisation de l'opération est réduit à deux dimensions, et résolu par la technique des Éléments Finis. La section modélisée est définie, dans un repère cylindrique porté par la pièce, par le plan  $(rOz)$ . Les effets du contact roulant sont alors reproduit par une suite d'indentations représentant l'action du galet à chaque tour de pièce. La bille est pressée contre la surface de la pièce jusqu'à atteindre un effort normal résultant égal à l'effort de galetage. Elle est ensuite dégagée et déplacée longitudinalement d'une distance identique au pas d'avance. Ce cycle est répété plusieurs fois de manière à approcher la sollicitation subie par un élément surfacique de matière à chaque tour de pièce. Ce modèle, piloté en effort, a cependant l'inconvénient de sous-estimer la profondeur de pénétration de l'élément roulant. Cet écart est expliqué par la sur-évaluation de la surface de contact entre la bille et le plan lorsque le contact est considéré comme linéique (hypothèse de déformations planes).

Sur la base du travail de Röttger, Yen et al. ([24]) développent un nouveau modèle par la technique des Éléments Finis. Pour pallier au principal défaut du modèle original (sous-estimation de la profondeur de pénétration de la bille), le modèle en deux dimensions est cette fois-ci piloté en déplacement. La profondeur de pénétration de l'élément roulant est alors estimée par une simulation en trois dimensions de la bille roulant sur un parallélépipède représentant le développé de la couche superficielle de la pièce. Seules les contraintes résiduelles sont comparées aux valeurs expérimentales. Les résultats présentent, de manière inattendue, un niveau de corrélation plus important pour le modèle 2D que pour le modèle 3D. Une piste d'explication est donnée par un trop faible volume modélisé.

Le nombre de ces études illustre l'intérêt du traitement mécanique de surface généré par le galetage. Les bénéfices d'une telle opération, que ce soit d'un point de vue de l'état de surface ou des caractéristiques mécaniques induites, rend son champ d'application relativement vaste, et ceci pour un coût de mise en œuvre faible. Cependant, malgré les efforts déployés pour comprendre et modéliser le procédé, il n'existe pas de modèle suffisamment complet pour estimer les différentes caractéristiques de la pièce formée (géométrie, état de contrainte et dureté superficielle). Il y a donc un intérêt à développer un modèle plus global ; c'est l'objet du présent rapport.

## 1.1.2 Description du cas d'étude

La simulation d'un procédé de fabrication tel que le galetage est une tâche relativement lourde. Pour chaque cas particulier d'une même opération (géométrie d'outil, géométrie de la pièce, matériau utilisé etc) un nouveau modèle doit être construit. Il paraît alors irréaliste d'envisager la construction d'un modèle de galetage universel. L'objectif du travail présenté dans ce rapport est de dégager, sur la base d'un cas d'étude, une méthode de modélisation de l'opération de galetage.

Afin de limiter le nombre de paramètres du modèle, une géométrie simple est retenue. L'étude porte sur le galetage d'un arbre de forme cylindrique de révolution. Idéalement, la géométrie de la pièce est donc entièrement décrite par 2 paramètres : le diamètre  $D$  et la longueur  $L_p$ . La perpendicularité entre la base et l'axe du cylindre est considérée comme parfaite.

L'ébauche est réalisée par chariotage à vitesse d'avance constante. Le profil le long d'une génératrice du cylindre est considéré comme périodique de forme triangulaire. L'état de surface mesuré le long d'une génératrice est donc défini par deux paramètres : la hauteur de rugosité  $R_z$  et la période  $RSm$ .

La nuance de matière première retenue pour cette étude est le 11SMn30. Il s'agit d'un acier faiblement allié fréquemment utilisé dans le secteur du décolletage. On le trouve sous forme de barres étirées à froid. Cette caractéristique implique probablement un comportement mécanique anisotrope ainsi que l'existence d'un écrouissage partiel.

L'outillage standard utilisé est référencé dans les catalogues de plusieurs fabricants. Il s'agit d'un outil de galetage à un rouleau constitué en deux parties : le corps (zone A sur la figure 1.1.2) et la tête (zone B). L'organe de liaison entre ces deux parties étant déformable, la mesure du déplacement relatif (par le comparateur 230) permet la lecture de l'effort appliqué à la pièce au cours de l'opération. La tête est constituée d'un galet (130) prisonnier d'une cage (80) et d'un roulement (140). Lors de l'opération, le galet, pressé sur la pièce, est entraîné en rotation sur son axe propre. L'inclinaison de la tête ( $1.3^\circ$ ) limite la zone de contact à l'extrémité du galet (figure 1.1.3).

La cinématique de l'opération de galetage est analogue à celle d'une opération de chariotage. Seule la phase d'approche est différente. Il est conseillé de procéder en deux phases : (1) approcher radialement la surface à traiter jusqu'à atteindre la moitié de l'effort de travail puis (2) augmenter l'effort par un mouvement d'avance combiné (mouvement radial et longitudinal) jusqu'à atteindre l'effort nominal. Les paramètres pris en compte pour décrire

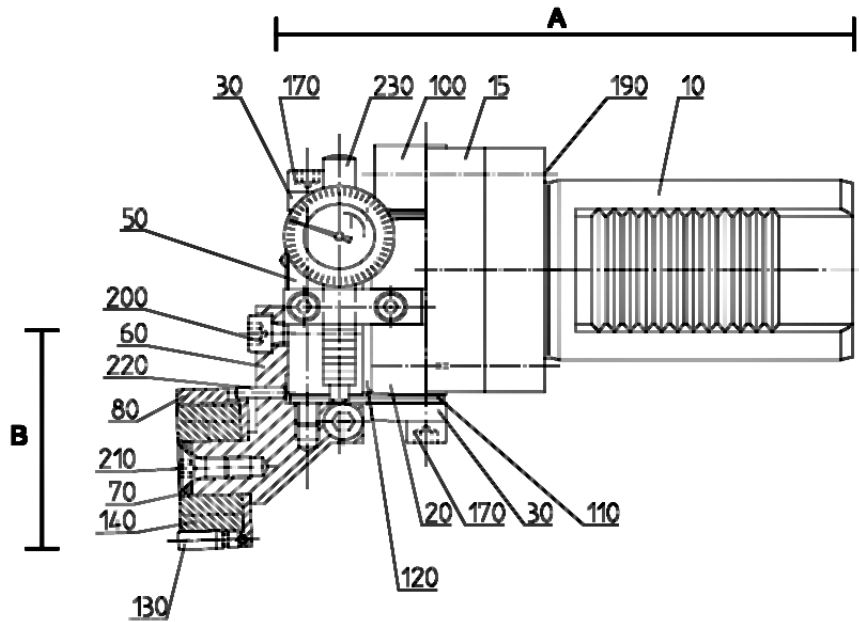


Fig. 1.1.2: Outil de galetage Ecoroll EG5 [10]

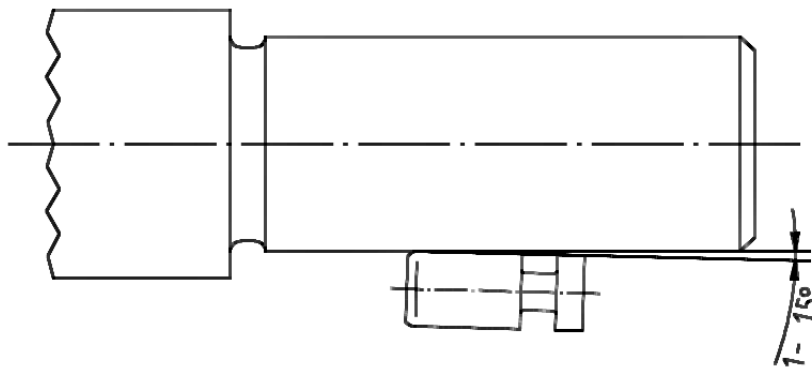


Fig. 1.1.3: Orientation du galet [10]

la cinématique sont l'effort  $F$ , la vitesse tangentielle de la pièce  $V_t$ , la vitesse d'avance  $V_f$  et le nombre de passes  $n$ .

Les effets de l'opération de galetage sur les caractéristiques de la pièce ont été présentés dans la section 1.1.1.1. Les modifications géométriques s'observent à deux échelles : au niveau macroscopique, le diamètre de la pièce est réduit, tandis qu'à l'échelle de la rugosité, le profil est aplani. La géométrie de la pièce formée est caractérisée par deux grandeurs, le diamètre après galetage  $D_g$  et la hauteur moyenne de rugosité  $R_{zg}$ . Les propriétés mécaniques sont modifiées d'une part par l'apparition de contraintes résiduelles  $\underline{\sigma}_r$ , d'autre part par l'écaillage de la surface. Ce dernier est évalué par mesures de la micro-dureté Vickers  $H_v$ . Tous ces paramètres sont récapitulés dans le tableau 1.1.

Paramètres procédé	
$L_p$	Longueur de la pièce
$D$	Diamètre de la pièce avant galetage
$R_z$	Hauteur de la rugosité avant galetage
$RSm$	Période de la rugosité avant galetage
$V_t$	Vitesse tangentielle de galetage
$V_f$	Vitesse d'avance de galetage
$F$	Effort de galetage
$n$	Nombre de passes de galetage

Grandeurs de sortie	
$D_g$	Diamètre de la pièce après galetage
$R_{zg}$	Hauteur de rugosité après galetage
$\underline{\sigma}_r$	Tenseur de contraintes résiduelles en un point de la pièce
$H_v$	Micro-dureté Vickers de la surface galetée

Tab. 1.1: Récapitulatif des paramètres procédé retenus

## 1.2 Étude analytique du contact roulant

L'opération de galetage consiste à presser un élément roulant très peu déformable sur la surface de la pièce à déformer. De ce fait, le comportement de la pièce déformée découle directement des phénomènes physiques se produisant dans la région du contact. La mécanique du contact est donc particulièrement concernée, c'est pourquoi cette partie a pour objectif de dresser un état des lieux des modèles analytiques de comportement de matériaux sous l'effet d'un contact chargé, et plus particulièrement des modèles de contact roulant en raison du principe même du galetage.

### 1.2.1 Modèles analytiques de contact

La résolution d'un problème mécanique du contact consiste à déterminer les déformations et contraintes dans un corps au niveau d'une surface a priori réduite sur laquelle s'exerce une distribution de pression donnée. Certaines hypothèses réduisent la complexité du problème et autorisent un calcul analytique des grandeurs mécaniques recherchées. Une synthèse portant sur les différentes résolutions des problèmes de contact est présentée dans cette partie. Le lecteur trouvera un complément d'information dans l'ouvrage de Johnson ([25]).

Dans la littérature, une distinction est faite selon la géométrie des solides en contact. Le contact est qualifié de conforme lorsque les surfaces mises en jeu possèdent une forme similaire comme par exemple le contact entre une bille et un chemin de roulement au profil circulaire de diamètre approchant. Réciproquement, le contact de deux surfaces de profils différents est



qualifié de non-conforme. Dans ce cas, la surface de contact est faible devant les dimensions des composants. En conséquence, les contraintes sont concentrées dans la région proche de la zone de contact et les déformations sont extrêmement localisées. La géométrie des solides (le galet et la pièce) en contact dans le problème de galetage est telle que le contact est de type non-conforme. C'est pourquoi dans la suite, seul le cas du contact non-conforme est traité.

### 1.2.1.1 Mouvements et efforts transmis en un point de contact

Deux solides non-conformes parfaitement lisses, sous l'effet d'un effort infinitésimal induisant leur rapprochement, entrent en contact en un point  $O$ . Ce point  $O$  constitue l'origine d'un repère cartésien  $Oxyz$  (figure 1.2.1). La direction  $Oz$  est choisie coïncidente avec la normale commune aux deux surfaces en contact. Le plan  $(xOy)$  se trouve donc dans le plan tangent à ces deux surfaces au point de contact. Ce repère est mobile afin de satisfaire ces conditions à chaque instant.

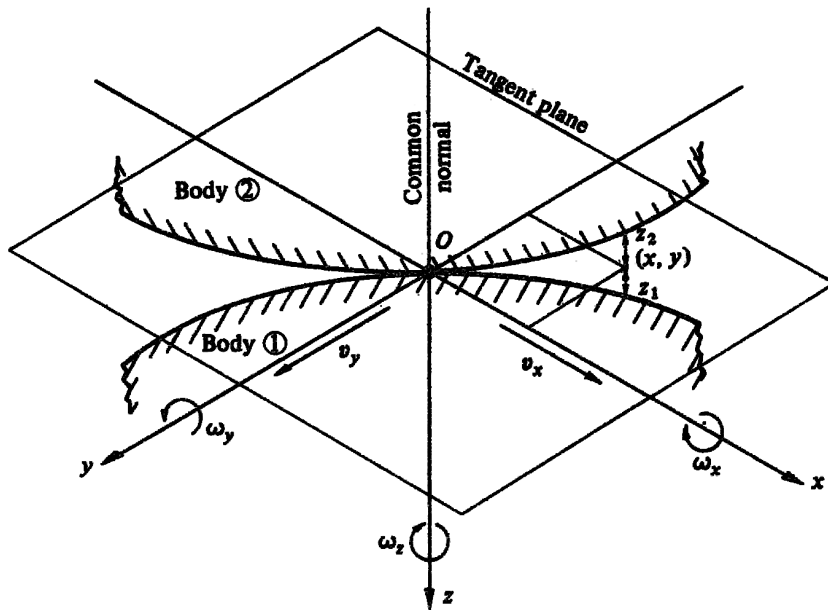


Fig. 1.2.1: Contact de surfaces non-conformes, définition du repère ([25])

Les mouvements des corps (1) et (2) dans le référentiel défini précédemment sont décrits par les torseurs cinématiques suivants :

$$\tau_{(1/Oxyz)} = \begin{cases} \vec{\Omega}_{(1/Oxyz)} = \omega_{x1} \cdot \vec{x} + \omega_{y1} \cdot \vec{y} + \omega_{z1} \cdot \vec{z} \\ \vec{V}_{(1/Oxyz)}(O) = v_{x1} \cdot \vec{x} + v_{y1} \cdot \vec{y} + v_{z1} \cdot \vec{z} \end{cases} \quad (1.1)$$

$$\tau_{(2/Oxyz)} = \begin{cases} \vec{\Omega}_{(2/Oxyz)} = \omega_{x2} \cdot \vec{x} + \omega_{y2} \cdot \vec{y} + \omega_{z2} \cdot \vec{z} \\ \vec{V}_{(2/Oxyz)}(O) = v_{x2} \cdot \vec{x} + v_{y2} \cdot \vec{y} + v_{z2} \cdot \vec{z} \end{cases} \quad (1.2)$$

Lorsque le contact est continu, les surfaces ne peuvent pas être séparées, ce qui se traduit par la condition cinématique suivante :

$$v_{z1} = v_{z2} = 0 \quad (1.3)$$

Les mouvements relatifs des solides sont décomposés en glissement, roulement et spin. Le glissement est défini comme une vitesse relative des deux solides au point O (équation (1.4)), le roulement comme une rotation relative des deux solides selon un axe appartenant au plan tangent (équation (1.5)) et le spin comme une rotation relative des deux solides selon la normale commune aux deux surfaces (équation (1.6)).

$$\textit{Glissement} : \begin{cases} \Delta v_x = v_{x1} - v_{x2} \\ \Delta v_y = v_{y1} - v_{y2} \end{cases} \quad (1.4)$$

$$\textit{Roulement} : \begin{cases} \Delta \omega_x = \omega_{x1} - \omega_{x2} \\ \Delta \omega_y = \omega_{xy1} - \omega_{xy2} \end{cases} \quad (1.5)$$

$$\textit{Spin} : \Delta \omega_z = \omega_{z1} - \omega_{z2} \quad (1.6)$$

Ainsi, tout mouvement entre deux solides en contact doit satisfaire la condition de contact continu (équation (1.3)) et se définit comme une combinaison de glissement, roulement et spin.

L'effort transmis d'un solide sur une autre en un point de contact est décomposé en un effort normal  $P$  et un effort tangentiel  $Q$ . L'effort normal est orienté selon la normale commune aux deux surfaces (axe  $Oz$ ), l'effort tangentiel agit dans une direction appartenant au plan tangent. Ce dernier trouve son origine dans l'effet du frottement. L'amplitude de  $Q$  est donc limitée par :

$$Q \leq \mu \cdot P \quad (1.7)$$

où  $\mu$  est le coefficient de frottement.  $Q$  comporte deux composantes  $Q_x$  et  $Q_y$  agissant selon les directions  $O_x$  et  $O_y$  dans le sens opposé à la vitesse de glissement. Les valeurs limites sont donc données par les équations :

$$\begin{cases} Q_x \leq -\frac{\Delta v_x}{|\Delta v|} \mu \cdot P \\ Q_y \leq -\frac{\Delta v_y}{|\Delta v|} \mu \cdot P \end{cases} \quad (1.8)$$

où  $|\Delta v|$  est la norme de la vitesse relative des deux surfaces.

Dans les faits, l'effort normal engendre une déformation qui tend à répartir le contact sur une surface. Il devient alors possible de transmettre, en plus des efforts  $P$ ,  $Q_x$  et  $Q_y$ , des moments  $M_x$ ,  $M_y$  et  $M_z$ . La distribution de ces efforts et moments n'est pas nécessairement homogène sur la surface de contact. Pour la définir au mieux, la surface de contact est discrétisée en surfaces infinitésimales  $ds$  pour lesquelles la transmission de moment est négligée. On définit  $p$ ,  $q_x$  et  $q_y$  comme les pressions de contact normale et tangentielles agissant sur la surface  $ds$ . Les efforts et moments transmis entre les deux corps sont alors définis par :

$$\begin{cases} P = \int_S p \cdot ds \\ Q_x = \int_S q_x \cdot ds \\ Q_y = \int_S q_y \cdot ds \\ M_x = \int_S p \cdot Y_{ds} \cdot ds \\ M_y = - \int_S p \cdot X_{ds} \cdot ds \\ M_z = \int_S (q_y \cdot X_{ds} - q_x \cdot Y_{ds}) \cdot ds \end{cases} \quad (1.9)$$

avec  $X_{ds}$  et  $Y_{ds}$  coordonnées de l'élément de surface  $ds$  respectivement selon les directions  $x$  et  $y$  dans le repère  $Oxyz$ .

Afin d'alléger la lecture de ce document, les termes de "contact normal", "contact roulant" et "contact glissant" sont utilisés. Les termes "contact normal" désignent le contact d'un solide sur un autre à l'occasion d'un mouvement relatif dans la direction normale aux surfaces impliquées (direction  $z$  sur la figure 1.2.1). L'indentation est un exemple de contact normal. Les termes "contact roulant" désignent le contact évolutif d'un solide roulant sur un autre tel que défini par l'équation 1.5. Le galetage est un exemple de contact roulant. Les termes "contact glissant" désignent le contact d'un solide glissant sur un autre tel que défini par l'équation 1.4.

### 1.2.1.2 Réaction d'un solide élastique à un contact normal

Bien que l'opération de galetage induise une réponse à la fois élastique et plastique du matériau, il est intéressant d'étudier en premier lieu la réponse d'un solide élastique à une sollicitation de contact. Une première étape est l'observation du comportement d'un solide élastique sous un contact normal en deux dimensions.

La surface de contact de solides non-conformes étant extrêmement réduite, les contraintes engendrées sont concentrées en son voisinage. Si l'aire de contact est faible devant les dimensions du solide sollicité alors l'état de contraintes n'est pas affecté par la forme de la pièce. Il est alors possible de ne considérer que la partie avoisinant la zone de contact et modéliser le reste de la pièce comme un solide semi-infini. Si de plus, la dimension des solides en contact est grande dans la direction  $y$ , le problème se réduit au calcul de la réaction d'un plan élastique semi-infini sous l'hypothèse de déformations planes.

Dans ce cadre, les distributions de pressions agissant à l'interface sont uniquement dépendantes de  $x$  et notée  $p(x)$  pour la distribution de pressions normales et  $q(x)$  pour la distribution de pressions tangentielles. La figure 1.2.2 présente à titre d'exemple une distribution de pressions  $p(x)$  et  $q(x)$  pour un contact s'établissant dans la bande  $-b \leq x \leq a$ .

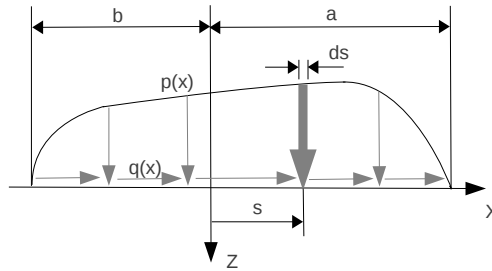


Fig. 1.2.2: Représentation schématique d'une distribution de pression sous contact

Les effets des pressions agissant en  $x = s$  sur un élément de surface  $ds$  étant assimilés à des efforts concentrés (linéiques), leur intégration sur toute la zone de contact donne la valeur des contraintes en tout point du solide :

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_x = -\frac{2z}{\pi} \int_{-b}^a \frac{p(s)(x-s)^2 ds}{\{(x-s)^2 + z^2\}^2} - \frac{2}{\pi} \int_{-b}^a \frac{q(s)(x-s)^3 ds}{\{(x-s)^2 + z^2\}^2} \\ \sigma_z = -\frac{2z^3}{\pi} \int_{-b}^a \frac{p(s) ds}{\{(x-s)^2 + z^2\}^2} - \frac{2z^2}{\pi} \int_{-b}^a \frac{q(s)(x-s) ds}{\{(x-s)^2 + z^2\}^2} \\ \sigma_{xz} = -\frac{2z^2}{\pi} \int_{-b}^a \frac{p(s)(x-s) ds}{\{(x-s)^2 + z^2\}^2} - \frac{2z}{\pi} \int_{-b}^a \frac{q(s)(x-s)^2 ds}{\{(x-s)^2 + z^2\}^2} \\ \sigma_y = \nu(\sigma_x + \sigma_z) \end{array} \right. \quad (1.10)$$

avec  $\nu$  le coefficient de de Poisson du matériau

$$\text{en } x < -b \text{ et } x > a : \bar{\sigma}_z = \bar{\sigma}_{xz} = 0 \quad (1.11)$$

et

$$\text{et en } -b \leq x \leq a : \begin{cases} \bar{\sigma}_z = -p(x) \\ \bar{\sigma}_{xz} = -q(x) \end{cases} \quad (1.12)$$

où  $\bar{\sigma}_i$  désigne les contraintes en surface ( $z = 0$ ).

En introduisant la loi de Hooke, les déformations en tout point du plan ( $xOz$ ) sont calculées avec les équations suivantes :

$$\begin{cases} \epsilon_x = \frac{\partial u_x}{\partial x} = \frac{1}{E} \left\{ (1 - \nu^2)\sigma_x - \nu(1 + \nu)\sigma_z \right\} \\ \epsilon_z = \frac{\partial u_z}{\partial z} = \frac{1}{E} \left\{ (1 - \nu^2)\sigma_z - \nu(1 + \nu)\sigma_x \right\} \\ \epsilon_{xz} = \frac{\partial u_x}{\partial z} + \frac{\partial u_z}{\partial x} = \frac{2(1 + \nu)}{E} \epsilon_{xz} \\ \epsilon_y = 0 \end{cases} \quad (1.13)$$

où  $E$  est le module d'élasticité.

Ces formules permettent d'estimer l'état de contraintes et de déformations dans un solide élastique sous l'action de pressions distribuées. Cependant, pour une grande partie des problèmes de contact, les conditions aux limites sont exprimées en déplacement, voire par une combinaison déplacement / pression. Par exemple, dans le cas de l'indentation sans frottement d'un solide élastique par un solide rigide, leurs formes respectives imposent le déplacement normal de la surface  $u_z(x)$ , tandis que l'absence de frottement implique  $q(x) = 0$ . En revanche, si l'on considère le frottement, deux cas surviennent : (1) le cas où les deux solides sont adhérents et pour lequel les déplacements de la surface  $\bar{u}_z(x)$  et  $\bar{u}_x(x)$  sont déterminés à partir de la forme des corps et (2) le cas où les solides sont en glissement et pour lequel  $u_z(x)$  est déterminé à partir de la forme des corps et la pression tangentielle  $q(x)$  est définie par  $|q(x)| = \mu.p(x)$ . Dans tous les cas, la relation liant les déplacements de la surface dans la zone de contact aux distributions de pressions s'écrit, en généralisant au contact de deux solides déformables :

$$\begin{cases} \int_{-b}^a \frac{q(s)}{x-s} ds = -\pi\beta p(x) - \frac{1}{2}\pi E^* \frac{\partial \bar{u}_x}{\partial x} \\ \int_{-b}^a \frac{p(s)}{x-s} ds = \pi\beta q(x) - \frac{1}{2}\pi E^* \frac{\partial \bar{u}_z}{\partial x} \end{cases} \quad (1.14)$$

avec  $\beta$  une mesure de la différence de comportement des deux solides caractérisés par leurs modules de cisaillement  $G_1$  et  $G_2$  ainsi que leurs coefficients de Poisson  $\nu_1$  et  $\nu_2$  :

$$\beta = \frac{1}{2} \frac{(1 - 2\nu_1)/G_1 - (1 - 2\nu_2)/G_2}{(1 - \nu_1)/G_1 - (1 - \nu_2)/G_2} \quad (1.15)$$

et  $E^*$  le module d'Young équivalent sous l'hypothèse de déformations planes :

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (1.16)$$

Il est intéressant d'examiner le cas de contact normal avec friction. Le contact de deux corps élastiques constitués d'un même matériau génère une déformation tangentielle au niveau de l'interface dont la particularité est d'être complètement symétrique par rapport au plan tangent. La déformation tangentielle surfacique des deux solides est égale en tout point de l'interface. Ainsi, aucune pression tangentielle n'est transmise et les contraintes et déformations sont déterminées en s'appuyant sur la théorie proposée par Hertz. Dans le cas de deux solides en contact constitués de matériaux différents, l'écart de comportement mécanique des deux corps induit des réactions différentes. L'écart de déformation entre les deux solides donne lieu à une distribution de pression tangentielle  $q(x)$ . L'augmentation de  $|q(x)|$  au-delà de  $\mu \cdot p(x)$  génère des glissements locaux appelés micro-glissements.

En premier lieu, l'hypothèse d'adhérence totale est admise (le frottement est suffisant pour éviter tout glissement). Les conditions aux limites du problème sont alors posées en déplacements. Les déplacements de l'interface  $\bar{u}_z(x)$  et  $\bar{u}_x(x)$  sont définis par les profils en contact et il s'agit alors de calculer  $p(x)$  et  $q(x)$  selon l'équation (1.14). Or, ces équations se retrouvent couplées et leur résolution devient délicate. Une solution, initialement développée par Goodman ([26]) et généralement adoptée dans les problèmes de contact, consiste à négliger l'influence de la distribution de pression tangentielle  $q(x)$  sur la distribution de pression normale  $p(x)$ , ce qui revient à considérer le terme  $\pi\beta q(x)$  comme nul. Les équations (1.14) sont alors découplées et la distribution de pression  $p(x)$  est définie par la théorie de Hertz. Le calcul de la distribution de pression tangentielle  $q(x)$  nécessite d'y porter plus d'attention.

L'exemple du contact normal de deux cylindres d'axes parallèles illustre bien la démarche de calcul. Leurs longueurs sont supposées suffisamment grandes pour considérer le problème comme plan. Le problème étant symétrique, le contact s'établit dans la zone  $-a \leq x \leq a$ . La distribution de pression  $p(x)$  s'écrit alors, d'après Hertz :

$$p(x) = \frac{2P}{\pi a^2} (a^2 - x^2)^{\frac{1}{2}} \text{ pour } -a < x < a \quad (1.17)$$

et

$$p(x) = 0 \text{ pour } |x| \geq a \quad (1.18)$$

avec  $P$  l'effort normal et  $a$  la demi-largeur de contact définie comme :

$$a = \left( \frac{4PR^*}{\pi E^*} \right)^{1/2} \quad (1.19)$$

avec  $R^*$  le rayon équivalent au sens de Hertz défini à partir de  $R_1$  et  $R_2$ , les rayons des deux surfaces :

$$R^* = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2} \quad (1.20)$$

Le calcul de la distribution de pression tangentielle  $q(x)$  (équation supérieure du système (1.14)) est moins évident. En effet, l'expression de la condition aux limites en déplacement  $\frac{\partial \bar{u}_x}{\partial x}$  intervenant dans l'expression de  $q(x)$  est issue de la résolution du problème sous chargement progressif. La figure 1.2.3 montre le chemin suivi par un élément de surface sous un contact normal dont l'effort est appliqué progressivement. Au premier stade du chargement, le contact s'effectue en un point. Puis, l'augmentation de l'effort normal  $P$  génère une augmentation de l'aire de contact. A chaque instant, la surface du plan semi-infini subit une déformation tangentielle  $\frac{\partial \bar{u}_x}{\partial x}$ . Or, l'hypothèse d'adhérence totale a été admise. Ainsi, dès qu'un élément de surface entre dans la zone de contact, la valeur de la déformation tangentielle en ce point est figée. Alors, d'après la condition d'auto-similarité formulée par Spence ([27]) et valable pour les corps dont la fonction de forme est polynomiale, l'expression du déplacement tangentiel à l'intérieur de la région de contact prend la forme suivante :

$$\frac{\partial \bar{u}_x}{\partial x} = C |x| \text{ pour } -a < x < a \quad (1.21)$$

avec  $C$  une constante à déterminer par la condition  $q(|a|) = 0$  nécessaire au respect de la continuité de  $q(x)$  aux extrémités du contact.

L'expression de  $q(x)$  pour le cas du contact normal de deux cylindres d'axes parallèles sous condition d'adhérence s'écrit alors :

$$q(x) = \frac{2P\beta}{\pi^2 a^2} \left[ (a^2 - x^2)^{\frac{1}{2}} \ln \left| \frac{a+x}{a-x} \right| + x \ln \left( \frac{a + (a^2 - x^2)^{\frac{1}{2}}}{a - (a^2 - x^2)^{\frac{1}{2}}} \right) \right] \text{ pour } -a < x < a \quad (1.22)$$

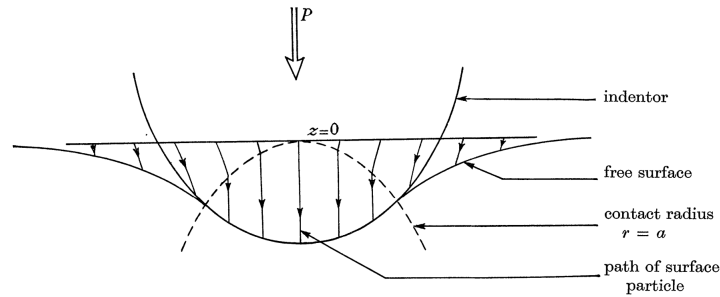


Fig. 1.2.3: Déformation incrémentale de la surface sous contact normal ([27])

et

$$q(x) = 0 \text{ pour } |x| \geq a \quad (1.23)$$

L'étude des distributions de pression générées par le contact normal de corps constitués de matériaux différents montre que le ratio  $\frac{q(x)}{p(x)}$  tend vers l'infini aux bords de la zone de contact. La figure 1.2.4 présente des distributions de pressions  $q(x)$  et  $\mu.p(x)$  telles que définies précédemment. Il apparaît alors deux points particuliers pour lesquels  $|q(x)| = \mu.p(x)$ . Or, la pression tangentielle étant limitée par  $\mu.p(x)$ , un glissement s'amorce à chaque extrémité de la zone de contact. L'apparition de zones de glissement, aussi limitées soient elles est donc inévitable.

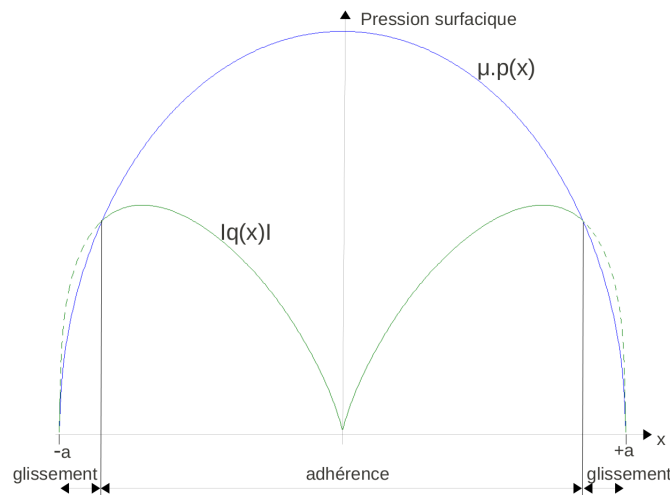


Fig. 1.2.4: Représentation schématique 2D des pressions surfaciques générées par le contact normal de deux cylindres d'axes parallèles

### 1.2.1.3 Réaction d'un solide élastique à un contact roulant

Le mouvement de roulement a été défini comme une rotation relative de deux solides selon un axe appartenant au plan tangent. Mais cette définition n'est pas suffisante pour déterminer



les distributions de pressions  $p$  et  $q$  appliquées sur l'interface. En effet, dans le cas où le coefficient de frottement  $\mu$  est différent de zéro, il est possible de transmettre des moments, orientés selon l'axe de rotation des solides. Deux cas doivent alors être distingués : le cas de roulement libre pour lequel l'effort tangentiel résultant  $Q$  est nul et le cas de roulement tractant pour lequel un couple est transmis.

Mis à part quelques cas spécifiques, l'utilisation d'éléments roulants libres en rotation convient bien à la mise en œuvre du galetage. En régime établi, le couple  $M_z$  transmis par la pièce à l'élément roulant de l'outil est faible. L'hypothèse qui revient à négliger ce couple paraît donc acceptable. L'étude du galetage se rapporte alors à un problème de contact roulant libre.

Comme pour le cas du contact normal, le contact roulant de solides de comportements mécaniques différents génère une distribution de pression tangentielle au niveau de l'interface. La démarche de résolution du problème de contact normal de deux cylindres d'axes parallèles s'applique également lorsque ces deux mêmes cylindres se trouvent en contact roulant. Ainsi, sous l'hypothèse d'indépendance de  $p(x)$  par rapport à  $q(x)$ , la distribution de pression normale est définie par la théorie de Hertz (équation (1.17)). Toutefois, la condition aux limites en déplacement  $\frac{\partial \bar{u}_x}{\partial x}$  impliquée dans le calcul de  $q(x)$  est différente dans le cas de contact normal et contact roulant.

En régime établi, un élément de surface situé en amont de l'élément roulant est déformé tangentiellement. A mesure que l'élément roulant s'approche, la déformation tangentielle augmente jusqu'à atteindre la zone contact. A cet instant, sous l'hypothèse d'adhérence, plus aucune déformation tangentielle n'est possible tant que l'élément de surface se trouve dans la zone de contact. Ainsi, la condition aux limites en déplacement s'écrit :

$$\frac{\partial \bar{u}_x}{\partial x} = \xi \text{ pour } -a \leq x \leq a \quad (1.24)$$

$\xi$  étant une constante communément appelée coefficient de fluage, représentant la différence de vitesse des deux solides. Comme pour le cas du contact normal la constante  $\xi$  est déterminée par la condition de continuité de  $q(x)$  aux extrémités de la zone de contact.

L'expression de la pression tangentielle est alors :

$$q(x) = \frac{2P\beta}{\pi^2 a^2} (a^2 - x^2)^{\frac{1}{2}} \ln \left| \frac{a+x}{a-x} \right| \quad (1.25)$$

dans la zone d'adhérence, et  $q(x) = \mu.p(x)$  dans les zones de glissement. Les contraintes engendrées par ces sollicitations sont calculées à l'aide de l'équation (1.10).

### 1.2.1.4 Comparaison des sollicitations de contact roulant libre et normal sur un solide élastique

Dans les sections précédentes les expressions des distributions de pressions tangentielle et normales nécessaires à la résolution des problèmes de contact normal et roulant libre de deux cylindres d'axes parallèles ont été établies. La différence entre ces deux sollicitations se situe dans l'expression de la distribution de pression tangentielle  $q(x)$ . La figure 1.2.5 présente un comparatif entre les distributions de pressions (sous une forme adimensionnelle) générées par ces deux sollicitations pour différents coefficients de frottement, toutes autres valeurs étant égales par ailleurs.  $p_0$  représente la contrainte maximum au sens de Hertz, le paramètre  $\beta$  est fixé arbitrairement à 0.3.

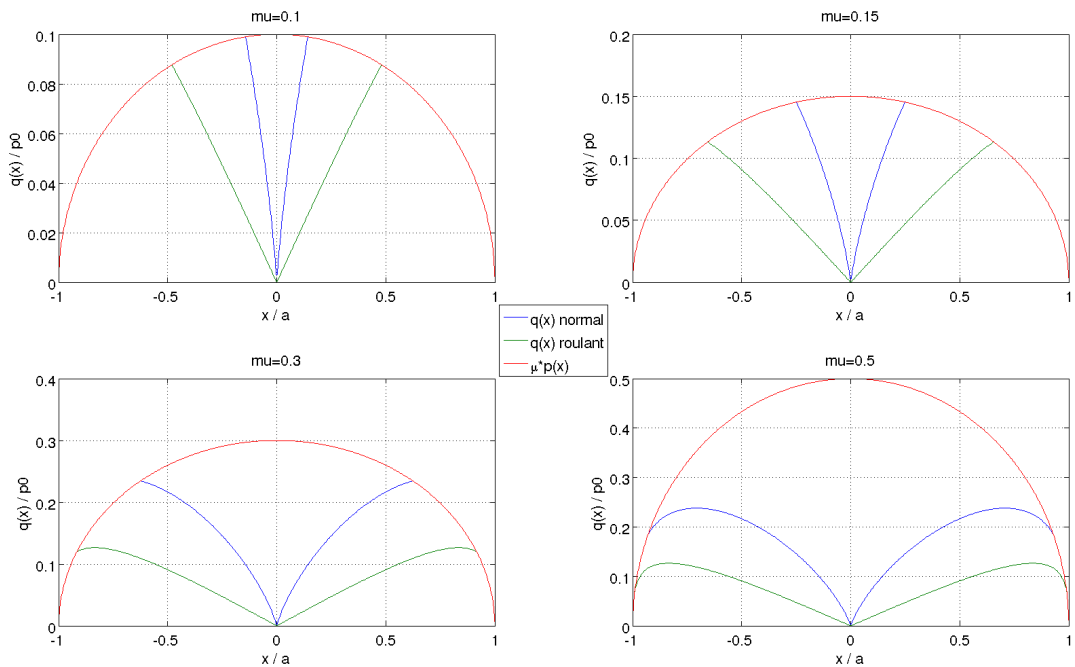


Fig. 1.2.5: Distributions de pressions générées par un contact normal et un contact roulant pour différents coefficients de frottement

Les fonctions  $q(x)_{normal}$  et  $q(x)_{roulant}$  présentent une forme semblable mais leurs amplitudes sont différentes. Or,  $q(x)$  étant limité par  $\mu.p(x)$ , chacune des deux fonctions tend vers  $p(x)$  lorsque  $\mu$  est faible.

Il est alors intéressant d'étudier dans quelle proportion cette différence dans l'expression de  $q(x)$  influence l'amplitude des contraintes générées. Pour cela, il est nécessaire de se placer dans le cas où la différence est maximale, c'est-à-dire lorsque le coefficient de frottement approche 1 et lorsque les zones de glissement sont minimales. Les figures 1.2.6 et 1.2.7

présentent l'état de contraintes, calculé d'après l'équation (1.10), respectivement pour les cas de contact normal et contact roulant libre d'un cylindre rigide sur un plan semi-infini élastique.

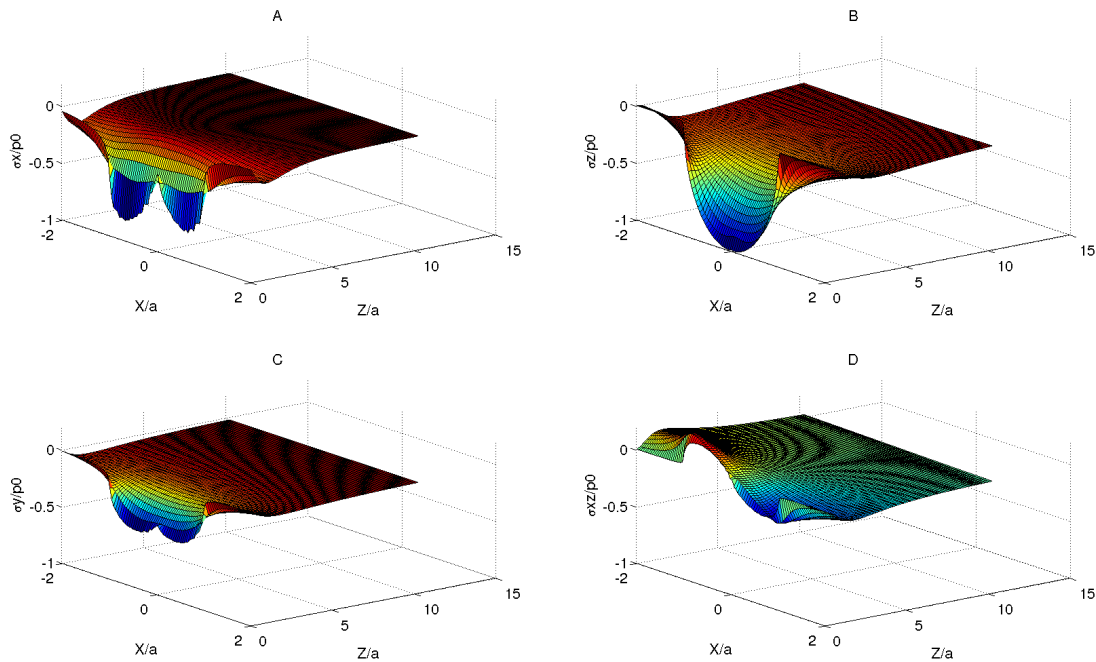


Fig. 1.2.6: État de contrainte adimensionnelle sous contact normal d'un cylindre rigide sur un plan semi-infini élastique. A : contrainte tangentielle  $\sigma_x$ , B : contrainte normale  $\sigma_z$ , C : contrainte hors plan  $\sigma_y$ , D : contrainte de cisaillement  $\sigma_{xz}$

L'amplitude et la distribution des contraintes sont dans l'ensemble similaires pour les deux sollicitations. Pour preuve, les coefficients de corrélation établis selon la définition de Pearson sont les suivants :

$$\begin{cases} r_{\sigma_x} = 0,9852 \\ r_{\sigma_y} = 0,9971 \\ r_{\sigma_z} = 0,9993 \\ r_{\tau} = 0,9939 \end{cases}$$

Une différence dans la distribution de la contrainte tangentielle en surface et au centre de la zone de contact est toutefois notable. Elle s'explique simplement par le fait que la différence de condition aux limites  $\frac{\partial \bar{u}_x}{\partial x}$  est maximale en ce point. De plus, dans le cas du contact roulant, le matériau localisé sous la surface subit une contrainte de cisaillement dont le sens est alterné. Ce cycle de chargement - déchargement appliqué à un matériau élasto-plastique peut générer des phénomènes particuliers qui sont discutés dans la partie (1.2.2.1).

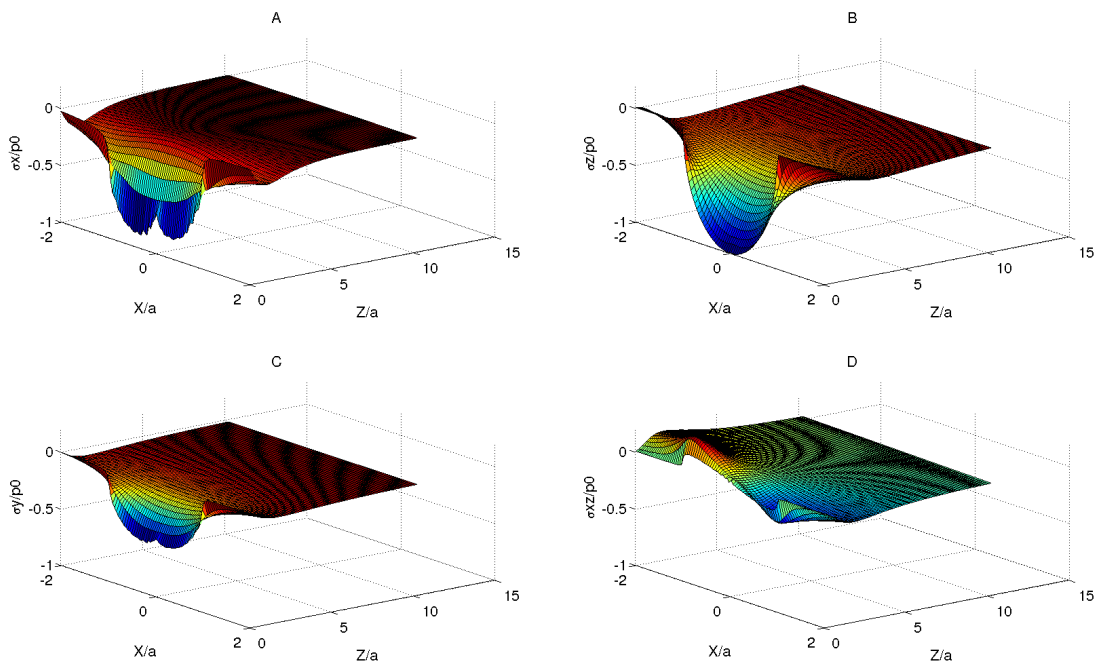


Fig. 1.2.7: État de contrainte adimensionnelle sous contact roulant d'un cylindre rigide sur un plan semi-infini élastique. A : contrainte tangentielle  $\sigma_x$ , B : contrainte normale  $\sigma_z$ , C : contrainte hors plan  $\sigma_y$ , D : contrainte de cisaillement  $\sigma_{xz}$

## 1.2.2 Discussion

Sous certaines hypothèses, principalement solide purement élastique et surfaces de contact parfaitement lisses, un modèle analytique de comportement mécanique sous l'effet d'un contact roulant peut être établi. Ce modèle, bien que simple, met en évidence les effets essentiels du contact et procure ainsi une base pour l'étude de problèmes plus complexes comme celui de galetage. Cette section traite de l'influence qu'aurait l'invalidation d'une ou des deux hypothèses principales sur les mécanismes mis en évidence.

### 1.2.2.1 Effet du comportement plastique

Dans la réalité, l'hypothèse de comportement parfaitement élastique est rarement satisfaite. Ceci est directement lié à la seconde hypothèse limitante : la considération de surfaces parfaitement lisses. En effet, toute surface, quel qu'en soit le mode d'obtention, possède des irrégularités. Dès lors, dans les premières phases du contact, les contraintes, localisées sur les aspérités, atteignent rapidement la limite d'élasticité. Il est alors nécessaire de considérer le comportement plastique des corps.

La prise en compte de la plasticité dans les modèles analytiques de contact est possible, mais limitée à un comportement parfaitement plastique. L'écrouissage, qui modifie les propriétés mécaniques de façon notable est alors négligé. Toutefois, l'étude analytique du contact roulant sur un matériau intégrant de la plasticité met en évidence des phénomènes particulièrement intéressants : (1) la génération de contraintes résiduelles, (2) l'accumulation des déformations en cas de roulement répété et (3) la modification de la surface de contact.

Les contraintes générées par le contact roulant sont principalement localisées sous le contact. S'il y a lieu, les déformations plastiques apparaîtront donc préférentiellement dans cette zone. Cette distribution hétérogène de déformations permanentes est à l'origine de contraintes appelées alors contraintes résiduelles qui persistent même en l'absence de sollicitations extérieures. Lors d'un futur chargement, le matériau sera alors soumis à l'effet combiné des contraintes résiduelles et des contraintes de ce nouveau contact.

L'exploitation des modèles analytiques a également mis en évidence l'alternance de signe de la contrainte de cisaillement sous la surface. Une sollicitation de roulement répétée produit alors un chargement cyclique alterné cisaillement positif - cisaillement négatif. La réponse d'un matériau élasto-plastique à une sollicitation cyclique est complexe et variable d'un matériau à l'autre. Un chargement cyclique asymétrique génère une accumulation du cisaillement dans une pièce soumise à un contact roulant répété et peut mener à l'endommagement, voire à la rupture du composant. Il faut toutefois noter que cet effet n'intervient généralement que pour un nombre de cycles important.

Enfin, un autre effet impliqué par le comportement élasto-plastique est la modification de la surface de contact. Une étude publiée par Mandel en 1967 ([28]) et résumée par Johnson dans ([25]) met en évidence trois modes de déformation lors de l'application d'un cylindre rigide roulant sur un solide parfaitement plastique. Le mode mis en jeu dans le cas du contact roulant libre et du roulement tracté révèle la formation d'un bourrelet en amont du contact. Toutefois, la hauteur de ce bourrelet tend à disparaître lorsque  $Q$  tend vers 0 (contact roulant libre). Ce constat n'est pour autant valable que pour le cas de surfaces lisses, où la condition de déformation plastique à volume constant impose une hauteur de surface constante en amont comme en aval du contact. Dans le cas contraire (i.e. surfaces imparfaites), l'écrasement des pics par un contact roulant génère une différence de niveau entre la zone amont et la zone aval. La surface de contact se trouve alors légèrement asymétrique par rapport au plan  $(yOz)$ .

### 1.2.2.2 Effet de la rugosité

Les modèles analytiques présentés jusqu'ici traitent du contact de surfaces parfaitement lisses. Or, la présence d'irrégularités en surface réduit la surface de contact, concentrant

ainsi les déformations sur leurs sommets.

L'étude, par un modèle analytique, du contact normal d'un plan dont la surface est pourvue d'irrégularités périodique par un plan rigide parfaitement lisse sous les hypothèses de comportement purement élastique, de déformations planes et de contact sans frottement montre que la distribution de pression normale générée tout au long de l'écrasement est encadrée par deux cas extrêmes ([25]). La figure 1.2.8 présente des situations de contact entre un solide 2D rigide de surface plane et un solide 2D élastique délimité par une surface irrégulière. Sur cette figure  $p^*$  est l'amplitude de la pression de contact  $p(x)$ ,  $\lambda$  est la période de la pression de contact  $p(x)$ ,  $a$  est la demi-largeur de contact,  $b$  est la demi-largeur libre,  $\Delta$  est la demi-hauteur de rugosité,  $\bar{p}$  est la valeur moyenne de la pression de contact  $p(x)$ .

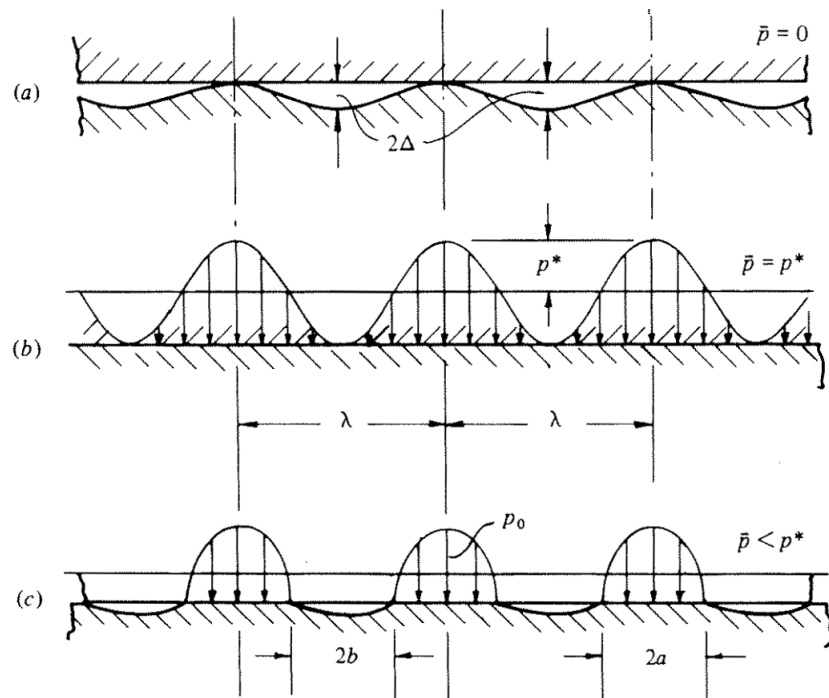


Fig. 1.2.8: Contact d'une surface pourvue d'une rugosité avec un plan élastique semi-infini. (a) Déchargé ( $\bar{p} = 0$ ), (b) Contact total ( $\bar{p} = p^*$ ), (c) Contact partiel ( $\bar{p} < p^*$ ) ([25]).

Dans les premiers stades de l'écrasement, la distribution de pression est discontinue et localisée sur les crêtes. La distance séparant les zones de contact  $2b$  est suffisante pour satisfaire l'hypothèse d'indépendance des sollicitations et la distribution de pression normale est directement fonction du déplacement. L'écrasement progressant, les zones de contact tendent à se rejoindre et il ne reste plus qu'une faible zone non sollicitée. L'hypothèse d'indépendance des sollicitations n'est alors plus respectée. Une solution est trouvée en approchant le comportement de cette zone libre par celui d'une fissure sous pression.

L'étude expérimentale et la modélisation d'une sollicitation similaire ont été réalisées par Childs ([29]) sous hypothèse de comportement parfaitement plastique. Une surface plastique

crénelée régulièrement est écrasée par un poinçon rigide plat (figure 1.2.9). Il en ressort une conclusion importante. L'écrasement plastique des crêtes d'une surface périodique est limité par un rapport entre largeur de la zone de contact et période de la surface ( $l/\lambda$ ). Pour le cas présenté dans la figure 1.2.9, ce ratio limite s'élève à 0.81. Cela signifie que, dans certains cas, l'écrasement plastique total des pics de rugosité est impossible. Tout effort supplémentaire génère une déformation globale. Le modèle construit explique en partie ce phénomène sans toutefois parvenir à le décrire totalement.

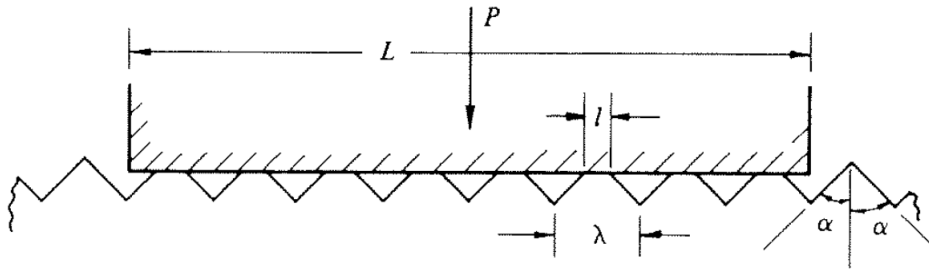


Fig. 1.2.9: Écrasement d'une surface plastique crénelée régulièrement par un poinçon rigide ( $\alpha = 65^\circ$ ) ([25])

### 1.2.2.3 Correspondance entre contact roulant et contact normal

Dans la section 1.2.1.4, les sollicitations de contact roulant libre et contact normal sur un solide élastique ont été comparées. L'étude a révélé une forte correspondance entre les champs de contraintes générés. De plus, l'expression de la distribution de pression normale étant similaire, l'écart entre les deux cas est diminuée par un faible coefficient de frottement. Ainsi, à tout instant, la réaction d'un plan semi-infini élastique sous l'effet d'un contact roulant libre peut être estimée par la réaction du même solide sous l'effet d'un contact normal. L'intérêt d'une telle approximation n'est pas évident dans le cas d'une résolution analytique du problème (la complexité du problème est inchangée), mais apporte une réelle plus-value dans la réduction de la taille du problème numérique (c'est l'une des hypothèses implicites du modèle de Röttger [23]).

La correspondance entre contact roulant et contact normal se vérifie sous l'ensemble des hypothèses formulées tout au long de ce chapitre, à savoir : déformations planes, comportement élastique et surfaces parfaitement lisses. Cependant, dans le cas du galetage ces hypothèses ne sont pas respectées. Qu'en est-il alors de l'équivalence entre les sollicitations de contact roulant libre et contact normal ?

Premièrement, l'hypothèse de déformations planes suggère une déformation nulle dans la direction de l'axe du cylindre, c'est-à-dire la direction de l'axe du galet. Cette représentation

idéale ne peut être approchée qu'avec un galet d'une longueur importante. L'hypothèse de déformations planes est alors respectée dans les zones suffisamment éloignées des bords. Or, l'opération de galetage telle que présentée section 1.1.1.1, de par l'orientation du galet, ne satisfait pas cette condition. Toutefois, le raisonnement présenté sous hypothèse de déformations planes pour des raisons de simplicité est identique pour une sollicitation générant des déformations tri-axiales comme le contact roulant d'une bille. Les conclusions sont alors similaires : la réaction d'un solide semi-infini élastique sous contact roulant est proche de la réaction du même solide à un contact normal.

Deuxièmement, le galetage, de par le contact de surfaces imparfaites, génère des contraintes fortement localisées et donc des déformations conséquentes. L'effet de la prise en compte de la plasticité sur les mécanismes de contact est développé dans la section précédente et se traduit en résumé par la génération de contraintes résiduelles, l'accumulation des déformations suite aux passages successifs et la modification de la surface de contact. La différence entre contact roulant et contact normal doit être étudiée en considérant ces trois effets supplémentaires.

D'une part, le contact roulant génère des déformations plastiques tout au long de sa trajectoire. Chaque nouveau passage produit une déformation plastique supplémentaire qui contribue à la génération de nouvelles contraintes résiduelles. A chaque instant, la sollicitation à laquelle est soumis le solide est une combinaison des contraintes de contact et des contraintes résiduelles générées à l'instant précédent. D'autre part, lors d'un contact normal, le matériau est vierge de toute contrainte. Le solide est donc uniquement soumis à l'action des contraintes de contact. Un état de contraintes similaire à celui obtenu par contact roulant ne peut donc être obtenu que par une suite d'indentations (ou contacts dans la direction normale).

Une symétrie de la contrainte de cisaillement sous le contact (normal comme roulant) a été mise en évidence. Là encore, la différence entre contact roulant libre et contact normal se situe dans l'évolution temporelle de la zone sollicitée. Un élément de matière sous un contact roulant subit en alternance un cisaillement positif puis négatif à chaque passage, phénomène évidemment absent sous contact normal. L'impact d'une telle sollicitation dépend du comportement du matériau. Le degré de correspondance entre contact roulant libre et contact normal est donc, de ce point de vue, dépendant du comportement cyclique du matériau.

Enfin, la prise en considération du caractère imparfait des surfaces génère deux phénomènes intimement liés : la localisation des contraintes sur les crêtes et une variation permanente de la hauteur de la surface. Le contact roulant de surfaces lisses, de par les hypothèses de solides semi-infinis et de déformation plastique à volume constant, interdit toute déformation permanente de la hauteur de la surface. La hauteur de la surface en amont comme en aval du contact est identique. Les zones de contact générées par un contact roulant et un contact



normal sont alors équivalentes. Cependant la forme irrégulière des surfaces réelles engendre un mode de déformation différent. La sollicitation concentrée sur les crêtes tend à écraser les pics et à lisser la surface. La hauteur apparente de la surface est donc différente en amont et en aval d'un contact roulant. La zone de contact se trouve alors déplacée vers l'avant du contact roulant contrairement à la zone de contact générée par un contact normal isolé.

Finalement, la modélisation du galetage nécessite que certaines hypothèses utilisées pour établir la correspondance entre contact roulant libre et contact normal soient rejetées. Il existe alors des différences, difficilement quantifiables, entre les deux sollicitations. Elles se situent principalement au niveau des contraintes résiduelles et de la forme de la surface de contact.

### 1.2.2.4 Limite des modèles analytiques de contact

Chacun des modèles analytiques présentés tout au long de ce chapitre contribue à renforcer une représentation globale du comportement de la matière sous le contact. Les modèles analytiques établis pour des solides purement élastiques permettent d'estimer qualitativement les distributions de contraintes générées par un contact roulant. Ce sont des outils relativement simples pour déterminer l'influence de facteurs tels que le coefficient de frottement. La modélisation du contact normal d'un solide parfaitement plastique permet de mettre en évidence le mécanisme de génération de contraintes résiduelles et l'éventualité d'accumulation de déformations plastiques sous roulement répété. Enfin, l'étude de Childs ([29]) met en évidence une limite dans l'écrasement plastique d'une surface rugueuse. Toutes ces informations sont précieuses car elles permettront de formuler rigoureusement des hypothèses pour la modélisation de l'opération de galetage.

Toutefois, la construction d'un modèle complet de galetage intégrable par une méthode analytique paraît impossible. Bien qu'extrêmement instructive, la base de modèles présentée ici possède des limites incompatibles avec le problème de galetage, la principale étant la loi de comportement matériau bornée à un modèle parfaitement plastique. Pour prendre en compte un comportement élasto-plastique avec écrouissage, une alternative consiste alors à faire appel à une technique de résolution numérique des équations aux dérivées partielles. La plus usuellement employée pour résoudre les problèmes de mécanique des milieux continus est la méthode des Éléments Finis.

## 1.3 Conclusion

Dans un premier temps, ce chapitre a décrit précisément le procédé d'étude et en a identifié les paramètres de pilotage. Ensuite, l'étude des modèles analytiques de comportement mécanique sous l'effet d'un contact a apporté un degré accru de compréhension des phénomènes physiques en jeu et a permis d'établir une correspondance entre les sollicitations de contact roulant libre et contact normal sous certaines hypothèses. Il a été montré que lorsqu'une (ou plusieurs) de ces hypothèses est invalidée, des phénomènes divergents apparaissent qui tendent à abaisser le degré de correspondance entre les deux sollicitations. De plus, il a été conclu que la construction d'un modèle analytique de galetage n'est pas envisageable. La résolution du problème mécanique posé par le galetage doit donc passer par une méthode de résolution numérique.



## Chapitre 2

# Étude numérique comparative du contact roulant et du contact normal

Le problème mécanique posé par la modélisation du galetage ne peut être résolu que par une méthode numérique. La méthode retenue pour cela est la plus répandue, la technique des Éléments Finis. Or, la particularité même de ce problème mécanique (déformations de faibles ampleurs devant les dimensions de la pièce) implique un nombre important d'éléments, ce qui engendre des temps de calculs considérables. Dès lors, il paraît intéressant de chercher à réduire ce problème, comme l'ont fait précédemment Röttger ([23]) et Yen ([24]), de façon à alléger le modèle numérique de galetage et ainsi faciliter l'emploi d'un tel outil dans un contexte industriel.

Le chapitre 1 a mis en évidence que, sous les hypothèses d'élasticité des corps et de surfaces parfaitement lisses, la sollicitation de contact roulant peut être approchée par une suite de sollicitations d'indentations. Toutefois, l'extrapolation de la correspondance entre contact roulant et contact normal en dehors des hypothèses formulées n'est pas triviale. En particulier, l'influence d'un comportement de type élasto-plastique sur le mécanisme de contact roulant est peu documentée.

Dans ce chapitre, la mécanique du contact roulant dans le cadre de l'élasto-plasticité est analysée. La première partie s'attache à étudier l'effet de la plasticité sur des modèles simples de contact roulant en deux dimensions. La seconde prolonge cette étude dans un espace à trois dimensions pour le cas de surfaces lisses puis irrégulières. Enfin, pour chacun de ces cas, l'approximation de Röttger ([23]) et Yen ([24]) consistant à substituer la sollicitation de contact roulant par une suite d'indentations est évaluée.

La majorité des modèles de contact roulant présentés dans ce chapitre sont évalués sous hypothèse de frottement nul. Seule une pression de contact normale est donc transmise entre

les deux corps. Les efforts de contact passant tous par le centre de l'élément roulant, la sollicitation de contact roulant est équivalente à une sollicitation de contact glissant (telle que définie dans la section 1.2.1.1). C'est cette dernière configuration qui est retenue pour modéliser la sollicitation de contact roulant afin de limiter le nombre de degrés de liberté du modèle.

### 2.1 Modèles en deux dimensions

La sollicitation de contact roulant est, dans cette section, étudiée grâce à des modèles numériques en deux dimensions. Ces modèles, relativement simples, traduisent le comportement de la matière dans des cas certes idéaux, mais représentant toutefois la réponse du matériau dans des cas extrêmes de la réalité.

En effet, en fonction du mode d'obtention de la pièce à galeter, la topologie de la surface varie. Une pièce usinée comporte d'importantes stries alors qu'une pièce rectifiée ou superfinie présente une surface plus lisse. Sous l'hypothèse de déformations planes, le modèle en deux dimensions reproduit le comportement sous contact de corps de longueurs importantes dans la troisième dimension de l'espace. Cette configuration se rapproche alors du galetage de la portion centrale d'une pièce superfinie par un galet cylindrique circulaire d'axe parallèle à l'axe de la pièce. En revanche, sous l'hypothèse de contraintes planes, le modèle décrit le comportement sous contact de corps de longueurs faibles dans la troisième dimension de l'espace. Les solides se comportent alors comme de fines tranches de matière. Le problème de galetage tend vers ce cas lorsqu'une fine strie d'usinage est sollicitée par l'élément roulant.

Sur une base commune, constituée par la sollicitation par contact roulant d'un plan semi-infini par un galet cylindrique, deux modèles distincts sont construits : l'un en déformations planes, l'autre en contraintes planes.

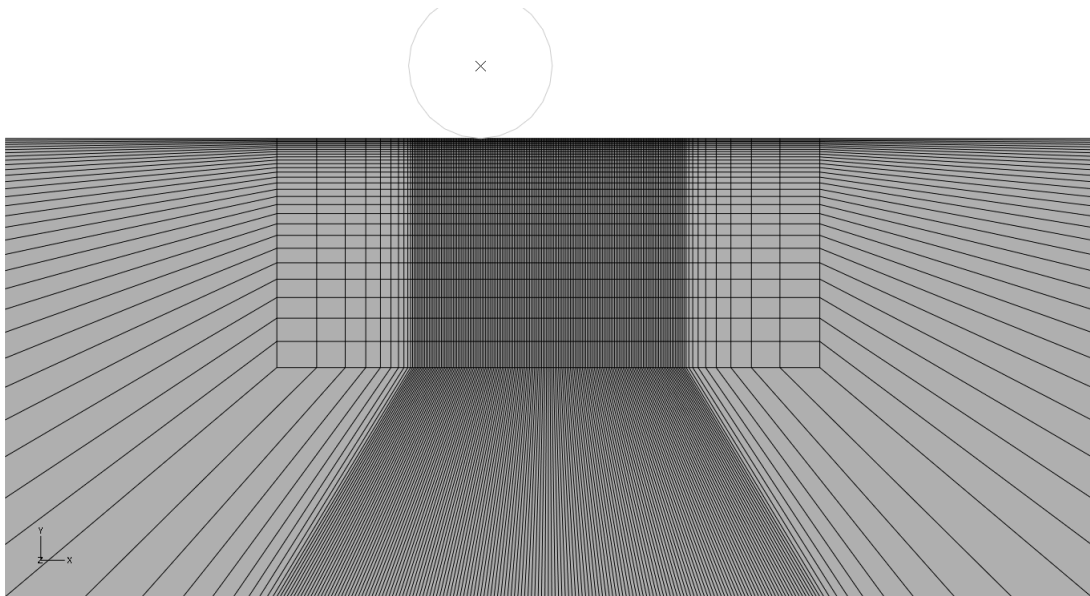
#### 2.1.1 Description des modèles

##### Géométries

La section modélisée est définie, dans un repère cylindrique porté par la pièce, par le plan  $(r0z)$ . Seule une section élémentaire représentative de la couche superficielle de la pièce est modélisée. Le diamètre de la pièce est supposé suffisamment important pour considérer la surface de la pièce comme plane. Afin de prendre en compte l'effet de la partie non-modélisée de la pièce, une zone semi-infinie est construite en périphérie. Le galet est modélisé par une surface analytique circulaire de diamètre  $\phi_{Galet} = 3 \text{ mm}$ .

## Maillage

Le plan est discrétisé en 5400 éléments lagrangiens parallélépipédiques à interpolation linéaire. Le maillage est homogène dans la partie sollicitée par l'élément roulant puis la taille de maille augmente en s'en éloignant. La zone semi-infinie est constituée de 239 éléments semi-infinis parallélépipédiques à interpolation linéaire. Ces éléments comportent quatre nœuds. Les deux premiers sont communs aux éléments finis constituant la frontière. Les deux seconds sont définis par une symétrie centrale d'un point de référence, appelé pôle, par rapport à chacun des nœuds de frontière ([30]). Le pôle est placé au centre de la zone de sollicitation. Le maillage est présenté figure 2.1.1.



*Fig. 2.1.1: Maillage des modèles de contact roulant en deux dimensions*

## Loi de comportement

Le modèle retenu pour représenter le comportement du matériau de la pièce est de type élasto-plastique isotrope à écrouissage isotrope. Il s'agit du modèle identifié dans la section 3.1.3. Un récapitulatif est donné dans le tableau 3.4. Le galet est quant à lui considéré comme parfaitement rigide.

## Conditions aux limites

La cinématique du galet est définie en deux étapes. Une première étape d'entrée dans la matière durant laquelle le galet subit un déplacement normal à la surface (direction  $y$ ). Une seconde étape de roulement caractérisée par un déplacement du galet parallèle à la surface (direction  $x$ ), le déplacement normal du galet étant maintenu à la valeur imposée à l'étape

## 2. ÉTUDE NUMÉRIQUE COMPARATIVE DU CONTACT ROULANT ET DU CONTACT NORMAL

	$U_x$ galet	$U_y$ galet	$UR_z$ galet
Étape 1 : Contact normal	0	-0,02 mm	0
Étape 2 : Contact roulant	4 mm	-0,02 mm	0

Tab. 2.1: Conditions aux limites du modèle de contact roulant en deux dimensions

précédente. Les conditions aux limites en déplacement sont rappelées dans le tableau 2.1.  $U_x$  et  $U_y$  représentent des translations respectivement dans les directions  $x$  et  $y$ ,  $UR_z$  représente une rotation autour de la direction  $z$ .

### Interactions

La gestion du contact recourt à un algorithme de contact rigide maître-esclave pour lequel la composante de contact tangentielle est ignorée. Le galet ne transmet donc à la pièce qu'une pression normale à la surface.

### Schéma de résolution

Le problème est formulé selon le principe d'équilibre quasi-statique et résolu par un schéma d'intégration implicite fondé sur une méthode de Newton.

## 2.1.2 Résultats sous hypothèse de contraintes planes

### 2.1.2.1 Évolution de la surface de contact

La sollicitation étant imposée en déplacement, les pressions de contact (ou efforts de contact aux nœuds) traduisent la réaction du matériau. La figure 2.1.2 représente l'évolution de la distribution des efforts de contact aux nœuds dans la phase d'amorçage du contact roulant. La longueur des flèches traduit l'amplitude de l'effort.

A l'issue de la première étape (sollicitation de contact normal), la distribution des efforts de contact est symétrique par rapport au centre de l'élément roulant (Image 1). Le matériau est alors déformé à la fois élastiquement et plastiquement. Par la suite, à mesure que la sollicitation progresse vers la droite, la zone avale du galet se libère de l'empreinte précédemment créée et la zone de contact est transférée vers l'avant du galet. Une fois le galet sorti de l'empreinte, la distribution des efforts de contact est stable. En régime établi, les efforts de contact sont portés principalement par la zone amont du galet.

L'étude de la distribution de pression normale  $p(x)$  en phase de contact roulant donne davantage d'informations sur l'évolution de la surface de contact. La figure 2.1.3 présente la

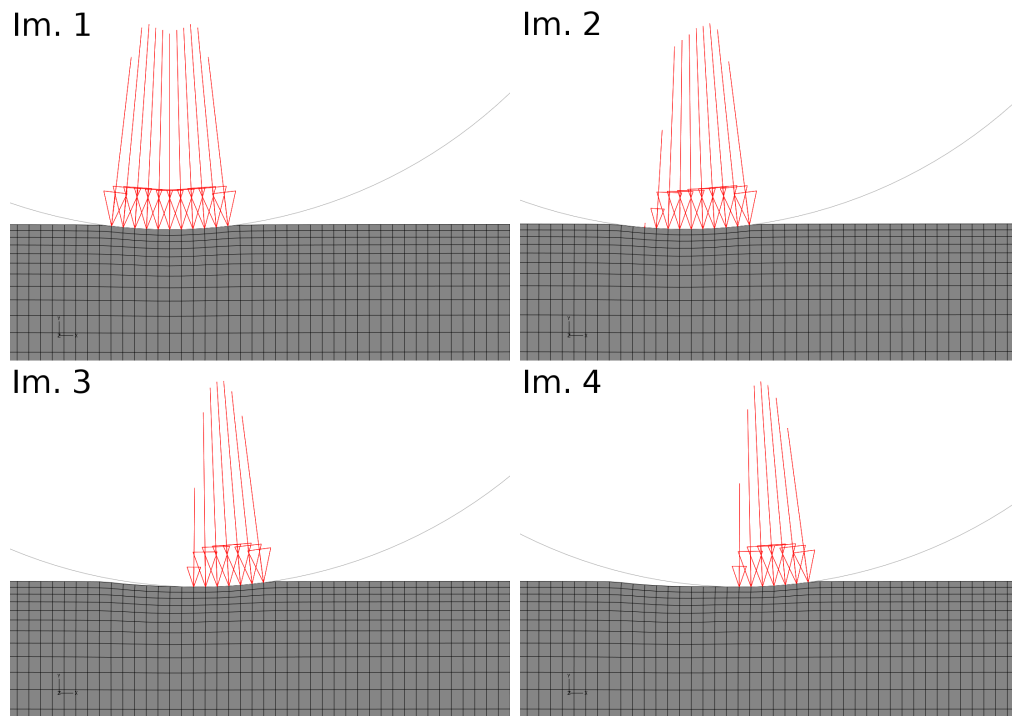


Fig. 2.1.2: Efforts de contact à différents stades d'amorçage du contact roulant sous hypothèse de contraintes planes

distribution de pression normale dans la zone de contact. L'abscisse 0 correspond à la coordonnée du centre du galet selon l'axe d'avance (l'axe  $x$ ). Le contact est essentiellement concentré sur la région amont. Cependant, une petite partie de la zone avale reste en contact avec la pièce. Ce phénomène est expliqué par le retour élastique du matériau. Ainsi, l'effort normal résultant sur le galet à deux origines : la compression élasto-plastique du matériau dans la zone amont et le retour élastique du matériau dans la zone avale.

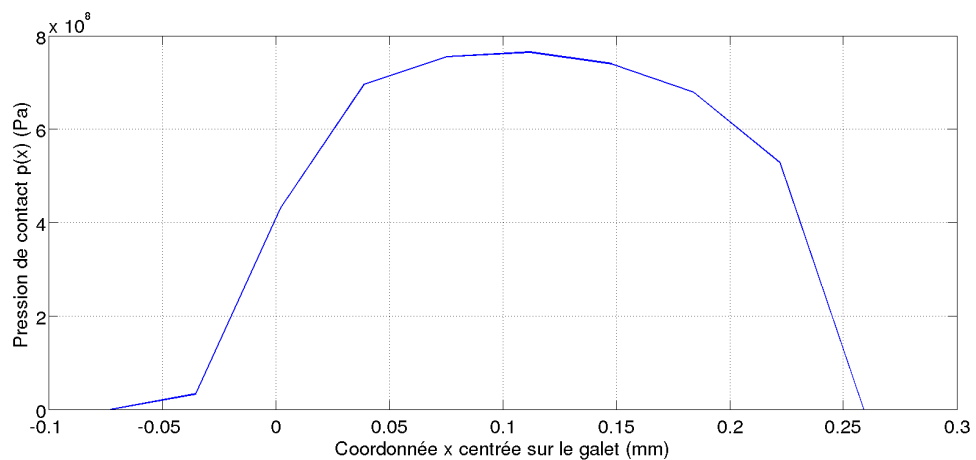


Fig. 2.1.3: Distributions de pression de contact normale pour une sollicitation de contact roulant sous hypothèse de contraintes planes



## 2. ÉTUDE NUMÉRIQUE COMPARATIVE DU CONTACT ROULANT ET DU CONTACT NORMAL

La surface de contact sous contact roulant étant réduite, l'effort normal résultant est plus faible que sous contact normal. En outre, l'asymétrie de la distribution des efforts sous le contact génère une composante d'effort tangentiel, comme illustré figure 2.1.4.

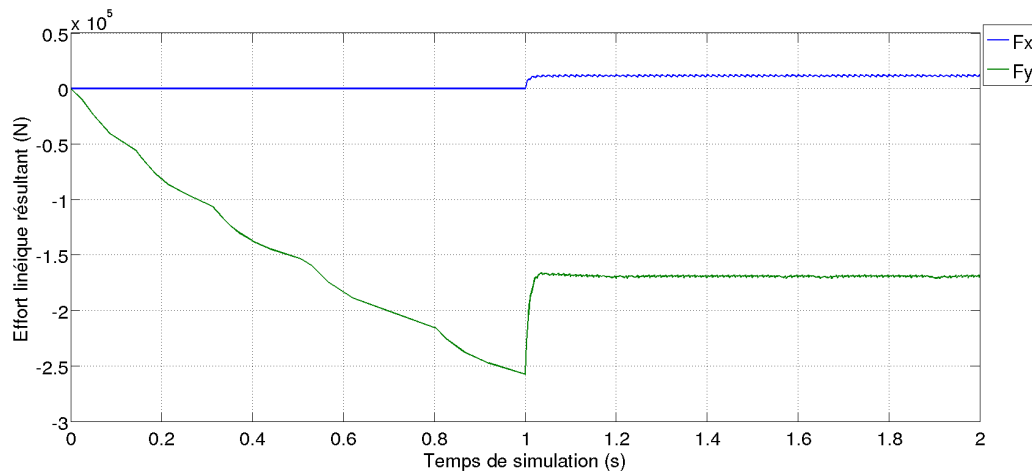


Fig. 2.1.4: Évolution des résultantes d'effort sur le galet pour les phases de contact normal puis contact roulant sous hypothèse de contraintes planes

### 2.1.2.2 Éventualité d'une accumulation de déformation en cas de sollicitation répétée

Comme présenté dans le chapitre 1, le roulement d'un cylindre sur un plan élastique génère une sollicitation de cisaillement alterné. La courbe  $\sigma_{xy}$  de la figure 2.1.5 montre que ce constat est également valable pour un matériau élasto-plastique, sous hypothèse de contraintes planes. Cette figure présente les contraintes dans le matériau pour les nœuds situés juste sous la surface.

Ainsi, un élément de matière sollicité de façon répétée subit un chargement cyclique symétrique alternant cisaillement positif - cisaillement négatif. L'application d'une telle sollicitation à un matériau présentant de l'érouissage cinématique peut générer divers modes d'accumulation de déformation, propres à chaque matériau.

Toutefois, la figure 2.1.5 met en évidence un autre chargement alternant valeurs positive - valeur négative, d'une ampleur plus importante. Il s'agit de la contrainte dans la direction d'avance  $\sigma_x$ . Un élément de matière se situant sous la surface suffisamment loin en amont du contact présente une contrainte  $\sigma_x$  nulle. A mesure que le galet s'approche, l'élément se trouve sollicité en compression ( $\sigma_x < 0$ ) selon la direction d'avance. Une fois sous la zone de contact, la sollicitation selon  $x$  évolue vers la traction ( $\sigma_x > 0$ ), pour atteindre, en aval, une valeur constante positive. Ce constat amène à deux conclusions.

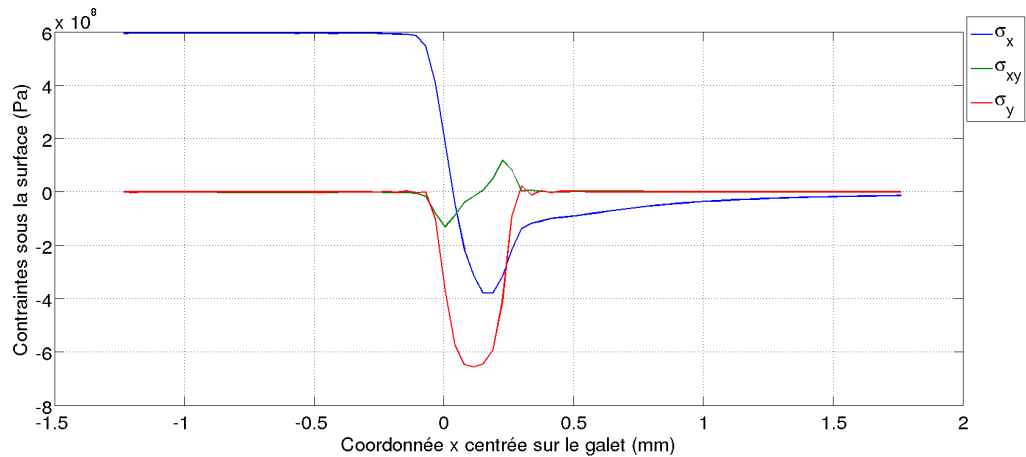


Fig. 2.1.5: Profils de contraintes sous la surface d'un plan élasto-plastique sollicité par contact roulant sous hypothèse de contraintes planes

Premièrement, l'alternance de signe sur la contrainte  $\sigma_x$  peut donner lieu, en fonction des matériaux, à de l'écroûissage cinématique engendrant une accumulation de la déformation en cas de roulements répétés.

Deuxièmement, le fait même que la contrainte  $\sigma_x$  soit non nulle en aval du contact signifie que, si l'amplitude de la contrainte est supérieure à la limite élastique, une déformation permanente dans la direction d'avance a lieu. Ce phénomène peut alors entraîner lui aussi, en fonction du type d'écroûissage et des contraintes résiduelles en présence, une accumulation de la déformation dans la direction d'avance lors de chargements répétés.

### 2.1.2.3 Génération de contraintes résiduelles

Une localisation des contraintes au voisinage de la zone de contact a été mise en évidence dans le chapitre 1 pour le cas d'un matériau élastique. L'introduction de plasticité entraîne l'apparition d'une déformation permanente dans cette même région. La répartition de cette déformation plastique au sein du plan étudié étant hétérogène (puisque localisée sous le contact), des contraintes résiduelles apparaissent.

La figure 2.1.6 présente l'évolution des contraintes en fonction de la profondeur sous la surface après remontée du galet. La mesure est effectuée dans une zone déformée en régime stabilisé. La contrainte dans la direction d'avance  $\sigma_x$  est positive et d'un niveau élevé sous la surface, traduisant une sollicitation en tension. A mesure que l'on pénètre dans le matériau, la contrainte  $\sigma_x$  décroît rapidement jusqu'à atteindre une valeur négative, d'un niveau plus faible pour ensuite tendre vers zéro. Les contraintes dans les directions  $y$  et  $xy$  sont quant à elles d'un ordre de grandeur inférieur.

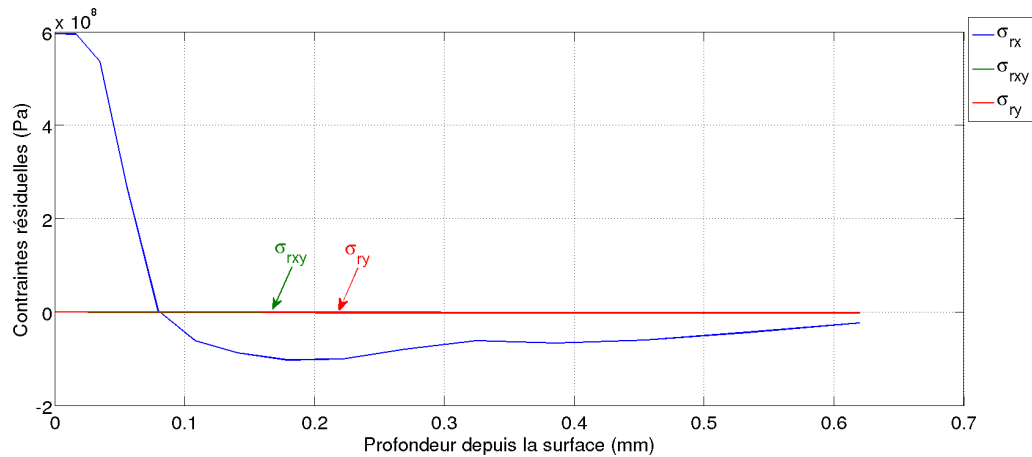


Fig. 2.1.6: Profil de contraintes résiduelles selon la profondeur sous la surface d'un plan élastoplastique sollicité par contact roulant sous hypothèse de contraintes planes

### 2.1.3 Résultats sous hypothèse de déformations planes

#### 2.1.3.1 Évolution de la surface de contact

Sous l'hypothèse de déformations planes, la réaction du matériau est différente. La figure 2.1.7 représente l'évolution de la distribution des efforts de contact aux nœuds dans la phase d'amorçage du contact roulant. La longueur des flèches traduit l'amplitude de l'effort.

Tout comme dans le cas de contraintes planes, à l'issue de la phase de contact normal, la distribution des efforts de contact résultant aux nœuds est symétrique par rapport au centre du galet (figure 2.1.7). Puis, en se dégageant de l'empreinte initiale, les efforts tendent à se concentrer sur la partie amont de la région de contact. Cependant, à mesure que le galet avance tangentiellement à la surface, de la matière remonte à l'avant du galet. Un bourrelet se forme alors, augmentant la surface de contact dans le sens amont.

Ce phénomène a été mis en évidence expérimentalement pour la première fois par Barquins et al ([31]) en 1967, et qualifié de bourrelet frontal. L'expérience consiste à appliquer, par l'intermédiaire d'une charge constante, une bille de saphir polie contre la surface d'un monocristal de cuivre pour en étudier l'usure. Une charge tangentielle est ensuite appliquée afin de déplacer, dans différentes directions, la bille sur la surface du mono-cristal. La figure 2.1.8 présente la topologie d'un bourrelet observé.

Dans le cas d'une sollicitation en deux dimensions sous l'hypothèse de déformations planes, la matière tend à s'accumuler à l'avant du galet. Le bourrelet ne pouvant s'écouler dans la troisième direction, augmente d'amplitude à mesure que le galet avance. Les calculs menés n'ont pas abouti à une stabilisation de la géométrie du bourrelet. Les courbes d'efforts

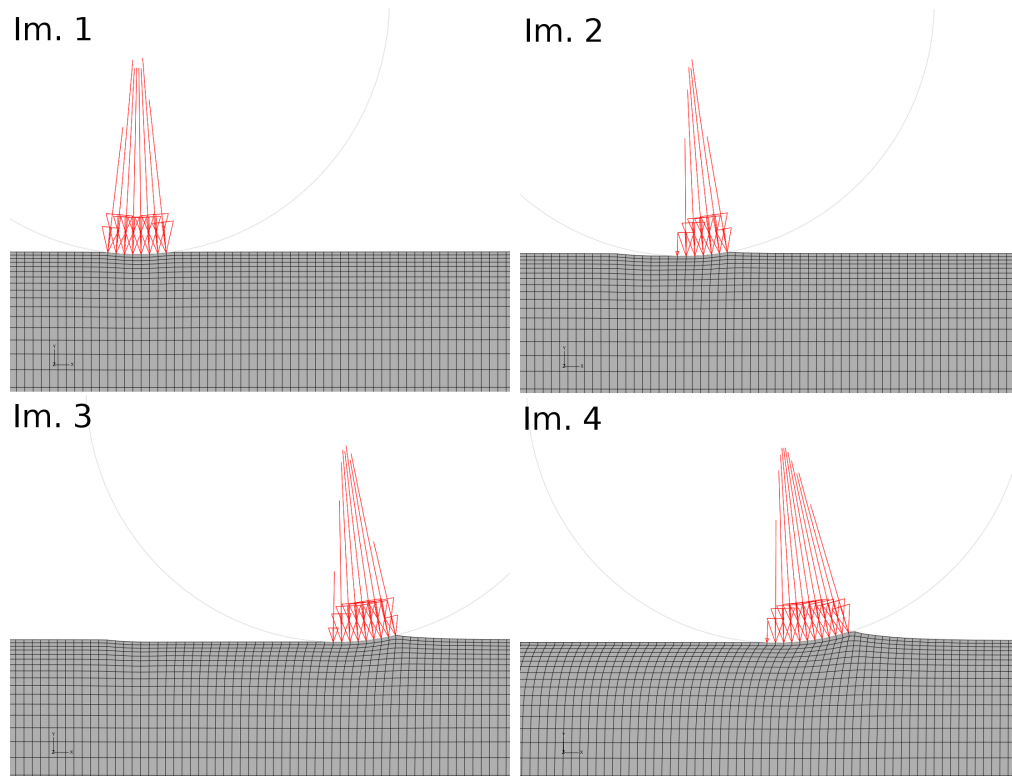


Fig. 2.1.7: Efforts de contact à différents stades d'amorçage du contact roulant sous hypothèse de déformations planes

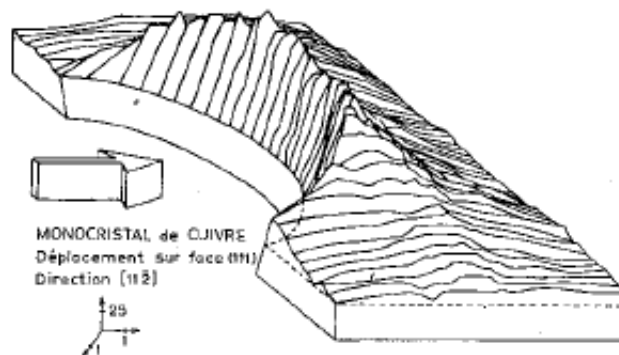


Fig. 2.1.8: Représentation en trois dimensions d'un bourrelet frontal ([31])

résultant sur le galet (figure 2.1.9) illustrent le caractère évolutif de la sollicitation. Une remontée de l'effort normal au début de la phase de contact roulant est également perceptible sur cette figure. Elle s'explique par la sortie de l'empreinte initiale.

En conséquence, la pression de contact (figure 2.1.10) est répartie sur une zone qui croît dans le sens amont. De plus, la région de contact s'élargissant, l'amplitude de la pression de contact générée augmente.

## 2. ÉTUDE NUMÉRIQUE COMPARATIVE DU CONTACT ROULANT ET DU CONTACT NORMAL

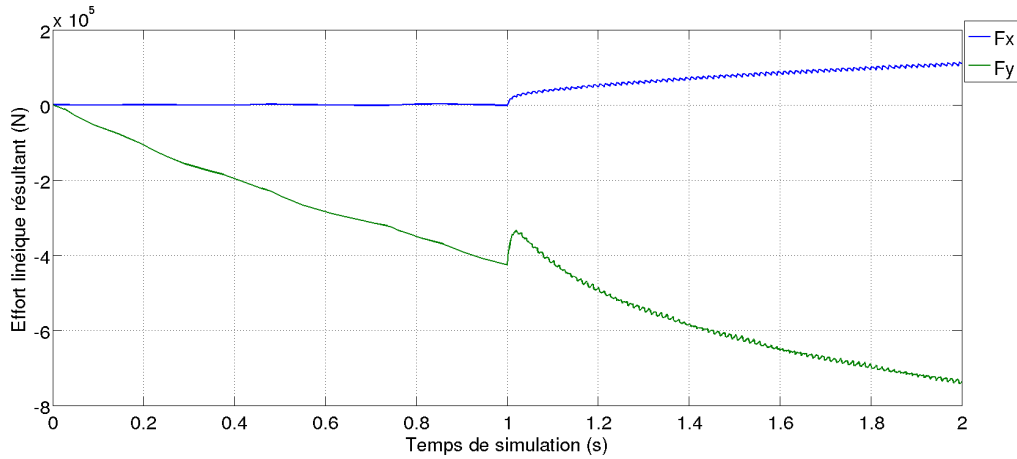


Fig. 2.1.9: Évolution des résultantes d'effort sur le galet pour les phases de contact normal puis contact roulant sous hypothèse de déformations planes

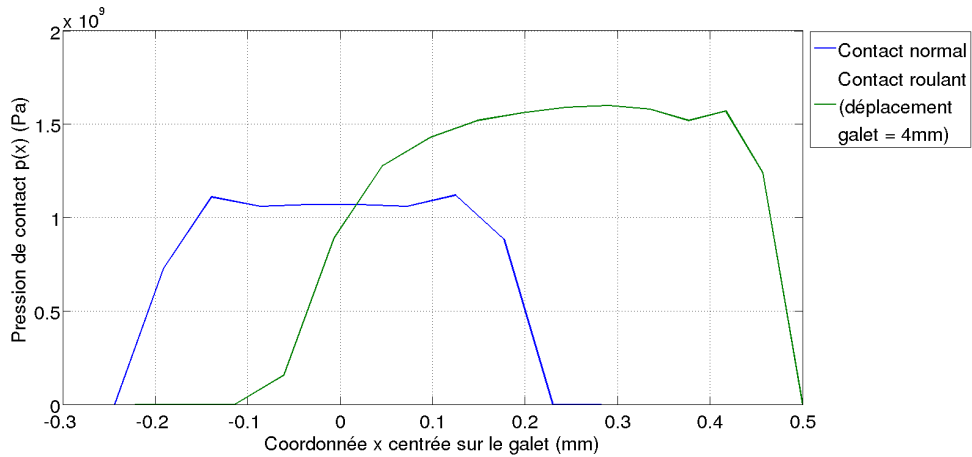


Fig. 2.1.10: Évolution de la distribution de pressions de contact normales pour une sollicitation contact roulant sous hypothèse de déformations planes

### 2.1.3.2 Éventualité d'une accumulation de déformation en cas de sollicitation répétée

Dans cette configuration, la contrainte de cisaillement  $\sigma_{xy}$  et la contrainte dans la direction d'avance  $\sigma_x$  présentent toutes deux une évolution alternant signe positif et signe négatif (figure 2.1.11). S'il y a lieu, l'érouissage cinématique du matériau pourra donc jouer un rôle dans l'évolution de la sollicitation au cours de plusieurs cycles de chargement.

D'autre part, la valeur positive de la contrainte  $\sigma_x$  en aval du contact traduit, comme pour le cas en contraintes planes, une possible déformation permanente de la surface de la pièce dans le sens d'avance.

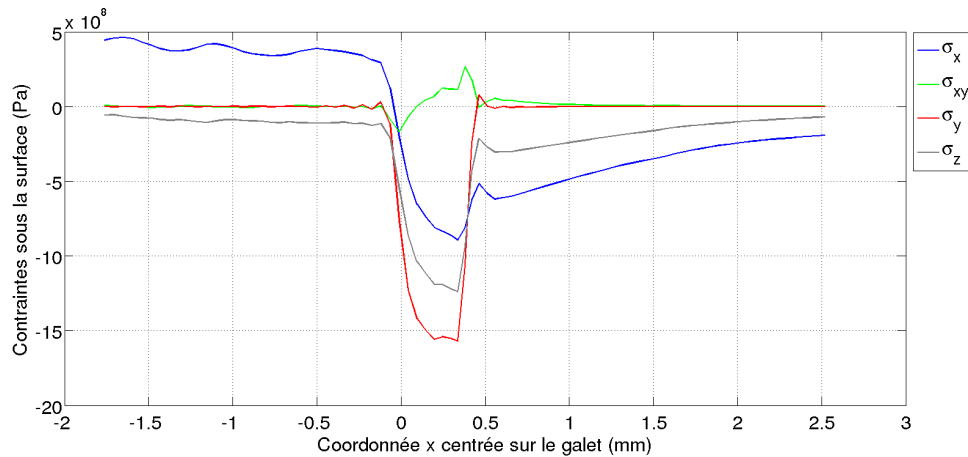


Fig. 2.1.11: Profils de contraintes sous la surface d'un plan élasto-plastique sollicité par contact roulant sous hypothèse de déformations planes

### 2.1.3.3 Génération de contraintes résiduelles

Sous l'hypothèse de déformations planes, des contraintes résiduelles d'une ampleur significative sont générées dans les directions  $x$  (direction d'avance) et  $z$  (direction hors-plan).

Comme le montre la figure 2.1.12, la contrainte résiduelle dans la direction d'avance est positive (tension) directement sous la surface puis négative (compression) plus en profondeur, pour finalement tendre vers zéro.

Dans la direction perpendiculaire au plan modélisé, la contrainte résiduelle est quasiment nulle sous la surface. Elle décroît ensuite en s'éloignant de la surface pour atteindre un minimum (contrainte de compression maximale) pour finalement tendre vers zéro plus en profondeur. Les valeurs minimales de chacune des contraintes sont détectées à des profondeurs équivalentes. Les zones affectées par ces deux contraintes sont également identiques.

## 2.1.4 Niveau de correspondance entre contact roulant et contact normal en deux dimensions

Au cours de la sollicitation d'une surface par un contact roulant, et en l'absence de frottement, un élément de matière en surface subit un cycle de chargement - déchargement correspondant au passage de la zone amont puis avale du galet. Si la pénétration de l'élément roulant est pilotée en déplacement, ce cycle est directement décrit par l'enfoncement et la géométrie de ce dernier. Dans le cas d'un matériau élastique, la sollicitation de contact roulant est alors très proche (voir chapitre 1) d'une sollicitation cyclique charge - décharge par contact

## 2. ÉTUDE NUMÉRIQUE COMPARATIVE DU CONTACT ROULANT ET DU CONTACT NORMAL

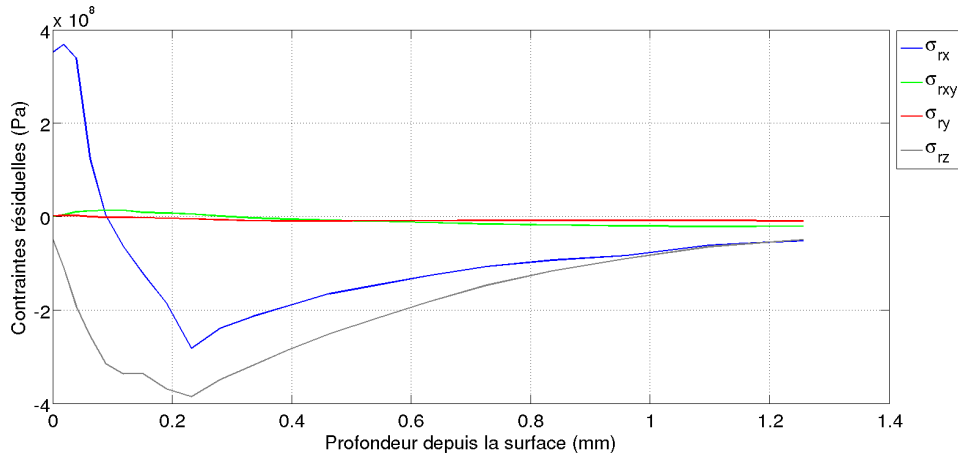


Fig. 2.1.12: Profil de contraintes résiduelles selon la profondeur sous la surface d'un plan élasto-plastique sollicité par contact roulant sous hypothèse de déformations planes

normal. Il est alors envisageable de transposer cette correspondance au cas des matériaux élasto-plastiques.

Pour mesurer le degré de correspondance dans le cadre de l'élasto-plasticité, il convient de comparer la réaction du matériau pour ces deux sollicitations. Les modèles mis en œuvre dans cette section étant pilotés en déplacement, la comparaison est effectuée sur la base des pressions de contact. De plus, considérant que le comportement du matériau en phase de décharge est identique pour les deux sollicitations si la réaction de la matière en phase de charge est semblable, seule la partie amont de la surface de contact roulant est discriminante. Le niveau de correspondance entre les deux sollicitations est alors évalué entre les distributions des pressions de contact dans la zone amont du contact roulant et dans une demi-zone de contact normal.

La figure 2.1.13 présente les distributions de pressions de contact normal et contact roulant pour les deux modèles présentés (hypothèse de contraintes planes et hypothèse de déformations planes). L'abscisse zéro correspond au centre du galet.

Sous l'hypothèse de contraintes planes, les distributions de pression dans la zone amont (abscisses positives) sont relativement proches. La principale différence porte sur la largeur de la surface de contact amont, plus importante pour la sollicitation de contact roulant. En conséquence, la valeur maximum de pression de contact roulant est supérieure. Toutefois, aux vues des différences, la substitution d'une sollicitation de contact roulant par une sollicitation de contact normal semble raisonnable pour une première approche.

Sous l'hypothèse de déformations planes, le caractère évolutif de la sollicitation, de part la formation d'un bourrelet, rend impossible l'établissement d'une quelconque équivalence entre contact roulant et contact normal.

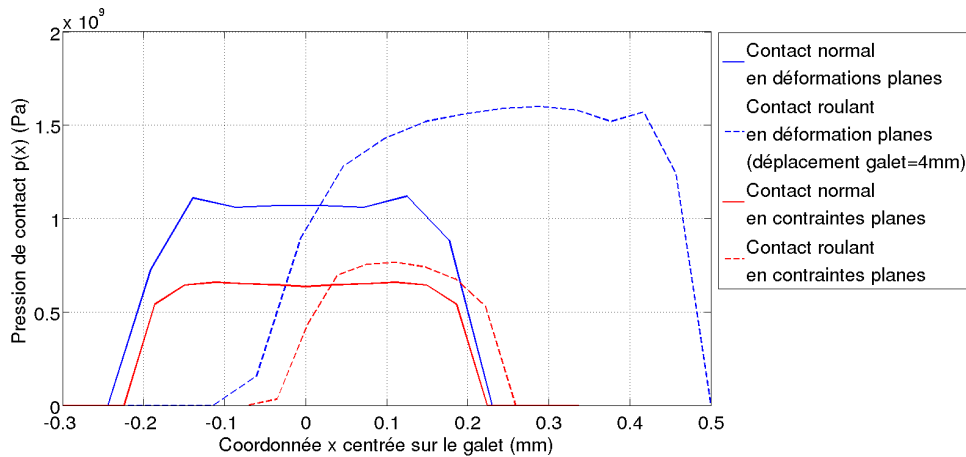


Fig. 2.1.13: Comparatif des distributions de pression générées par contact normal et contact roulant en 2D sous hypothèses de contraintes planes et déformations planes

### 2.1.5 Conclusion de l'étude numérique du contact roulant en deux dimensions

L'étude numérique du contact roulant d'un solide rigide sur un solide élasto-plastique en deux dimensions amène aux conclusions suivantes.

Sous l'hypothèse de contraintes planes (c'est-à-dire longueurs des corps faibles dans la troisième direction), la sollicitation atteint un régime stabilisé dès la sortie de l'empreinte. La distribution de pressions de contact dans la région amont est proche de la distribution de pressions de contact générées par un contact normal. Toutefois, la pression de contact dans la zone aval étant quasiment nulle, les efforts résultants sur le galet sont sensiblement différents. Ainsi, une similarité entre contact normal et contact roulant existe à condition que la sollicitation soit pilotée en déplacement.

Sous l'hypothèse de déformations planes (i.e. longueurs des corps importantes dans la troisième direction), la matière ne peut s'écouler dans la troisième direction ( $\varepsilon_z = 0$ ). Le mouvement d'avance du galet tend alors à accumuler de la matière en amont pour former un bourrelet, dont l'amplitude augmente à mesure que le galet avance. Ce phénomène évolutif rend impossible toute substitution par une sollicitation de contact normal.

Dans les deux cas, des contraintes résiduelles sont générées dans la direction de déplacement du galet, et également dans la direction hors-plan pour le modèle en déformations planes. De plus, il est probable qu'une déformation s'accumule dans la direction d'avance, en cas de sollicitations répétées, pour deux raisons. La première est liée à la déformation plastique créée en aval du contact roulant et dans le sens d'avance. La seconde trouve son origine



dans l'écroissage cinématique du matériau, du fait de sollicitations alternant signe positif et signe négatif.

Finalement, l'introduction d'un comportement plastique dans la mécanique du contact roulant modifie sensiblement les conclusions établies en élasticité. Certains des effets de la plasticité ont été prédits par des modèles analytiques, comme la génération de contraintes résiduelles ou l'éventualité d'accumulation de déformation. La formation d'un bourrelet sous hypothèse de déformations planes, dont l'effet apparaît significatif dans la mécanique du contact roulant, semble avoir été cependant sous-estimé par l'étude de Mandel ([28]).

La réalité tridimensionnelle se situe probablement entre les deux cas extrêmes présentés ici, s'approchant d'une hypothèse de contraintes planes lorsque la pièce comporte par exemple des stries d'usinage élancées, et tendant plutôt vers un cas de déformations planes lorsque la surface de la pièce est relativement lisse et l'élément roulant suffisamment long.

## 2.2 Modèles en trois dimensions

L'étude en deux dimensions du contact roulant d'un galet rigide sur un corps élasto-plastique a mis en évidence plusieurs phénomènes. L'un d'eux, le mécanisme de formation de bourrelet, a un effet direct sur la géométrie de la surface. Il n'a pourtant pas été considéré dans les études de Röttger et Yen. Il convient alors d'étudier l'effet de ce phénomène sur un cas en trois dimensions, se rapprochant davantage de l'opération de galetage.

Le mécanisme de formation du bourrelet apparaît donc dépendant des géométries en contact. Pour l'étudier, deux modèles sont conçus. Le premier traite du contact de surfaces lisses, avec pour objectif la détermination de l'effet d'un contact roulant en trois dimensions. Le second vise à analyser l'impact de ce mécanisme sur une surface pourvue d'irrégularités proches de la rugosité générée par un usinage. Pour assurer une comparaison optimale, les deux modèles sont établis sur une base commune.

### 2.2.1 Description des modèles

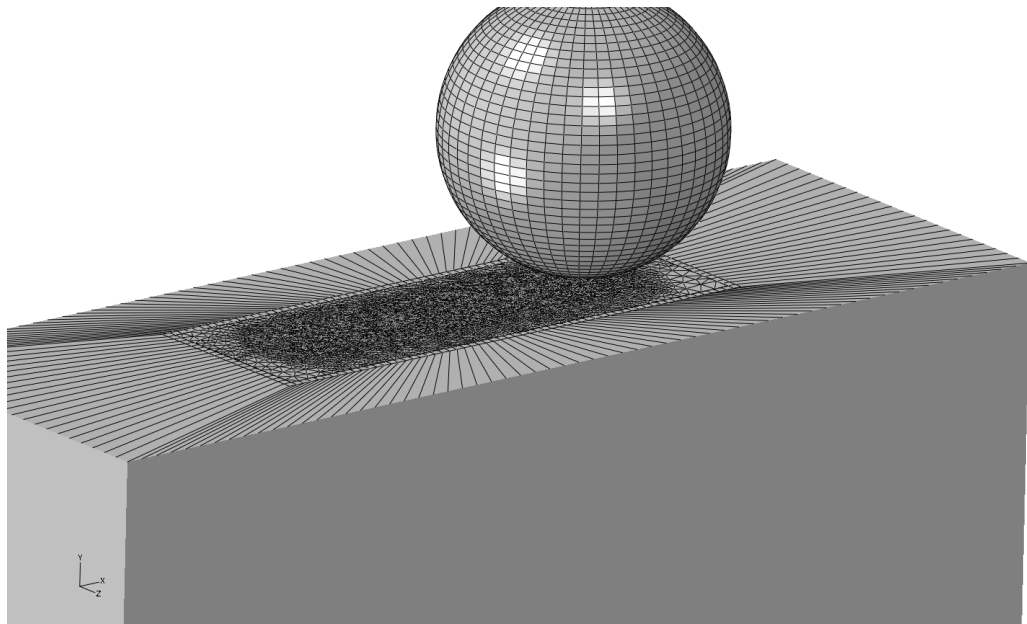
#### Géométries

La pièce est modélisée par une portion de pièce représentative de la couche superficielle. Le diamètre de la pièce est supposé suffisamment important pour considérer la surface comme plane dans le cas de surfaces lisses. Pour le modèle de contact de surfaces irrégulières, la

surface est générée à partir de l'extrusion dans la direction d'avance (direction  $x$ ) d'un profil périodique triangulaire. Les dimensions du volume sont définies de sorte que la sollicitation en soit indépendante. Afin de procurer aux résultats de cette étude le caractère le plus générique possible, la géométrie de l'élément roulant est définie comme sphérique. Cette bille est modélisée par une surface analytique.

### Maillage

La portion de pièce représentative est discrétisée en 300085 éléments lagrangiens tétraédriques à quatre nœuds (fonction de forme linéaire). La partie non considérée de la pièce est modélisée par 4891 éléments semi-infinis linéaires. Ces éléments nécessitent une base de forme identique. Aussi, les éléments semi-infinis n'étant disponibles que sous forme hexaédrique dans le logiciel utilisé, une zone de transition en mailles hexaédrique linéaires est construite en périphérie. La discrétisation de la pièce est présentée figure 2.2.1.



*Fig. 2.2.1: Maillage des modèles de contact roulant en trois dimensions : cas du contact de surfaces lisses*

La discrétisation du domaine étudié entraîne la formation d'une erreur appelée erreur de discrétisation. Celle-ci diminue en affinant le maillage. Pour maîtriser la précision de la solution, il convient donc de réduire suffisamment la taille des éléments jusqu'à ce que l'erreur soit négligeable devant la solution. Bien évidemment, ce raffinement a un impact direct sur la taille du problème et donc sur le temps nécessaire au calcul. Une solution revient à adapter le maillage à une estimation de l'erreur de discrétisation. Lorsque l'erreur est supérieure à l'erreur cible, l'élément est raffiné et réciproquement. Le code de calcul par Éléments Finis utilisé dans cette étude propose un estimateur de type Zienkiewicz et Zhu

([32]) comme critère de remaillage. Cette méthode repose sur l'estimation de l'erreur par la mesure de la différence entre le champ de solution résultant du calcul Éléments Finis et le même champ post-traité par une technique de recouvrement. Pour une explication détaillée de cette technique, le lecteur peut se référer à l'ouvrage "The Finite Element Method Volume 1" ([33]). Un remaillage itératif doit alors être mené jusqu'à obtention de l'erreur maximale souhaitée.

Un tel remaillage est mis en œuvre sur le volume modélisé. Une erreur de discrétisation globale (rapport entre les sommes quadratiques sur l'ensemble du domaine de l'erreur et de la solution de base) de 10% sur la solution de déformation plastique équivalente apparaît comme étant l'erreur maximale admissible pour atteindre une solution stable.

### Loi de comportement

Le modèle retenu pour représenter le comportement du matériau de la pièce est de type élasto-plastique isotrope à écrouissage isotrope. Il s'agit du modèle identifié dans la section 3.1.3. Un récapitulatif est donné dans le tableau 3.4. L'élément roulant est quant à lui considéré comme rigide.

### Conditions aux limites

Le mouvement de la bille est composée de trois cycles identiques constitués chacun de quatre étapes. Une première étape d'entrée dans la matière durant laquelle la bille subit un déplacement normal à la surface (direction  $y$ ). Une deuxième étape de roulement caractérisée par un déplacement du galet parallèle à la surface (direction  $x$ ), le déplacement normal de la bille étant maintenu à la valeur imposée à l'étape précédente. Il s'en suit ensuite deux étapes de repositionnement de la bille pour le cycle suivant. Les conditions aux limites sont rappelées dans le tableau 2.2.  $U_x$ ,  $U_y$  et  $U_z$  représentent des translations respectivement dans les directions  $x$ ,  $y$  et  $z$ ;  $UR_x$ ,  $UR_y$  et  $UR_z$  représentent des rotations respectivement autour des directions  $x$ ,  $y$  et  $z$ .  $i$  est le numéro du cycle en cours.

### Interactions

La gestion du contact recourt à un algorithme de contact rigide maître-esclave pour lequel la composante de contact tangentielle est ignorée. La bille ne transmet donc à la pièce qu'une pression normale à la surface.

### Schéma de résolution

Le problème est formulé selon le principe d'équilibre quasi-statique et résolu par un schéma d'intégration implicite fondé sur une méthode de Newton. (version implicite du code Abaqus).

	$U_x$ bille (mm)	$U_y$ bille (mm)	$U_z$ bille(mm)
Étape 1 : Contact normal	0	$-0,01$ pour $i = 1$ , $-0,02$ pour $i > 1$	0
Étape 2 : Contact roulant	-4	0	0
Étape 3 : Remontée	0	0,02	0
Étape 4 : Retour et avance	4	0	0,2

$UR_x$ bille	$UR_y$ bille	$UR_z$ bille
0	0	0
0	0	0
0	0	0
0	0	0

Tab. 2.2: Conditions aux limites des modèles de contact roulant en trois dimensions au cours d'un cycle

## 2.2.2 Contact de surfaces lisses

### 2.2.2.1 Évolution du bourrelet

Comme dans la section précédente, l'étude des efforts résultant sur l'élément roulant apporte des indications sur la réaction du matériau tout au long de l'évolution du contact roulant. Le graphe des efforts résultant sur la bille dans le cas du contact en trois dimensions de surfaces lisses est présenté figure 2.2.2 . Il s'agit des données issues du premier des quatre cycles. L'effort est présenté en ordonnées en fonction du temps. Chaque étape du cycle s'établissant sur une seconde, l'intervalle de temps  $[0; 1]$  concerne la sollicitation de contact normal et l'intervalle de temps  $]1; 2]$  se rapporte à la sollicitation de contact roulant. Les direction  $x$ ,  $y$  et  $z$  correspondent respectivement aux directions tangentielle d'avance, normale à la surface et tangentielle perpendiculaire à la direction d'avance.

Dès les premiers stades de roulage (intervalle de temps  $[1; 1,1]$ ), l'effort normal tend, en valeur absolue, à diminuer. Ce phénomène a été expliqué en deux dimensions par la sortie de l'élément roulant de l'empreinte générée sous contact normal, libérant une grande partie de la surface de contact avale. A l'issue de cette phase, l'amplitude de l'effort augmente progressivement ce qui, par analogie avec le cas en deux dimensions, s'explique par la formation d'un bourrelet en amont. Finalement, la stabilisation de l'effort normal traduit une stabilisation de la géométrie de la région de contact.

Ce phénomène est confirmé par l'étude de l'évolution de la surface de contact au cours du premier cycle de sollicitation. Les figures 2.2.3 et 2.2.4 présentent la distribution des pressions de contact au niveau de l'interface aux deux instants extrêmes de l'évolution du contact roulant. Sur ces graphes sont présentés en vertical l'amplitude de la pression de contact pour

## 2. ÉTUDE NUMÉRIQUE COMPARATIVE DU CONTACT ROULANT ET DU CONTACT NORMAL

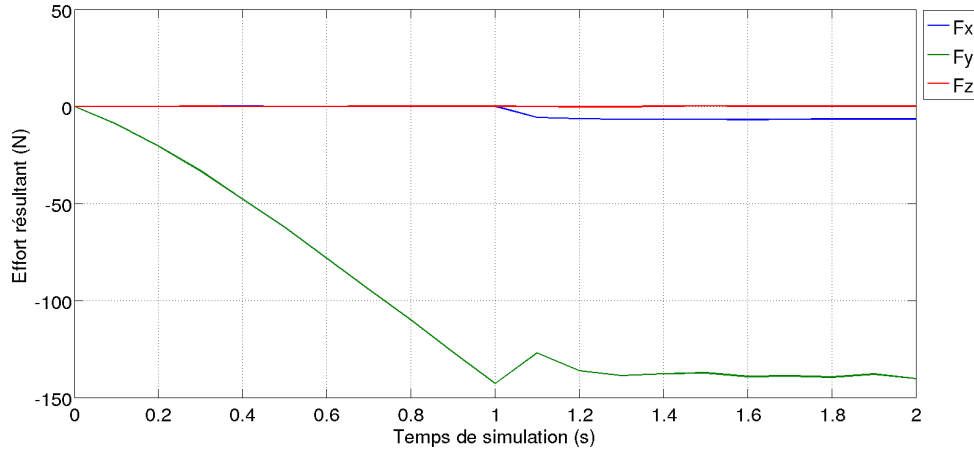


Fig. 2.2.2: Efforts résultant sur la bille lors de la phase de contact normal (intervalle de temps  $[0; 1]$ ) et lors de la phase de contact roulant (intervalle de temps  $]1; 2]$ ) en trois dimensions

chaque élément de la surface. Les coordonnées  $x$  et  $z$  sont centrées sur le centre de la bille. A l'issue de la sollicitation de contact normal, la pression de contact est symétrique (aux erreurs liées à la discrétisation près) dans les directions  $x$  et  $z$  par rapport au centre de la bille (figure 2.2.3). Lorsque la sollicitation de contact roulant est stabilisée (figure 2.2.4), le contact est concentré sur la région amont au centre de la bille. Les amplitudes de pression sont alors plus importantes que sous contact normal et les dimensions de la zone de contact amont au centre de la bille sont légèrement supérieures dans les deux directions, attestant de la présence d'un bourrelet.

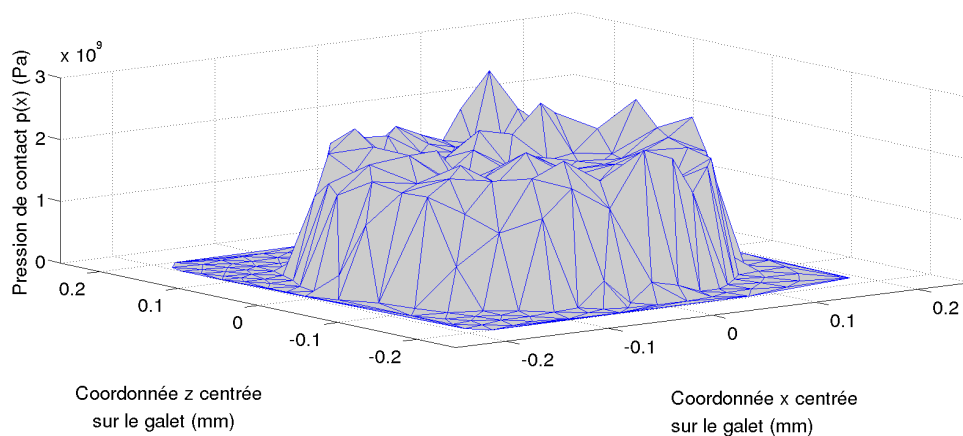


Fig. 2.2.3: Distribution de la pression normale à la surface à l'issue de la sollicitation de contact normal en trois dimensions

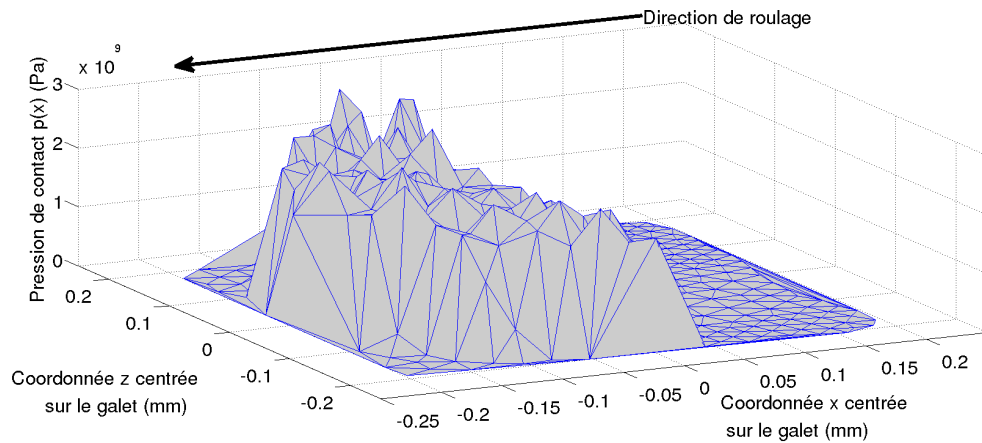


Fig. 2.2.4: Distribution de la pression normale à la surface sous sollicitation de contact roulant en trois dimensions et en régime établi

### 2.2.2.2 Impact du bourrelet sur la géométrie de la surface

Dans la section précédente, un bourrelet a été mis en évidence en amont du contact roulant. Il a également été montré que, contrairement au cas en deux dimensions et déformations planes, l'amplitude de ce bourrelet tend à se stabiliser. Ainsi, il apparaît que la déformation dans la direction  $z$  (direction tangentielle perpendiculaire à la direction d'avance) joue un rôle dans l'évolution de la géométrie du bourrelet. La figure 2.2.5 présente une vue de dessus du déplacement de la matière au niveau du contact roulant. La longueur des flèches traduit l'amplitude du déplacement. Il apparaît alors qu'un élément de matière situé en amont du contact est en premier lieu déplacé vers l'avant. Puis, à mesure que la bille avance, cet élément de matière tend à se déplacer dans la direction  $z$ .

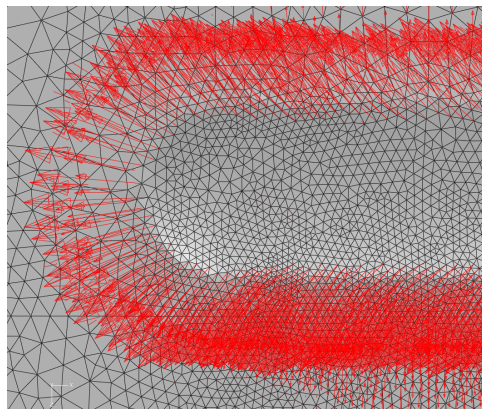


Fig. 2.2.5: Déplacement de matière en surface aux abords du contact sous sollicitation de contact roulant, vue de dessus

L'écoulement du bourrelet de chaque côté de l'élément roulant entraîne inévitablement la formation de saillies de part et d'autre du sillon formé par la bille, comme illustré figure 2.2.6.

## 2. ÉTUDE NUMÉRIQUE COMPARATIVE DU CONTACT ROULANT ET DU CONTACT NORMAL

Les coordonnées  $x$  et  $z$  sont centrées sur le centre de la bille au dernier instant de l'étape de contact roulant. Ce phénomène de génération de saillie a été constaté expérimentalement par Barquins et al. ([31]). Dans le cas présenté ici, la hauteur des saillies est supérieure à la hauteur du bourrelet frontal. De plus, la hauteur des saillies atteint quasiment la moitié de la profondeur du sillon. D'autre part, il est intéressant de remarquer l'amplitude du retour élastique sur le fond du sillon.

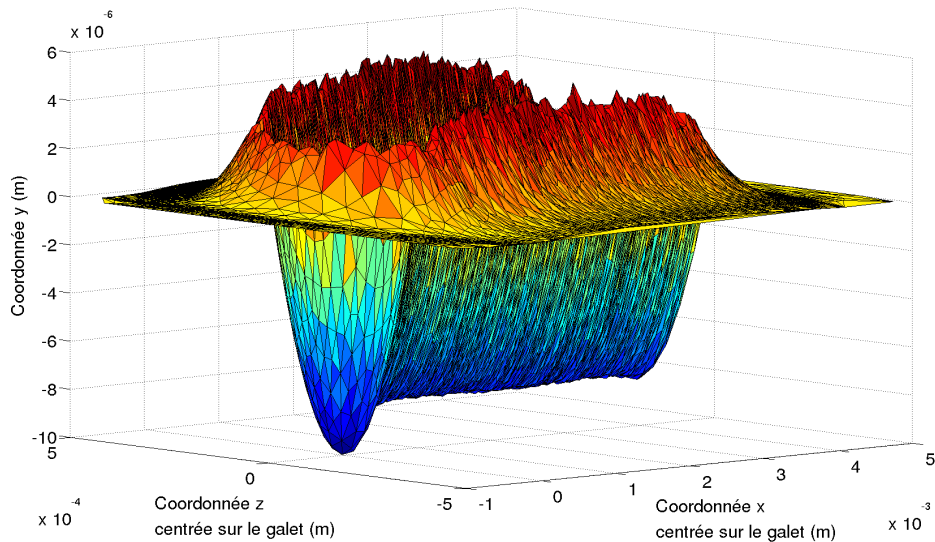


Fig. 2.2.6: Topologie de la surface sous sollicitation de contact roulant

Ce calcul en trois dimensions démontre que le bourrelet qui se développe en amont de la bille sous contact roulant a une influence notable sur la géométrie de la surface. De plus, les saillies engendrées de part et d'autre du sillon vont jouer un rôle dans le mécanisme de déformation lors des cycles suivants, dont les trajectoires sont décalées dans la direction  $z$ .

Les figures 2.2.7, 2.2.8, 2.2.9 présentent le profil de la surface dans deux plans parallèles au plan  $(yOz)$ , l'un situé au niveau du centre de la bille à l'issue de la sollicitation de contact normal, l'autre situé à une position intermédiaire de la trajectoire d'avance de la bille, dans une région sollicitée en régime établi. Les données de la figure 2.2.7 sont recueillies à l'issue du premier cycle (la bille n'étant donc plus en contact avec la pièce). Ainsi, à déplacement imposé, les sollicitations de contact roulant et contact normal génèrent un sillon de profondeur et géométrie quasi-identiques. Il apparaît donc que l'amplitude du retour élastique est proche pour les deux sollicitations. Toutefois, les saillies générées de part et d'autre sont d'amplitudes nettement plus importantes dans le cas du contact roulant.

Dès la seconde passe (figure 2.2.8), l'effet des saillies sur la surface déformée est remarquable. D'une part, la seconde sollicitation tend à faire remonter de manière significative le fond

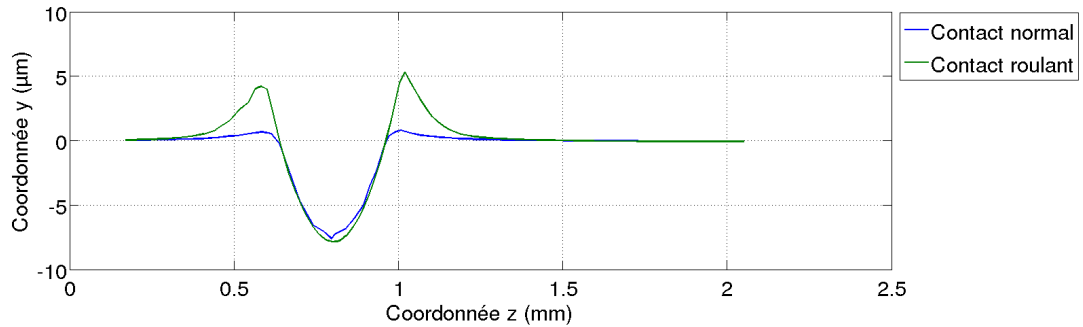


Fig. 2.2.7: Comparatif des profils de surface dans deux plans parallèles au plan  $(yOz)$  entre la sollicitation de contact normal et la sollicitation de contact roulant au cours du premier cycle

du sillon créé par la sollicitation précédente. Ce phénomène est absent sous sollicitations de contact normal. D'autre part, la saillie située du côté du sillon du cycle  $c$  contribue à générer une irrégularité sur la surface déformée au cycle  $c - 1$ . Ce phénomène est clairement visible sur la figure 2.2.9. Sur cette figure sont présentés les profils de surface à l'issue des quatre cycles de sollicitation, pour les zones sollicitées en contact normal et contact roulant. L'interaction entre les saillies de la sollicitation de contact roulant  $c$  avec la surface déformée par la sollicitation de contact roulant  $c - 1$  génère une irrégularité d'amplitude significative à l'interface. Dès lors, une conclusion importante et paradoxale sur l'opération de galetage peut en être déduite. Le passage de l'élément roulant tend à re-générer de la rugosité sur la surface lissée au tour précédent.

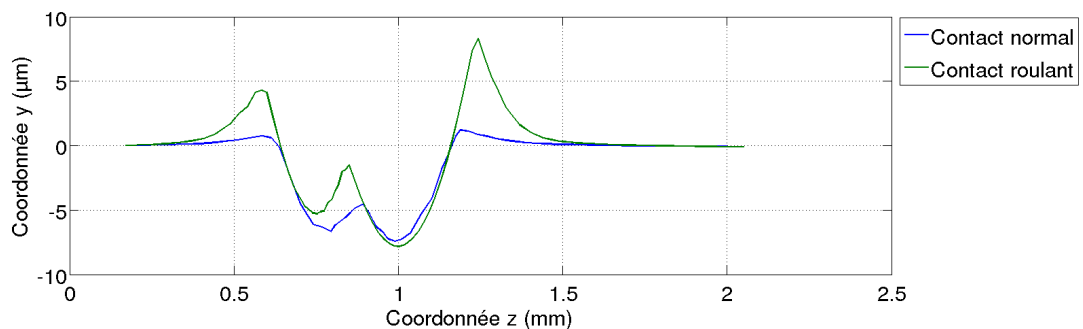


Fig. 2.2.8: Comparatif des profils de surface dans deux plans parallèles au plan  $(yOz)$  entre la sollicitation de contact normal et la sollicitation de contact roulant au cours du deuxième cycle

Par ailleurs, l'étude de l'évolution de la sollicitation de contact roulant au fil des cycles révèle un accroissement de la saillie située du côté brut du sillon. La figure 2.2.10, dans laquelle est tracé le profil de la surface engendrée par contact roulant à l'issue de chacun des cycles, illustre ce phénomène. Ainsi, la sollicitation de contact roulant ne présente pas seulement un caractère évolutif à l'amorçage du roulage mais également lors des premières passes successives. Une seconde conclusion remarquable sur le comportement du procédé de



## 2. ÉTUDE NUMÉRIQUE COMPARATIVE DU CONTACT ROULANT ET DU CONTACT NORMAL

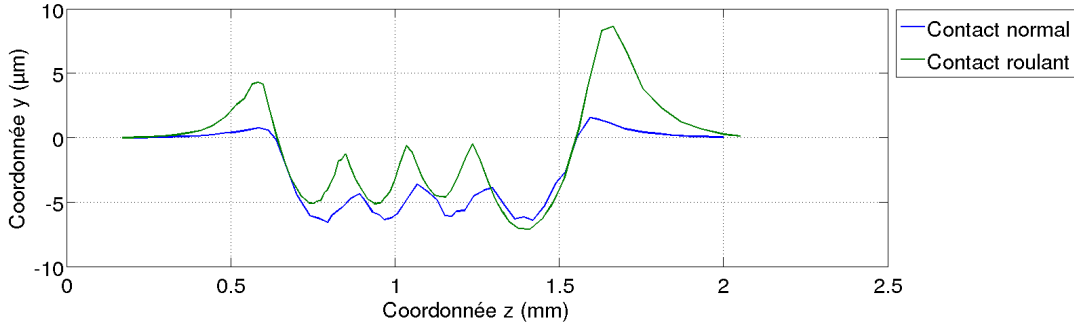


Fig. 2.2.9: Comparatif des profils de surface dans deux plans parallèles au plan ( $yOz$ ) entre la sollicitation de contact normal et la sollicitation de contact roulant au cours du quatrième cycle

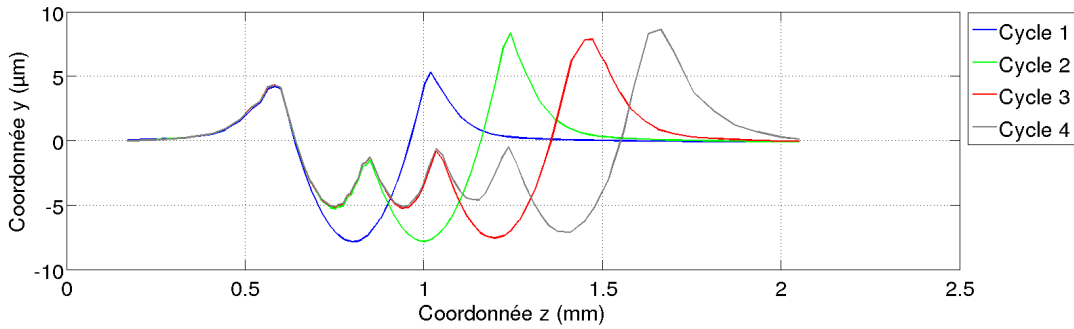


Fig. 2.2.10: Évolution des profils de surface dans un plan parallèle au plan ( $yOz$ ) au cours de chacun des cycles de contact roulant dans le cas d'une surface lisse

galetage est alors dégagée. L'opération de galetage nécessite plusieurs tours de pièces pour atteindre un régime établi.

### 2.2.2.3 Influence du frottement

Jusqu'ici, l'étude du contact roulant a été menée sous l'hypothèse de frottement nul. Ainsi, seule une pression de contact normale  $p(x)$  est transmise entre l'élément roulant et la pièce. Dans cette section, l'objectif est d'évaluer l'impact de la transmission d'une pression de contact tangentielle  $q(x)$  sur le mécanisme de formation et écoulement du bourrelet. Pour cela, une nouvelle simulation a été menée sur la base du modèle présenté dans la section 2.2. Un coefficient de frottement  $\mu = 0,2$  correspondant à la valeur généralement constatée dans le cas d'un contact acier / acier lubrifié a été considéré. Le mouvement du galet a été limitée à un cycle et la condition aux limites traduisant la rotation de la bille dans la direction d'avance  $UR_z$  est libérée.

La géométrie de la surface au cours de la sollicitation de contact roulant (en régime établi) est comparée à la géométrie de la surface présentée figure 2.2.6. Pour les deux cas, une

demi-surface est analysée (puisque symétrique). Les deux demi-surfaces sont présentées en vis-à-vis dans la figure 2.2.11. Les données situées dans la partie gauche du graphe (coordonnées  $z$  positives) correspondent au cas  $\mu = 0,2$ , les données situées dans la partie droite (coordonnées  $z$  négatives) correspondent au cas  $\mu = 0$ .

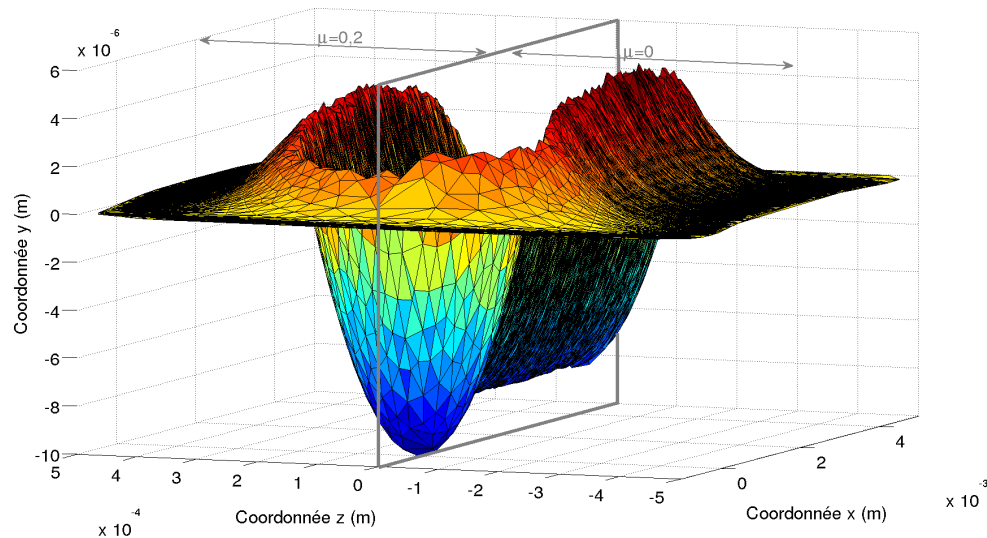


Fig. 2.2.11: Comparatif de la topologie d'une surface lisse sollicitée par contact roulant pour un coefficient de frottement  $\mu = 0$  (à droite, valeurs  $z < 0$ ) et un coefficient de frottement  $\mu = 0,2$  (à gauche, valeurs  $z > 0$ )

D'après la figure 2.2.11, il apparaît que le coefficient de frottement a un impact significatif sur les mécanismes de formation et d'écoulement du bourrelet, et plus particulièrement sur la géométrie de la surface. Les différences se mesurent principalement sur l'altitude du bourrelet. En amont du contact, l'altitude du bourrelet est de  $2,8 \mu\text{m}$  pour le cas glissant et de  $2 \mu\text{m}$  pour le cas avec frottement. Cette différence se répercute sur la hauteur des saillies latérales en aval du contact avec une altitude de  $5,3 \mu\text{m}$  pour le cas  $\mu = 0$  et une altitude de  $4,4 \mu\text{m}$  pour le cas  $\mu = 0,2$ . En généralisant, il semble donc que le frottement ait un effet réducteur sur la formation et l'écoulement du bourrelet sous l'action d'un contact roulant.

### 2.2.3 Contact de surfaces irrégulières

Il a été montré précédemment que les mécanismes de formation et d'écoulement du bourrelet présent en amont du contact roulant ont un impact significatif sur la géométrie d'une surface initialement lisse. Plus particulièrement, les saillies présentes de chaque côté du sillon formé par la bille modifient d'une part la zone déformée lors du cycle précédent et d'autre part la surface qui sera déformée lors du cycle suivant. Il s'agit dans cette section d'étudier

l'interaction entre les saillies générées par le contact et des irrégularités de la surface. Les irrégularités considérées sont générées à partir de l'extrusion d'un profil de rugosité triangulaire, s'approchant de l'état de surface induit par une opération d'usinage.

### 2.2.3.1 Impact du bourrelet sur des irrégularités périodiques

Pour étudier l'influence de la formation et l'écoulement du bourrelet sur la géométrie des irrégularités, la surface aux abords du contact roulant est analysée. Les figures 2.2.12 et 2.2.13 présentent deux vues de la topologie de la surface au cours de la sollicitation de contact roulant. Les coordonnées  $x$  et  $y$  sont centrées sur le centre de la bille. La bille est positionnée initialement à la verticale du fond d'un sillon. Les données sont recueillies lors du premier cycle de contact roulant.

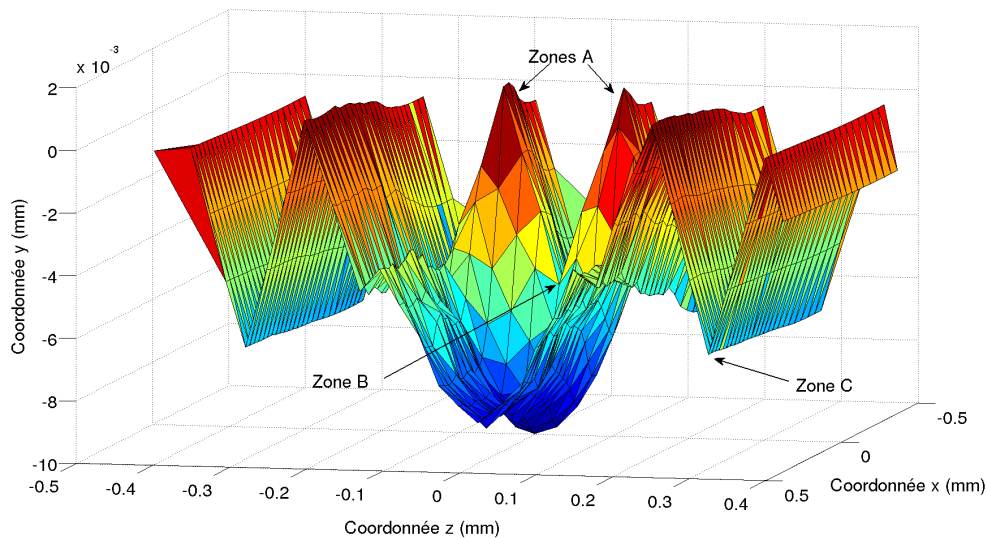


Fig. 2.2.12: Topologie d'une surface pourvue d'irrégularités périodiques sollicitée par contact roulant (simulation numérique); Vue 1

Contrairement au cas du contact de surfaces lisses, le bourrelet frontal n'est pas clairement identifiable. En effet, seule une légère augmentation de l'altitude des pics est visible sur la figure 2.2.12 zones A. Toutefois, il apparaît que le fond du sillon, en amont du contact, soit remonté de manière significative (figure 2.2.12 zone B) par rapport au fond des sillons non déformés (figure 2.2.12 zone C). Ainsi, lorsque la bille entre en contact avec une irrégularité, la géométrie de celle-ci a déjà évolué. Dès lors, l'action de compression de la bille s'applique à une surface dont la forme et l'amplitude des irrégularités sont différentes de la surface initiale.

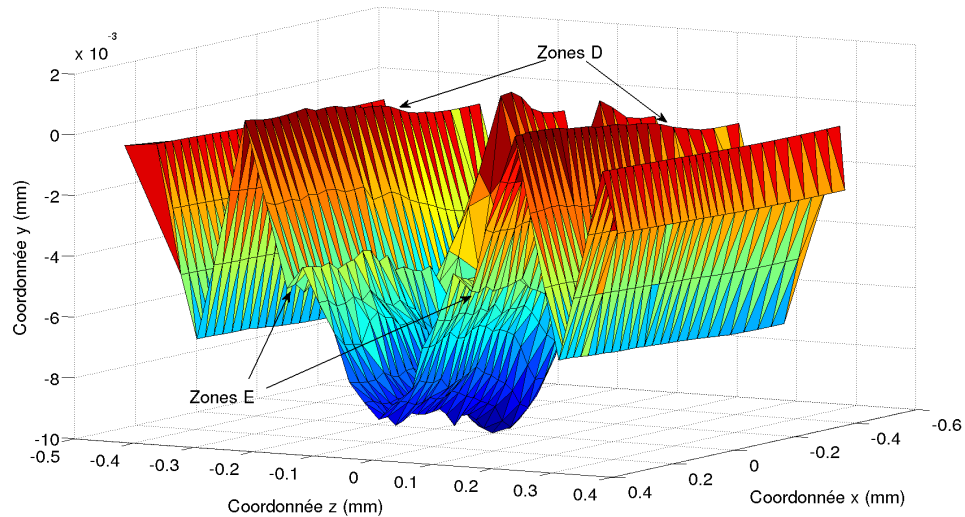


Fig. 2.2.13: Topologie d'une surface pourvue d'irrégularités périodiques sollicitée par contact roulant (simulation numérique); Vue 2

Un constat similaire est fait sur l'écoulement du bourrelet. La figure 2.2.13 (zones *D*) montre que l'altitude des pics adjacents n'est que légèrement modifiée par l'écoulement du bourrelet. Cependant, le fond des sillons adjacents est considérablement remonté (zones *E*).

Ainsi, lors du cycle suivant, dont la sollicitation est décalée dans la direction  $z$ , la bille entre en contact avec une irrégularité dont la géométrie a été modifiée deux fois. La première fois lors de la passe précédente par l'écoulement du bourrelet et la seconde fois lors de la passe en cours par l'action du bourrelet frontal. En fonction de la géométrie de la surface et de la taille de l'élément roulant, il est probable que l'écoulement du bourrelet interfère avec des irrégularités situées à plus ou moins longue distance. Le nombre de modifications successives subies par une irrégularité avant d'entrer en contact avec l'outil peut donc évoluer.

Afin de compléter l'analyse de l'impact du mécanisme de formation et écoulement du bourrelet, une grandeur d'ordre mécanique est analysée. La figure 2.2.14 présente l'écrouissage (déformation plastique équivalente) selon un profil en surface dans deux plans parallèles au plan  $(yOz)$ , l'un situé au niveau du centre de la bille à l'issue de la sollicitation de contact normal, l'autre situé à une position intermédiaire de la trajectoire d'avance de la bille, dans une région sollicitée en régime établi. Les données ont été recueillies au cours du premier des quatre cycles.

L'évolution globale des profils est semblable. Dans les deux cas, un écrouissage maximal est détecté au niveau des éléments constituant initialement les pics. Cependant une importante différence d'amplitude entre les deux sollicitations est mise en évidence. Les profils possèdent des valeurs maximales de déformation plastique équivalente de 9,8% pour la sol-

## 2. ÉTUDE NUMÉRIQUE COMPARATIVE DU CONTACT ROULANT ET DU CONTACT NORMAL

licitation de contact normal contre 27% pour la sollicitation de contact roulant. Les deux sollicitations étant pilotées en déplacement, la géométrie du fond du sillon, en contact avec l'élément roulant, est nécessairement proche. La géométrie finale au niveau des éléments constituant initialement les pics comme la géométrie initiale est donc semblable entre les deux sollicitations. La différence d'écroûissage s'explique donc par des trajets de chargement différents, induits par les mécanismes de formation et écoulement du bourrelet. De plus, le mécanisme de génération de contraintes résiduelles étant directement dépendant de l'état de déformation plastique, il est inévitable que cette différence d'écroûissage entre les deux sollicitations génère un écart du même ordre sur le champ de contraintes résiduelles. Enfin, il est intéressant de noter que l'écroûissage maximal détecté à l'issue des quatre cycles de sollicitation correspond à une déformation plastique équivalente de 54%.

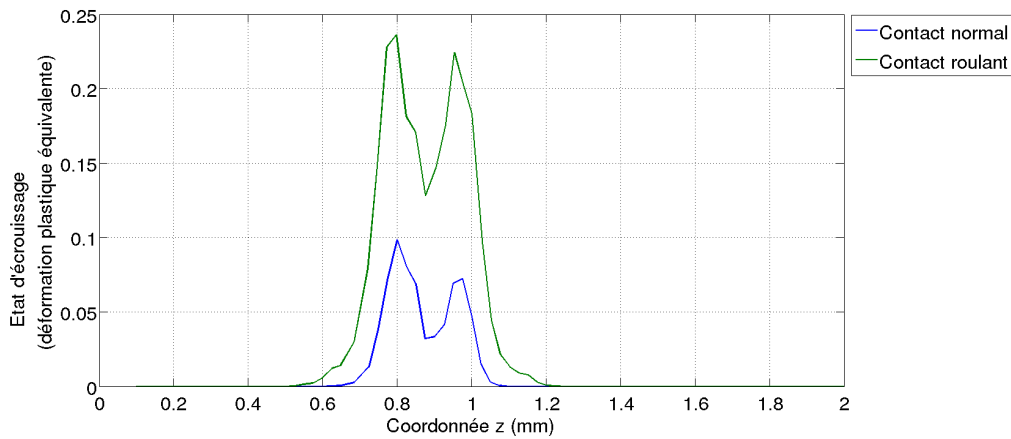


Fig. 2.2.14: Comparatif des profils d'écroûissage en surface dans deux plans parallèles au plan  $(yOz)$  entre la sollicitation de contact normal et la sollicitation de contact roulant au cours du premier cycle

Ces éléments montrent qu'une interaction se produit entre le bourrelet (et son écoulement) et les irrégularités d'une surface sollicitée par contact roulant. Dans le cas présenté ici, il a été montré que l'écoulement du bourrelet tend à faire remonter le fond des vallées adjacentes lors de la première passe. En généralisant, il apparaît que tout élément se trouvant en bordure de la région de contact voit son altitude augmentée. Ainsi, dans le cas où une vallée se trouve en bordure de la zone de contact, le fond de celle-ci remonte, réduisant la hauteur de l'irrégularité. Dans le cas où un pic se trouve en bordure de la région de contact, il est probable que l'écoulement du bourrelet fasse remonter le pic, augmentant ainsi la hauteur de l'irrégularité. Dès lors, tout élément induisant un changement des dimensions de la surface de contact modifie la géométrie de la surface déformée. En suivant le même raisonnement, la position initiale de l'élément roulant relativement au profil de rugosité engendrerait un comportement semblable. Dans le cas du galetage, cette perspective est problématique car

le jeu essentiel à la rotation de l'élément roulant rend impossible le positionnement précis de l'outil. De ce fait, elle mérite d'être étudiée.

### 2.2.3.2 Influence de la position initiale de l'élément roulant

Pour déterminer la sensibilité du mécanisme de contact roulant entre surfaces irrégulières à la position relative de l'élément roulant, une seconde simulation numérique est réalisée. Le modèle est identique à celui décrit dans la section 2.2.1. Seule la position initiale de la bille est décalée dans la direction  $z$  d'une demi-période de rugosité. La bille se trouve alors à la verticale d'un pic (nommé cas *Pic*). Les résultats de cette simulation sont comparés aux résultats de la simulation présentée précédemment, pour laquelle la bille se trouve à la verticale d'une vallée (nommé cas *Val*).

Les figures 2.2.15 et 2.2.16 présentent les profils de surface obtenus à l'issue de chacun des quatre cycles de contact roulant respectivement pour le cas *Val* et le cas *Pic*. Il est à noter que le déplacement dans la direction  $z$  imposé entre chaque cycle étant identique à la période de la rugosité, la position relative de la bille par rapport aux irrégularités est identique tout au long de la simulation.

Dans le cas où le centre de la bille se trouve à la verticale d'une vallée (cas *Val*, figure 2.2.15), il apparaît que l'écoulement du bourrelet interfère principalement avec les pics de la rugosité et tend à augmenter leur altitude (zones *A*). L'altitude du fond des vallées n'est quant à elle que très peu modifiée. Les irrégularités qui seront déformées lors des cycles suivants seront donc constituées de pics d'une hauteur plus importante qu'à l'état initial. Ce constat n'est toutefois valable qu'à partir du second cycle. En effet, il a été remarqué sur la figure 2.2.13 (phénomène également visible sur la figure 2.2.15) que lors du premier cycle, l'écoulement du bourrelet tend à augmenter l'altitude des vallées adjacentes sans toutefois modifier sensiblement l'altitude des pics.

Le placement de la bille à la verticale d'un pic a pour conséquence la translation de la zone d'écoulement du bourrelet qui interfère alors principalement avec les vallées de la rugosité (cas *Pic* figure 2.2.16 zones *B*). Celles-ci voient alors leur altitude remonter contrairement à l'altitude des pics qui n'est que peu modifiée. La hauteur globale des irrégularités qui seront déformées lors des cycles suivants est donc clairement inférieure aux dimensions initiales.

Dans ce cas particulier, une différence de rugosité résiduelle notable est détectée entre ces deux cas. La figure 2.2.17 présentent les profils de rugosité. En effet, en laissant de côté le décalage des profils dans la direction  $z$  (qui s'explique par les deux positions de la bille), les profils présentent des hauteurs de rugosité différentes. En prenant comme critère de

## 2. ÉTUDE NUMÉRIQUE COMPARATIVE DU CONTACT ROULANT ET DU CONTACT NORMAL

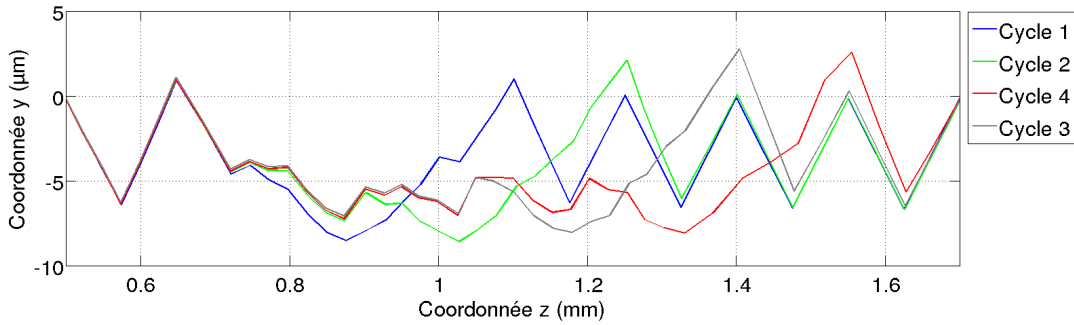


Fig. 2.2.15: Évolution des profils de surface dans un plan parallèle au plan  $(xOz)$  à l'issue de chacun des cycles de contact roulant dans le cas d'une surface irrégulière; le centre de la bille est situé à l'aplomb d'une vallée (cas nommé *Val*)

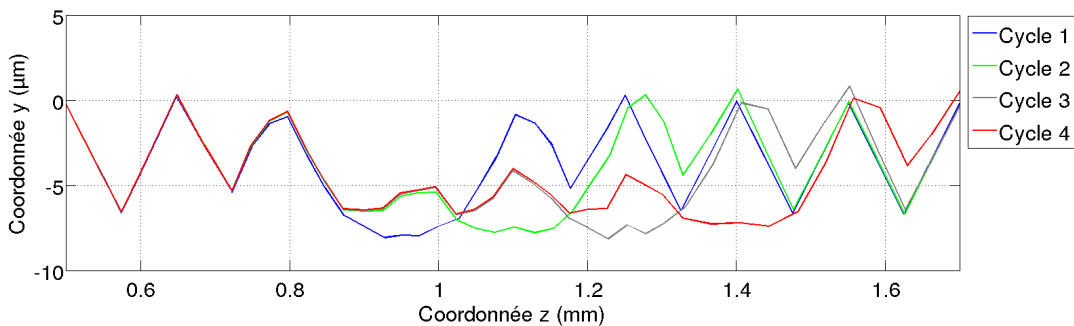


Fig. 2.2.16: Évolution des profils de surface dans un plan parallèle au plan  $(xOz)$  à l'issue de chacun des cycles de contact roulant dans le cas d'une surface irrégulière; le centre de la bille est situé à l'aplomb d'un pic (cas nommé *Pic*)

comparaison la hauteur du pic désigné par la zone *A* (figure 2.2.17), des valeurs de  $2,1 \mu\text{m}$  et  $2,7 \mu\text{m}$  sont relevées respectivement pour le cas *Val* et le cas *Pic*. De plus, cet écart intervient alors que la sollicitation est pilotée en déplacement. Il est probable que la différence s'accroît pour une sollicitation imposée en effort. En effet, les efforts résultant sur la bille étant plus faibles pour le cas *Pic*, l'application d'un effort identique pour les deux cas génèrera un enfoncement plus important de la bille pour le cas *Pic* et donc une rugosité résiduelle encore plus grande, accentuant la différence entre les deux cas.

Au final, il serait risqué de tirer des conclusions d'ordre qualitatif sur ce cas particulier, tant les géométries en jeu peuvent avoir un impact sur les tendances constatées ici. Toutefois, cette comparaison montre les conséquences de différents positionnements de l'élément roulant par rapport à des irrégularités périodiques et met d'ores et déjà en évidence une probable incertitude sur les résultats issus d'un modèle numérique de galetage.

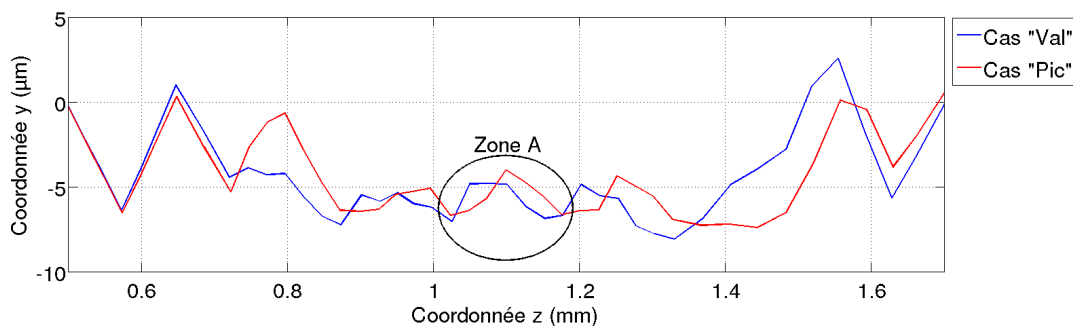


Fig. 2.2.17: Comparatif des profils de surface dans un plan parallèle au plan  $(xOz)$  à l'issue des quatre cycles de contact roulant pour les cas Val et Pic

## 2.3 Conclusion

Le premier chapitre de ce rapport a établi une équivalence entre la sollicitation de contact roulant et la sollicitation de contact normal sous l'hypothèse, entre autres, d'élasticité des corps. L'objectif était de réduire autant que possible la complexité du problème en vue de sa résolution numérique, comme l'ont fait précédemment d'autres auteurs. Dans ce chapitre, les effets de l'introduction d'un comportement plastique sur les mécanismes de contact roulant ont été étudiés. Dans un premier temps, deux cas modélisés en deux dimensions représentant des situations extrêmes de la réalité tri-dimensionnelle ont été analysés. Ces modèles ont mis en évidence trois phénomènes particuliers à la plasticité à savoir la formation d'un bourrelet frontal, la génération de contraintes résiduelles et l'éventuelle accumulation de déformation en cas de roulements répétés. Le premier est peu connu, tout du moins dans le rôle qu'il joue sur l'opération de galetage. Il a alors fait l'objet d'une attention particulière.

L'étude en deux dimensions a mis en évidence le rôle des déformations hors plan dans l'écoulement latéral du bourrelet frontal. Ce constat est validé en trois dimensions par l'apparition de saillies de part et d'autre de la région de contact. Celles-ci sont sans commune mesure avec le bourrelet périphérique visible sous contact normal. Il est ensuite montré que l'écoulement du bourrelet (et donc les saillies latérales) a un impact significatif sur la sollicitation de contact roulant répétée (semblable à la sollicitation induite par le galetage). D'un côté, la saillie contribue à modifier la géométrie de la surface déformée lors de la sollicitation précédente, générant ainsi une irrégularité sur une surface initialement lisse. De l'autre côté, la saillie induit une irrégularité sur la surface qui sera déformée lors du passage suivant, procurant à la sollicitation un caractère évolutif de passe en passe. L'effet de ce mécanisme avec une surface pourvue d'irrégularités comme celles induites par une opération d'usinage est étudié. Il est alors montré qu'en fonction de divers paramètres, l'écoulement du bourrelet peut diminuer l'amplitude des irrégularités avant passage du galet comme il peut les augmenter. De plus, il a été mis en évidence que les mécanismes de formation et écoulement du bourrelet ont un



## 2. ÉTUDE NUMÉRIQUE COMPARATIVE DU CONTACT ROULANT ET DU CONTACT NORMAL

---

impact significatif sur les caractéristiques mécaniques de la surface, et plus particulièrement sur le taux d'écroûissage.

Au final, il apparaît que le phénomène de formation et écoulement du bourrelet sous sollicitation de contact roulant a un impact significatif sur la géométrie de la surface dans les dimensions concernées par l'opération de galetage, mais également sur les caractéristiques mécaniques. En conséquence, la démarche de substitution de la sollicitation de contact roulant par la sollicitation de contact normal mis en œuvre par d'autres auteurs se révèle être inadaptée pour la prédiction de la géométrie ainsi que des caractéristiques mécaniques d'une surface galetée. La simulation d'un tel problème doit donc passer inévitablement par la modélisation de la sollicitation de contact roulant, réduisant ainsi les perspectives de réduction du problème à la définition d'une portion de pièce représentative.

# Chapitre 3

## Modélisation numérique du galetage

Le chapitre précédent a montré que la seule réduction possible du problème mécanique posé par la modélisation du galetage est la définition d'une portion de pièce représentative. Dans ce chapitre, la modélisation numérique de l'opération de galetage est présentée. Dans un premier temps, la modélisation du comportement mécanique du matériau est abordée et une présentation générale des modèles de comportement élasto-plastiques est donnée. En tirant partie des observations réalisées dans les chapitres précédents et en tenant compte du contexte industriel, le choix d'un modèle de comportement est ensuite argumenté. Une méthode d'identification expérimentale des paramètres de ce modèle, adaptée au cas du galetage est conçue puis appliquée sur le cas du matériau d'étude. Dans un second temps, les autres éléments de la simulation que sont la géométrie, le maillage, les conditions aux limites et la méthode de résolution sont décrits.

### 3.1 Modélisation du comportement du matériau

Le comportement mécanique des matériaux métalliques résulte de la combinaison de quatre comportements élémentaires : l'élasticité, la plasticité, la viscosité et l'endommagement ([34]). L'élasticité et la plasticité sont des régimes de déformation, réversible pour le premier et permanente pour le second. La viscosité traduit la dépendance du mécanisme de déformation à la vitesse de déformation ; l'endommagement est l'apparition de diverses formes de dégradation du comportement du matériau.

Il s'agit alors de déterminer quels sont les phénomènes majoritaires à prendre en compte pour définir le modèle le plus pertinent par rapport à l'application envisagée, tout en limitant au maximum le degré de complexité. Une étude expérimentale sur le procédé de galetage (section

4.1) a révélé une influence quasiment nulle de la vitesse de rotation de la pièce sur l'opération. Ce constat amène à supposer que le comportement mécanique du matériau ne dépend pas de la vitesse de déformation. L'effet de la viscosité ne sera donc pas modélisé. Par ailleurs, la dégradation du comportement du matériau n'étant pas atteinte au cours d'une opération de galetage dans des conditions standards de mise en oeuvre, l'endommagement ne sera pas considéré dans le modèle.

En conclusion, le modèle de comportement mécanique retenu pour cette étude est donc de type élasto-plastique.

#### 3.1.1 Modèles d'élasto-plasticité

Dans le cadre de la mécanique des milieux continus, deux situations existent, impliquant deux formulations différentes de la décomposition de la déformation en une partie élastique et une partie plastique. Sous l'hypothèse des petites perturbations, valide en pratique pour des déformations inférieures à 5% ([34]), la décomposition de la déformation est additive. En revanche, lorsque cette hypothèse est invalidée, la formulation des équations de la mécanique des milieux continus dans le cadre des grandes transformations nécessite une décomposition multiplicative de la déformation globale ([34]).

L'amplitude des déformations observées numériquement dans un solide sous l'effet d'un contact roulant ne permet pas de satisfaire l'hypothèse des petites perturbations. Le formalisme en grandes transformations doit donc être utilisé dans l'établissement du modèle de comportement. Dans le code Éléments Finis ABAQUS, utilisé dans cette étude, la formulation utilise une décomposition additive de la déformation et un référentiel corotationnel ([35]) pour prendre en compte les grandes transformations. La loi de comportement est alors décrite dans le formalisme de la décomposition additive de la déformation.

En conséquence, les modèles de comportement sont établis dans ce rapport pour être utilisés dans le cadre d'une décomposition additive de la déformation. La loi de comportement élasto-plastique est alors définie par quatre relations qui définissent le comportement élastique, le seuil de plasticité, la loi d'écrouissage et la loi d'écoulement. Les déformations et les contraintes sont décrites respectivement par le tenseur des déformations  $\underline{\underline{\epsilon}}$  et le tenseur des contraintes  $\underline{\underline{\sigma}}$ .

##### 3.1.1.1 Modèle élastique

Classiquement, la relation entre contrainte et déformation élastique des métaux est donnée par la loi de Hooke généralisée :

$$\underline{\underline{\sigma}} = \underline{\underline{C}} \cdot \underline{\underline{\varepsilon}}_e \quad (3.1)$$

où  $\underline{\underline{C}}$  est le tenseur d'ordre quatre des modules d'élasticité.

Sous l'hypothèse d'un comportement élastique isotrope, l'expression de la loi de Hooke généralisée est réduite à l'expression :

$$\varepsilon_e = \frac{1 + \nu}{E} \underline{\underline{\sigma}} - \frac{\nu}{E} Tr(\underline{\underline{\sigma}}) \mathbb{I} \quad (3.2)$$

où  $E$  et  $\nu$  sont respectivement le module d'Young et le coefficient de Poisson.  $\mathbb{I}$  est la matrice identité. L'équation 3.2 régit le comportement du matériau dans son domaine d'élasticité.

### 3.1.1.2 Seuil de plasticité

Le domaine d'élasticité est délimité par une surface de charge  $S_c$ , traduisant la limite du domaine d'élasticité  $\mathcal{C}$  dans l'espace des contraintes. Dans le cas général, la surface  $S_c$  est considérée suffisamment régulière pour être définie par une fonction seuil  $f(\underline{\underline{\sigma}})$  telle que :

$$\begin{cases} f(\underline{\underline{\sigma}}) < 0 & \text{à l'intérieur de } \mathcal{C} \\ f(\underline{\underline{\sigma}}) = 0 & \text{sur } S_c \end{cases} \quad (3.3)$$

Ainsi, dès que la condition  $f(\underline{\underline{\sigma}}) = 0$  est atteinte, l'écoulement plastique a lieu, générant une déformation plastique irréversible. D'autre part, il est montré que le cas où  $f(\underline{\underline{\sigma}}) > 0$  est impossible (il s'agit de la condition de cohérence). En conséquence, toute augmentation de la contrainte au-delà de la surface de charge initiale entraîne une modification de cette dernière. Dès lors, le seuil de plasticité est toujours égal à la plus grande valeur de contrainte atteinte au cours de l'histoire du matériau. L'écrouissage caractérise l'évolution de la surface de charge.

La fonction seuil  $f$ , délimitant le domaine d'élasticité, est alors communément donnée par la relation :

$$f(\underline{\underline{\sigma}}, R) = \sigma_{Eq}(\underline{\underline{\sigma}}) - R \quad (3.4)$$

dans laquelle  $\sigma_{Eq}(\underline{\underline{\sigma}})$  est une contrainte équivalente,  $R$  est une variable scalaire représentant l'état d'écrouissage du matériau.

Plusieurs définitions de la contrainte équivalente  $\sigma_{Eq}(\underline{\sigma})$  ont été proposées, répondant chacune à une situation particulière. Les deux plus courantes dans le cas des matériaux métalliques sont la contrainte équivalente de Von Mises et la contrainte équivalente proposée par Hill.

La contrainte équivalente de Von Mises est retenue lorsque : (1) le comportement du matériau est isotrope et (2) l'écoulement plastique du matériau est insensible à la pression hydrostatique. Ces comportements s'observent expérimentalement pour une grande part des matériaux métalliques. La contrainte équivalente de Von Mises est exprimée dans un repère quelconque par la formule :

$$\sigma_{Eq}(\underline{\sigma}) = \left[ \frac{1}{2} \left[ (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\sigma_{xy}^2 + \sigma_{yz}^2 + \sigma_{zx}^2) \right] \right]^{1/2} \quad (3.5)$$

Pour modéliser le comportement des matériaux présentant une anisotropie de leur comportement mécanique, une autre forme de contrainte équivalente est proposée par Hill. C'est une généralisation de la contrainte de Von Mises qui s'exprime sous une forme quadratique :

$$\sigma_{Eq}(\underline{\sigma}) = \left[ \frac{1}{2} \left[ F(\sigma_x - \sigma_y)^2 + G(\sigma_y - \sigma_z)^2 + H(\sigma_z - \sigma_x)^2 + 2(L\sigma_{xy}^2 + M\sigma_{yz}^2 + N\sigma_{zx}^2) \right] \right]^{1/2} \quad (3.6)$$

où  $F, G, H, L, M, N$  sont des scalaires indicatifs du degré d'anisotropie. Il faut toutefois noter que le recours à cette contrainte équivalente dans un critère de plasticité n'est valable que pour le cas particulier de l'orthotropie (matériaux conservant trois plans de symétrie perpendiculaires).

#### 3.1.1.3 Loi d'écroutissement et loi d'écoulement

La forme du domaine d'élasticité initial a été décrite par le critère de plasticité. Il s'agit alors de décrire son évolution au cours du chargement, par l'intermédiaire de la variable d'écroutissement  $R$ .

Différentes études expérimentales, consistant à solliciter un échantillon suivant plusieurs directions, ont montré que l'évolution de la surface de charge est complexe et directement liée aux trajets de chargement ([34]). Toutefois, deux modèles sont régulièrement considérés : l'expansion isotrope dans l'espace des contraintes et la translation du domaine d'élasticité, appelés respectivement écroutissement isotrope et écroutissement cinématique.

Il convient alors de décrire l'évolution de la variable d'érouissage  $R$  en fonction de la déformation plastique. De nombreux auteurs ont développé des lois d'érouissage de complexité variable. La plus simple est l'expression isotrope à deux paramètres de Ludwik :

$$R = \sigma_0 + K\varepsilon_p^n \quad (3.7)$$

dans laquelle  $K$  et  $n$  sont des paramètres intrinsèques au matériau,  $\sigma_0$  est la limite d'élasticité et  $\varepsilon_p$  représente la déformation plastique équivalente. Les codes Éléments Finis proposent en outre une description tabulaire de la loi d'érouissage isotrope. Les valeurs sont alors calculées par interpolation linéaire. D'autres lois plus complexes existent également, comme la loi de Johnson-Cook intégrant une viscosité et une sensibilité à la température ou encore la loi d'Armstrong-Frederick modélisant l'érouissage cinématique.

Pour compléter la description d'un modèle de comportement la loi d'écoulement, qui caractérise l'amplitude et la direction de l'écoulement plastique doit être définie. Dans le cadre de la plasticité associée, la loi d'écoulement est décrite par la formule :

$$\dot{\varepsilon}_p = \dot{\lambda} \frac{\partial f}{\partial \sigma} \quad (3.8)$$

Ainsi, la vitesse de déformation plastique  $\dot{\varepsilon}$  est normale à la surface seuil au point de chargement  $\sigma$ . La nécessité de sortir du cadre de la plasticité associée ne se présente que pour des lois d'érouissage complexes comme une loi d'érouissage cinématique non-linéaire ([36]). Le multiplicateur plastique  $\dot{\lambda}$  est calculé à partir de la condition de cohérence 3.3. En l'absence de comportement visqueux et à condition qu'un critère de plasticité quadratique soit utilisé (ce qui est le cas du critère de Von Mises), il peut être montré que  $\dot{\lambda} = \varepsilon_{pEq}$  où  $\varepsilon_{pEq}$  est une déformation plastique équivalente définie par la relation :

$$\varepsilon_{pEq} = \int \sqrt{\frac{3}{2} \dot{\underline{\underline{\varepsilon}}}_p : \dot{\underline{\underline{\varepsilon}}}_p} dt \quad (3.9)$$

$\varepsilon_{pEq}$  constitue alors une mesure de l'état d'érouissage du matériau.

### 3.1.2 Choix du modèle de comportement

Le choix modèle de comportement du matériau affecte inévitablement les résultats de la simulation numérique. Toutefois, le modèle de comportement universel prenant en compte

Phénomène	Modèle retenu
Partition de la déformation	Partition additive
Élasticité	Modèle de Hooke classique
Plasticité	Contrainte équivalente de Von Mises
	Loi d'écrouissage isotrope (description tabulaire) et loi d'écoulement associée

Tab. 3.1: Récapitulatif du modèle de comportement retenu

l'intégralité des phénomènes observés expérimentalement n'existe pas. Il doit donc être déterminé soigneusement à partir de l'étude de la sollicitation mais également de la sensibilité du matériau concerné aux différents modes de sollicitation. Dans ce travail, le contexte industriel introduit une contrainte supplémentaire : le coût de la procédure de caractérisation. En effet, la complexité et le temps de mise en œuvre de la procédure complète "modélisation du problème - caractérisation du matériau - simulation" sont des facteurs extrêmement pénalisants dans l'adoption de cet outil de simulation par l'industrie de la sous-traitance.

Dans cette étude, le parti a été pris de considérer, dans le modèle de comportement, uniquement les phénomènes présentant un impact significatif sur la qualité de la description du matériau en regard du coût de leur identification. Ainsi, l'effet de la prise en compte du comportement probablement anisotrope de la matière est jugé faible en regard du coût de son identification. De plus, un chargement alternant valeur négative - valeur positive a été mis en évidence sous sollicitation de contact roulant (chapitre 2). Si le matériau présente de l'écrouissage cinématique, il est probable que celui-ci induise une accumulation de déformation en cas de chargements répétés. Dans le cas du galetage, le nombre de sollicitations que subit un élément de la surface au cours d'une passe est directement dépendant du couple (Largeur de la zone de contact, Vitesse d'avance). En considérant la gamme des vitesses d'avance classiquement utilisées, le nombre de sollicitations d'un élément de matière au cours d'une passe est évalué dans un intervalle de une à cinq. Dès lors, l'impact de l'éventuel écrouissage cinématique sur la qualité de la description du matériau paraît faible en regard du coût de son identification expérimentale.

Partant de ces hypothèses, le modèle considéré a été construit en intégrant un comportement élastique isotrope, un critère de plasticité isotrope de Von Mises et une loi d'écrouissage isotrope. Le tableau (3.1) récapitule les éléments retenus pour définir le comportement d'un matériau métallique sous l'effet d'un contact roulant.

### 3.1.3 Caractérisation élasto-plastique du matériau d'étude

Le modèle retenu dans la section (3.1) pour restituer le comportement du matériau est de type élasto-plastique isotrope à loi d'écrouissage isotrope. Cette section traite de l'identification expérimentale des paramètres de ce modèle pour le matériau d'étude.

La nature même de l'activité de décolletage implique une production en grande voire très grande série. Aussi, dans le but de limiter les temps de chargement / déchargement des pièces, le tour de décolletage est alimenté en continu par des barres de matière première, pré-étirées à froid pour en améliorer l'usinabilité. Afin de s'assurer de la représentativité des échantillons prélevés pour caractériser le matériau, il est préférable de contrôler l'homogénéité de la matière.

#### 3.1.3.1 Homogénéité

Le degré d'homogénéité s'évalue en observant la distribution des réponses du matériau sous une sollicitation mécanique locale répétée en différents endroits d'un échantillon. La figure (3.1.1) présente les résultats d'une suite de mesures de micro-dureté sur une coupe transversale. L'abscisse représente la distance par rapport à la circonférence extérieure jusqu'au centre de la barre. La dureté décroît en s'approchant du cœur de la barre et présente localement des variations dont il convient de déterminer l'origine.

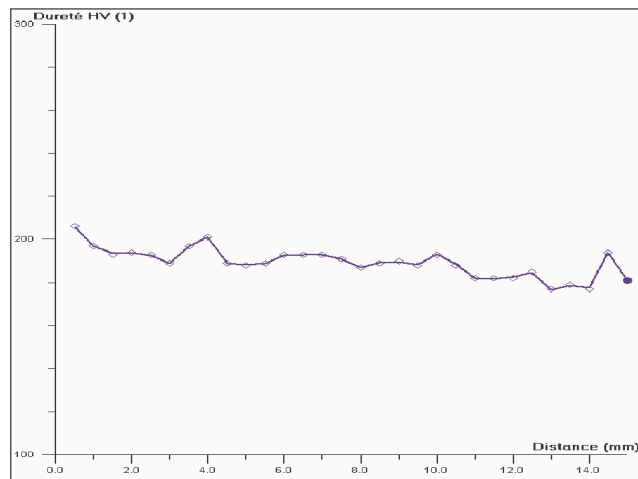


Fig. 3.1.1: Filiation de dureté HV1 sur une coupe transversale

L'étude micrographique d'un échantillon de matière permet d'élaborer une explication. Les figures (3.1.2) et (3.1.3) présentent la micro-structure d'une coupe transversale à cœur et en surface. A cœur, la structure est ferritique homogène à grains équiaxes avec quelques lamelles



### 3. MODÉLISATION NUMÉRIQUE DU GALETAGE

de perlite uniformément réparties. Une analyse dans le sens longitudinal montre que cette perlite lamellaire forme des bandes dans le sens long de la barre. L'indice conventionnel de taille de grains est G7 (suivant EN ISO 643). En surface, la structure est principalement ferritique avec un peu de perlite globulisée. Les grains sont irréguliers d'indice conventionnel global G8. L'évolution de la structure à perlite globulisée vers la structure présente à cœur (perlite lamellaire) est progressive et s'effectue sur environ 1 mm. La figure (3.1.4) présente la répartition des inclusions à cœur et en surface. Ces inclusions sont constituées de sulfures et d'oxydes de dimensions plus faibles en surface.

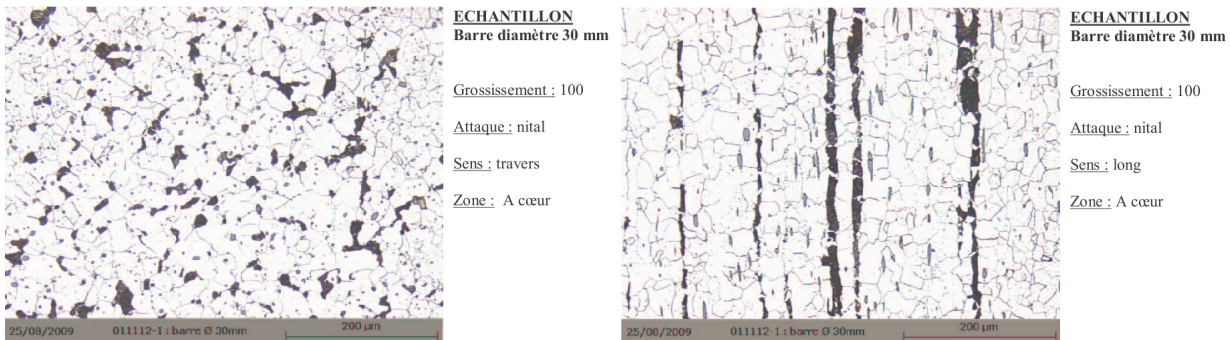


Fig. 3.1.2: Examen micrographique à cœur sur coupe transverse (à gauche) et sur coupe longitudinale (à droite)

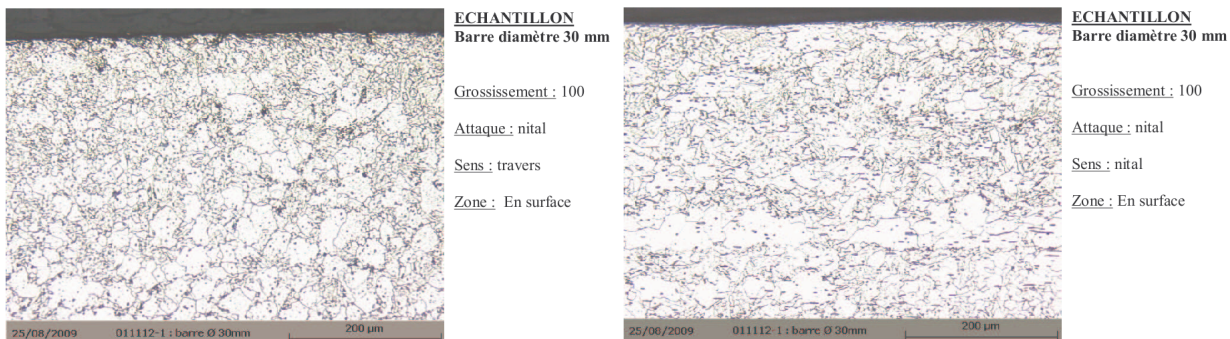


Fig. 3.1.3: Examen micrographique en surface sur coupe transverse (à gauche) et sur coupe longitudinale à droite

Le comportement mécanique local est lié à l'état microscopique du matériau. Les variations locales de la courbe de filiation de dureté sont attribuées à la présence d'inclusions réparties aléatoirement. La présence de grains de taille plus importante à cœur est à l'origine d'une dureté moins importante.

A l'échelle micrométrique, l'homogénéité du matériau est altérée par la présence d'inclusions dont les caractéristiques mécaniques sont connues pour être radicalement différentes de celles de l'acier ([37]). Un gradient de ces mêmes caractéristiques est constaté à l'échelle millimétrique dans une moindre mesure selon la direction radiale. Finalement, ce gradient est

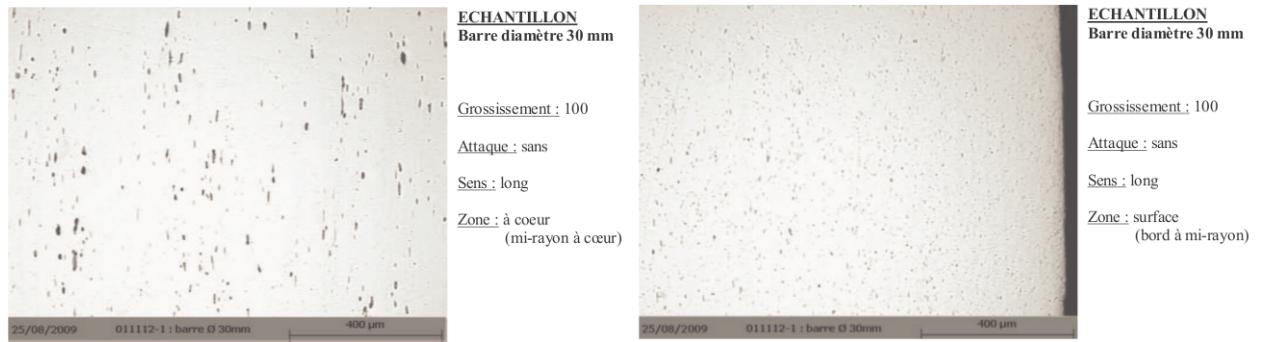


Fig. 3.1.4: État inclusionnaire à cœur (à gauche) et en surface (à droite)

jugé suffisamment faible pour être négligé. Le matériau est alors considéré comme homogène à l'échelle millimétrique ce qui implique que les phénomènes observés à une échelle inférieure doivent être interprétés avec des précautions particulières. Ainsi, l'essai de caractérisation doit être basé sur une expérience à l'échelle du millimètre ou à une échelle supérieure.

### 3.1.3.2 Identification des paramètres du modèle élastique

L'identification des paramètres élastiques d'un matériau métallique n'est généralement pas simple. En effet, celle-ci implique la mesure de déformations d'amplitudes extrêmement faibles ce qui la rend très sensible aux phénomènes extérieurs. Premièrement, sur un essai mécanique comme l'essai de traction (monotone), l'identification de la limite d'élasticité est problématique. En effet, l'identification de la part de déformation élastique sur la déformation globale est source d'erreurs. Deuxièmement, les conditions d'application de la sollicitation aux limites du domaine d'étude sont imprécises, en particulier au début de l'essai. Des phénomènes comme le rattrapage de jeux ou le glissement de mors auto-serrant interviennent dans les premiers stades de chargement, faussant des données essentielles à l'identification des paramètres du modèle élastique.

Pour caractériser précisément le comportement élastique de matériaux métalliques, il convient alors de faire appel à un essai générant, de la manière la plus précise possible, une sollicitation d'amplitude suffisamment faible pour engendrer une réponse essentiellement élastique. La propagation d'une onde ultrasonore dans le matériau répond à ce cahier des charges.

#### 3.1.3.2.1 Principe de la détermination de constantes élastiques par onde ultrasonore

L'essai de mesure du temps de vol d'une onde ultrasonore est fondé sur l'observation de la propagation d'une onde élastique dans le matériau. La description mathématique de l'essai

relève donc de la dynamique des milieux continus.

### Équations de la dynamique des milieux continus

Soit un volume infinitésimal de forme parallélépipédique, situé à proximité d'un point  $M$  au sein d'un milieu élastique infini. L'état de contraintes dans ce volume est entièrement défini par les six composantes du tenseur des contraintes  $\underline{\underline{\sigma}}$  :

$$\underline{\underline{\sigma}} = \begin{bmatrix} \sigma_x & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{xy} & \sigma_y & \sigma_{yz} \\ \sigma_{xz} & \sigma_{yz} & \sigma_z \end{bmatrix}$$

Le déplacement du point  $M$  selon les directions  $x$ ,  $y$  et  $z$  sont décrits respectivement par les variables  $u$ ,  $v$  et  $w$ . Ainsi, les déplacements du volume infinitésimal sont définis par les six composantes du tenseur des déformations  $\underline{\underline{\varepsilon}}$  :

$$\underline{\underline{\varepsilon}} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} & \varepsilon_{xy} & \varepsilon_{xz} \\ \varepsilon_{xy} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} & \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} & \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{xz} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} & \varepsilon_{yz} = \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} & \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \end{bmatrix} \quad (3.10)$$

et les trois composantes de rotation de corps rigide :

$$\begin{cases} \omega_x = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \right) \\ \omega_y = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \omega_z = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial u}{\partial y} \right) \end{cases} \quad (3.11)$$

Sous hypothèses d'élasticité et d'isotropie, les contraintes et les déformations sont liées par la loi de Hooke à deux coefficients indépendants :

$$\underline{\underline{\sigma}} = \lambda Tr(\underline{\underline{\varepsilon}})I + 2G\underline{\underline{\varepsilon}} \quad (3.12)$$

où  $\lambda$  est le premier coefficient de Lamé et  $G$  est le module de cisaillement.

Toute sollicitation de ce volume infinitésimal engendre une réaction conformément au principe fondamental de la dynamique. En négligeant les efforts volumiques, les équations se simplifient pour donner le système d'équations de mouvement suivant :

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial z} \\ \rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial z} \\ \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} \end{cases} \quad (3.13)$$

où  $\rho$  est la masse volumique du matériau.

En introduisant la loi de comportement, le système devient :

$$\begin{cases} \rho \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = (\lambda + G) \frac{\partial \Delta}{\partial x} + G \nabla^2 u \\ \rho \frac{\partial^2 v}{\partial t^2} = (\lambda + G) \frac{\partial \Delta}{\partial y} + G \nabla^2 v \\ \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = (\lambda + G) \frac{\partial \Delta}{\partial z} + \mu \nabla^2 w \end{cases} \quad (3.14)$$

avec  $\Delta = Tr(\underline{\underline{\varepsilon}})$ .  $\nabla$  représente l'opérateur laplacien.

Il est démontré ([38]) que ce système a pour seules solutions les équations d'ondes de la forme :

$$\frac{\partial^2 \Delta}{\partial t^2} = \frac{(\lambda + 2G)}{\rho} \nabla^2 \Delta \quad , \quad (3.15)$$

$$\frac{\partial^2 \omega_x}{\partial t^2} = \frac{G}{\rho} \nabla^2 \omega_x \quad , \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial^2 \omega_y}{\partial t^2} = \frac{G}{\rho} \nabla^2 \omega_y \quad , \quad (3.17)$$

$$\frac{\partial^2 \omega_z}{\partial t^2} = \frac{G}{\rho} \nabla^2 \omega_z \quad (3.18)$$

Ainsi, deux types d'onde sont propagés dans un milieu élastique infini : des ondes dites de dilatation (équation 3.15) et des ondes dites de distorsion (équations 3.16, 3.17, 3.18). Les premières engendrent un mouvement des particules de matière dans la direction longitudinale, c'est-à-dire dans la direction de propagation. Elles évoluent à la vitesse :

$$c_L = \left( \frac{(\lambda + 2G)}{\rho} \right)^{1/2} \quad (3.19)$$

Les secondent engendrent des déplacements de matière dans la direction transverse, c'est-à-dire dans les directions perpendiculaires à la direction de propagation. Elles voyagent à la vitesse :

$$c_T = \left( \frac{G}{\rho} \right)^{1/2} \quad (3.20)$$

### Principe de l'essai

Ainsi, les vitesses de propagation d'ondes dans un milieu élastique sont directement fonction des caractéristiques élastiques et de la masse volumique du matériau. La mesure de la vitesse d'une onde dans un matériau élastique donne donc directement des informations sur le comportement élastique. L'essai consiste alors à provoquer une onde de faible amplitude dans le matériau (pour générer des contraintes inférieures à la limite élastique) et à mesurer le temps mis pour parcourir une distance donnée.

Alors, les coefficients d'élasticité conventionnels  $E$  et  $\nu$  sont déterminés par les formules suivantes :

$$\nu = \frac{1 - 2\left(\frac{C_T}{C_L}\right)^2}{2 - 2\left(\frac{C_T}{C_L}\right)^2} \quad (3.21)$$

$$E = 2\rho C_L^2(1 + \nu) \quad (3.22)$$

#### 3.1.3.2.2 Expériences et résultats

Les ondes longitudinales et transverses utilisées pour déterminer les vitesses de propagation dans les deux directions sont de type ultrasonores. Les fréquences sont de 10  $MHz$  pour les ondes longitudinales et 5  $MHz$  pour les ondes transverses. Des transducteurs à contact sont utilisés. Ils jouent à la fois le rôle d'émetteur et récepteur. Le temps de vol (ou temps

	Ech1 $x$	Ech1 $y$	Ech1 $z$	Ech2 $x$	Ech2 $y$	Ech2 $z$
$E$ (GPa)	200	197	201	197	199	201
$\nu$	0,29	0,30	0,30	0,30	0,30	0,30
		Ech3 $x$	Ech3 $y$	Ech3 $z$		
		197	198	201		
		0,30	0,30	0,30		

Tab. 3.2: Coefficients d'élasticité du matériau d'étude mesurés par méthode ultrasonore

de parcours) de l'onde est mesuré après réflexion sur la face inférieure de l'échantillon. La distance parcourue est donc de deux fois l'épaisseur. Les échantillons parallélépipédiques de dimensions  $10\text{ mm} * 10\text{ mm} * 15\text{ mm}$  sont découpés au cœur de la barre. Les mesures sont réalisées dans les trois directions. Ces expériences sont dupliquées sur trois échantillons différents afin d'évaluer la répétabilité.

Le tableau 3.2 représente de façon synthétique les résultats obtenus. Les directions  $x$  et  $y$  sont positionnées dans le sens transverse de la barre, la direction  $z$  correspond à la direction longitudinale de la barre.

Une très bonne répétabilité est constatée. De plus, les valeurs révèlent une isotropie du comportement élastique du matériau, confortant l'hypothèse retenue précédemment (section 3.1.2). Les valeurs moyennes retenues sont :  $E = 199\text{ GPa}$  et  $\nu = 0,30$ .

Par rapport à une technique mécanique classique, cette méthode possède plusieurs avantages. Le premier est la qualité de la mesure. D'une part, la méthode ultrasonore permet de s'affranchir des incertitudes expérimentales liées à la raideur des machines mécaniques et l'existence de jeux dans la chaîne de transmission de mouvement imposé à l'éprouvette. D'autre part, cette méthode étant basée sur la propagation d'une onde de faible amplitude, seules des déformations élastiques sont générées. Ainsi, elle n'implique pas d'hypothèse sur la valeur de la limite élastique, étape indispensable à l'exploitation d'un essai mécanique en vue de l'identification d'un module élastique. Le deuxième avantage est la mesure directe et à moindre coût du coefficient de Poisson. En effet, lors d'un essai mécanique classique comme l'essai de traction, la détermination du coefficient de Poisson nécessite la mesure précise d'une composante de déformation supplémentaire (transverse) impliquant l'acquisition d'un matériel coûteux. Enfin, le troisième avantage est d'ordre financier, puisque le matériel ultrasonore est peu coûteux en raison de son utilisation répandue pour la mesure d'épaisseur et les contrôles non destructifs. Toutefois, la question de l'influence de la vitesse de sollicitation sur la détermination de constantes élastiques par la méthode ultrasonore reste ouverte. En effet, les vitesses de déformation impliquées lors de la mesure par ultrasons sont sensiblement plus importantes que celles constatées par exemple lors d'essais de traction.

### 3.1.3.3 Identification des paramètres du modèle plastique

La loi d'écouissage isotrope à identifier est de forme  $\sigma = f(\varepsilon)$ . L'expérience doit donc permettre d'imposer une déformation et de mesurer une contrainte ou vice versa. Cependant, on ne sait expérimentalement qu'imposer des déplacements ou des efforts. De plus, aucun dispositif ne permet la mesure de contraintes dans une structure. L'expérience de caractérisation doit donc être conçue de façon à retrouver à partir de mesures d'efforts ou de déplacements, respectivement les contraintes ou les déformations. L'essai de référence en mécanique des solides est l'essai de traction simple.

#### 3.1.3.3.1 L'essai de traction simple

##### Présentation de l'essai

L'essai de traction simple consiste à imposer une sollicitation uni-directionnelle à une éprouvette dont la section dans la zone utile est généralement cylindrique circulaire (ou parallélépipédique pour les matériaux conditionnés en plaques). Habituellement, l'éprouvette est maintenue entre un mors fixe et un mors mobile qui impose une vitesse de déplacement constante à la tête de l'éprouvette. Pour une sollicitation selon la direction  $x$ , et sous les hypothèses d'isotropie et d'homogénéité des champs de déformations et contraintes, les tenseurs des contraintes et des déformations sont :

$$\underline{\underline{\sigma}} = \begin{bmatrix} \sigma_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

et

$$\underline{\underline{\varepsilon}} = \begin{bmatrix} \varepsilon_x & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_y & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_z = \varepsilon_y \end{bmatrix} \quad (3.24)$$

Dans ce cas particulier, la contrainte équivalente de Von Mises est égale à la contrainte longitudinale et la déformation plastique équivalente est égale à la déformation plastique longitudinale. La courbe de référence est alors caractérisée par la fonction  $f$  telle que :  $\sigma_x = f(\varepsilon_x)$ . La partition de la déformation en composante élastique et composante plastique fait que cette fonction  $f$  rend compte à la fois du comportement élastique et du comportement plastique.

La contrainte est estimée à partir de l'effort appliqué :  $\sigma_x = F_x/S_0$  avec  $F_x$  l'effort de traction et  $S_0$  la section transverse initiale de l'éprouvette. Elle est nommée contrainte

nominale. Les déformations sont évaluées à partir des déplacements par la relation  $\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} [\text{grad}(\vec{u}) + \text{grad}(\vec{u})^T]$  avec  $\vec{u}$  le vecteur déplacement d'un point de matière. Elles sont nommées déformations nominales. Dans la pratique, il est généralement mesuré un effort  $F$  et un allongement selon la direction de traction  $\varepsilon_x = \Delta L/L_0$  où  $L_0$  est la longueur initiale de la zone observée et  $L$  la longueur courante.

Cependant, la déformation nominale est définie par rapport aux dimensions initiales de l'échantillon. Or, les dimensions évoluent tout au long de l'essai. Pour en tenir compte, il est préférable d'utiliser la déformation logarithmique appelée également déformation "vraie" ou encore de Hencky :

$$\varepsilon_{vx} = \int_{L_0}^L \frac{dL}{L} = \ln\left(\frac{L}{L_0}\right) = \ln(1 + \varepsilon_x) \quad (3.25)$$

L'utilisation de la déformation nominale reste cependant correcte tant que les termes du second ordre sont négligeables ( $|\varepsilon_x|^2 \ll |\varepsilon_x|$ ).

Il en est de même pour la contrainte nominale, qu'il est alors préférable de remplacer par la contrainte de Cauchy ou contrainte "vraie" qui rapporte l'effort à la section courante. La mesure de la section courante n'étant pas toujours aisée, on cherche généralement à l'estimer. Les matériaux métalliques ayant, dans la plupart des cas, la propriété d'incompressibilité plastique, la section s'évalue par la formule  $S = \frac{L_0}{L} S_0$ . La contrainte "vraie" s'exprime alors par :

$$\sigma_{vx} = \frac{F}{S} = \frac{F}{S_0} e^{\varepsilon_{vx}} = \frac{F}{S_0} (1 + \varepsilon_x) \quad (3.26)$$

L'identification d'une courbe de référence en traction consiste donc à trouver la fonction  $f$  telle que  $\sigma_{vx} = f(\varepsilon_{vx})$ .

### Limite de l'essai : le phénomène de striction

Ces définitions ne sont toutefois valables que sous l'hypothèse d'homogénéité des champs de contraintes et déformations dans l'éprouvette. Cependant, à partir d'un certain niveau de sollicitation, l'essai de traction rentre dans un régime instable et génère des champs hétérogènes, c'est le phénomène de striction. A partir de cet instant, les déformations se localisent en une zone de l'échantillon. Or, les déformations étant généralement mesurées de façon globale, leur mesure s'en trouve faussée. D'autre part, la striction engendrant une déformation localisée, la section est réduite localement. Cette variation de la géométrie de



l'éprouvette génère un état de contrainte tri-axial ( $\sigma_y \neq 0$  et  $\sigma_z \neq 0$ ) et la contrainte équivalente de Von Mises diffère alors de la contrainte mesurée.

Il est possible d'évaluer l'instant à partir duquel la striction débute. Plusieurs critères existent, dont le plus commun est le critère de Considère. Cette approche repose sur une observation du comportement en traction monotone et s'exprime ainsi : si l'effort de traction est une fonction décroissante de la déformation, alors une striction s'amorce. Le critère s'exprime alors comme l'instant où l'effort est maximal ou encore comme le point de la courbe  $\sigma_{vx} = f(\varepsilon_{vx})$  pour lequel :

$$\frac{d\sigma_{vx}}{d\varepsilon_{vx}} = \sigma_{vx} \quad (3.27)$$

La portion de la courbe  $\sigma_{vx} = f(\varepsilon_{vx})$  à considérer dans l'identification d'une loi d'écrouissage est donc limitée par le critère de Considère, ce qui a pour effet de restreindre la zone de définition de la loi de comportement à quelques pourcents voire dizaines de pourcents de déformation. Cette limite est problématique lorsque l'on souhaite utiliser cette loi de comportement dans la modélisation de sollicitations autres que la traction simple, et pour lesquelles les taux de déformation générés peuvent être plus importants. Trois solutions sont alors envisageables. La première et la plus simple consiste à extrapoler la loi de comportement à partir de la régression d'une fonction mathématique sur la zone identifiée. Une revue de la gamme des fonctions usuelles est présentée dans ([39]). La deuxième solution est basée sur l'exploitation des données recueillies après apparition de la striction. Cette approche repose sur l'hypothèse selon laquelle la déformation radiale (ou déformations transverses dans le cas d'éprouvettes à sections parallélépipédiques) est uniforme dans la section ([40]). Sous l'hypothèse d'incompressibilité plastique, la déformation peut alors être mesurée par l'évolution de la section minimum ( $\varepsilon_{vx} = \ln(\frac{S_0}{S})$ ). La contrainte équivalente est quant à elle estimée par la contrainte apparente  $\sigma_{vx} = \frac{F}{S}$  corrigée de l'erreur due à la tri-axialité des contraintes par la méthode de Bridgman ([41]). Enfin, la troisième solution relève de l'identification inverse et consiste à simuler, à l'aide d'un code de calcul par Éléments Finis, l'essai de traction dans sa totalité avec une loi de comportement extrapolée (par la première solution) puis ajuster itérativement les paramètres de la loi de façon à minimiser l'écart entre expérimentation et simulation.

Chacune de ces trois solutions présente des avantages et des inconvénients. La méthode d'extrapolation de la loi de comportement est simple, rapide mais sans fondement physique. L'erreur commise est difficilement estimable car entièrement dépendante du comportement du matériau et de la fonction choisie. La démarche expérimentale de Bridgman est plus correcte d'un point de vue physique mais nécessite un traitement spécifique pour la mesure

des différentes grandeurs dans la zone de striction. L'erreur sur la contrainte varie en fonction du matériau de quelques pourcents à une dizaine de pourcents ([42]). La méthode inverse permet une exploitation complète de l'essai de traction sans matériel supplémentaire mais elle est lourde à mettre en œuvre car nécessite la construction d'un modèle numérique et d'une boucle d'optimisation. De plus, l'optimisation des paramètres de chacune des fonctions mathématiques à tester génère un volume important de calculs. L'erreur entre la simulation optimisée et l'expérimentation est alors aisément quantifiable. Enfin, les lois d'érouissage identifiées par la méthode de Bridgman et la méthode inverse sont dans tous les cas limitées à la plus grande déformation locale observée dans l'éprouvette avant rupture. Cette valeur peut être estimée par le coefficient de striction après rupture  $Z\%$ , défini comme le pourcentage de réduction de la section après rupture en rapport à la section initiale :

$$Z\% = 100 * \frac{S_0 - S}{S_0} \quad (3.28)$$

### Expériences et résultats

Le matériau de l'étude a été soumis à un essai de traction. Trois éprouvettes cylindriques ont été usinées à cœur dans la direction longitudinale et sollicitées jusqu'à rupture pour évaluer la répétabilité de l'essai. La cinématique de l'essai ainsi que les dimensions des éprouvettes sont déterminées à partir de la norme EN ISO 6892-1. La vitesse de déplacement du mors mobile est de  $5 \text{ mm.min}^{-1}$ . La déformation de la zone utile est mesurée à l'aide d'un extensomètre. Les courbes résultantes, représentées figure (3.1.5), montrent une faible dispersion dans la zone de contrainte croissante. La contrainte maximale diffère cependant suivant les essais. Les origines de ce phénomène sont multiples et ne sont pas détaillées ici. Le choix a été fait de retenir l'essai n°3 comme essai représentatif du comportement du matériau en raison d'une déformation maximale plus importante. Le coefficient de striction après rupture pour cet essai est de  $Z\% = 45\%$ .

Les paramètres du modèle élastique ont été déterminés par méthode ultrasonore (voir section 3.1.3.2). La composante de déformation plastique est alors isolée en retranchant à la déformation totale mesurée lors de l'essai de traction la composante de déformation élastique. Le modèle élastique étant décrit par une relation linéaire, l'expression de la déformation plastique s'écrit :

$$\varepsilon_{vp} = \varepsilon_{vx} - \varepsilon_{ve} = \varepsilon_{vx} - \frac{\sigma_{vx}}{E} \quad (3.29)$$

où  $\varepsilon_{vx}$ ,  $\varepsilon_{vp}$  et  $\varepsilon_{ve}$  sont respectivement les déformations totale, plastique et élastique. La limite d'élasticité s'identifie alors comme la contrainte satisfaisant la relation  $\varepsilon_{vp} = 0$ . La

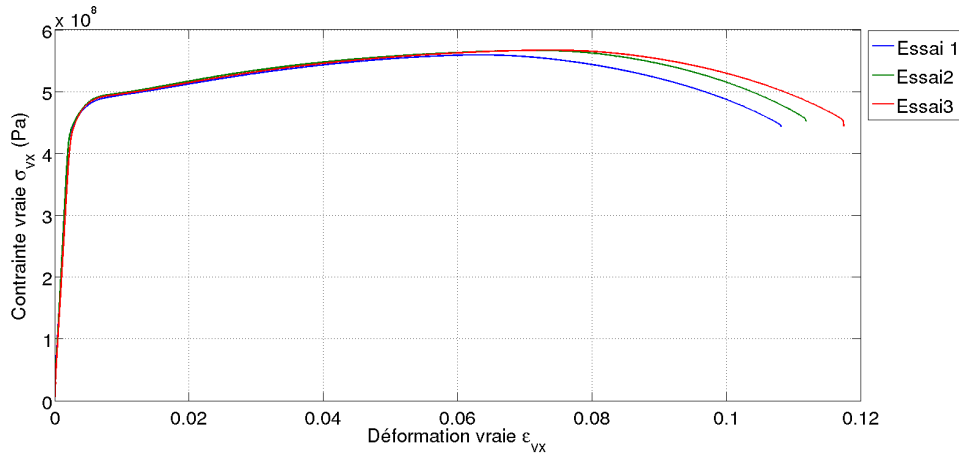


Fig. 3.1.5: Courbes expérimentales contraintes vraies - déformations vraies

plasticité est donc correctement mesurée sur la portion de la courbe  $\sigma_{vx} = f(\epsilon_{vx})$  pour laquelle  $\epsilon_{vx} \in [\epsilon_0, \epsilon_c]$  avec  $\epsilon_0$  la déformation à la limite d'élasticité et  $\epsilon_c$  la déformation au critère de Considère.

Le choix a été fait d'étendre la zone de définition de la loi d'érouissage par la méthode d'extrapolation pour limiter le coût de la caractérisation. Il s'agit alors de trouver parmi la gamme des fonctions existantes, la fonction mathématique représentant au mieux les données expérimentales dans cette zone. La figure 3.1.6 présente la régression du modèle de Ludwik décrit par la fonction  $\sigma_{vx} = \sigma_0 + K\epsilon_{vx}^n$  sur les données expérimentales. Une bonne corrélation (coefficient de détermination  $r^2$  de 0,9991) est observée pour les paramètres :  $K = 405 MPa$ ,  $n = 0,23$  et  $\sigma_0 = 354 MPa$ . La gamme de déformation considérée est  $[\epsilon_0 = 0,0023 \ \epsilon_c = 0,0635]$ .

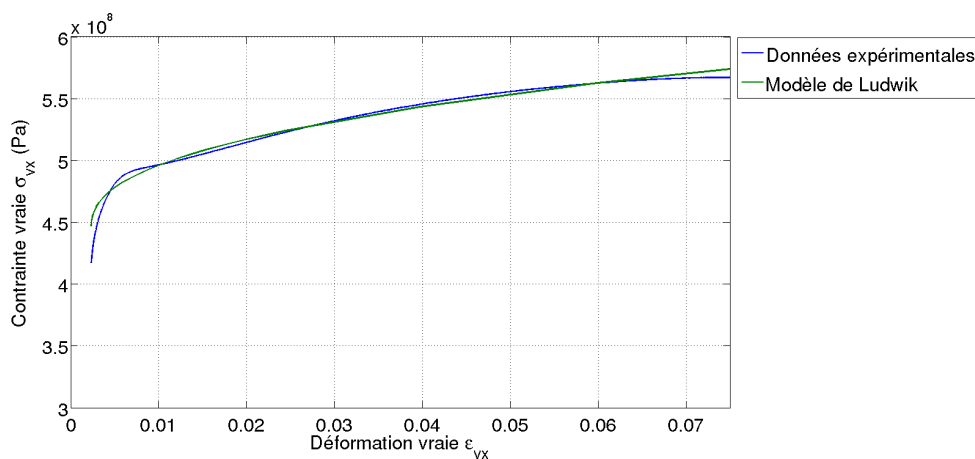


Fig. 3.1.6: Régression d'un modèle de Ludwik sur les données expérimentales

Les lois de comportement élastique et plastique finalement obtenues sont présentées figure

## 3.1.7.

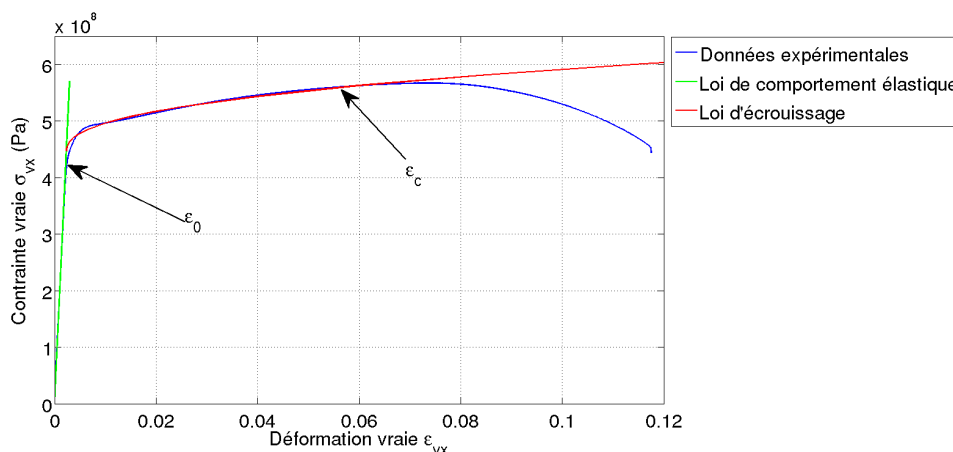


Fig. 3.1.7: Vue comparative des données expérimentales et des lois de comportement identifiées

La loi d'écrouissage ainsi identifiée est définie pour des valeurs de déformation inférieures à 6,3%. La représentativité des données extrapolées au-delà est assujettie à une hypothèse forte : la concordance avec le modèle de Ludwik. L'exploitation de l'essai après striction, par l'une des méthodes citées précédemment, permettrait d'atteindre une définition expérimentale de la loi de comportement jusqu'à des taux de déformation approchant  $Z\% = 45\%$ . Toutefois, l'étude du contact roulant par la technique des Éléments Finis, réalisée section 2.2.3.1, a révélé une déformation plastique équivalente de l'ordre de 55%. Ainsi, il est probable que sous certaines conditions, la sollicitation de galetage engendre une déformation plastique équivalente largement supérieure à la valeur du  $Z\%$ . Afin d'assurer la représentativité de la loi de comportement dans la simulation de galetage dans tous les cas, il est nécessaire de faire appel à un essai permettant d'atteindre des taux de déformation supérieurs. L'essai de compression est une solution possible.

### 3.1.3.3.2 L'essai de compression

#### Présentation de l'essai

Une sollicitation uni-directionnelle est imposée à une éprouvette. L'échantillon, généralement de forme cylindrique circulaire, est placé entre deux plateaux, l'un mobile l'autre fixe. Pour une sollicitation selon la direction  $x$ , et sous les hypothèses d'isotropie et d'homogénéité des champs de déformations et contraintes, les tenseurs des contraintes et des déformations sont respectivement identiques aux équations 3.23 et 3.24, avec cependant  $\sigma_x < 0$ ,  $\epsilon_x < 0$  et  $\epsilon_y = \epsilon_z > 0$ . La contrainte équivalente de Von Mises étant alors égale à la contrainte longitudinale, la courbe de référence du matériau est caractérisée par la fonction  $\sigma_x = f(\epsilon_x)$ .

Cependant, ceci n'est vrai que dans le cas où la friction entre l'échantillon et les plateaux est faible, ce qui est difficile à obtenir expérimentalement. Dans le cas contraire, les faces supérieures et inférieures de l'échantillon adhèrent aux plateaux, contraignant la déformation radiale au niveau de la zone de contact. L'échantillon prend alors une forme de tonneau, attestant d'une déformation hétérogène et l'état de contrainte devient tri-axial. Dans le cas de l'essai de traction, le problème de blocage de la déformation radiale par le dispositif d'application de la sollicitation est contourné par l'utilisation d'éprouvettes de géométrie élancée. Cette solution n'est cependant pas envisageable en compression car cela engendrerait des instabilités (principalement du flambage). Pour répondre à cette problématique, Rastegaev a mis au point en 1940 une géométrie spécifique ([43]).

Sur chacune des extrémités de l'échantillon cylindrique, des réservoirs sont usinés et remplis de paraffine (figure 3.1.8). Les lèvres présentes en périphérie maintiennent la paraffine au niveau de l'interface plateaux / échantillon tout au long de l'essai, assurant une lubrification optimale. La friction n'opère alors que sur la surface supérieure des lèvres. De plus, ces forces de friction agissant sur les lèvres tendent à être compensées par l'effet de la pression du lubrifiant sur l'intérieur des lèvres. Un rapport d'élancement maximal de l'échantillon (rapport hauteur / diamètre) avant apparition de phénomènes instables égal à 1.5 a été déterminé expérimentalement par Pöhlandt ([44]).

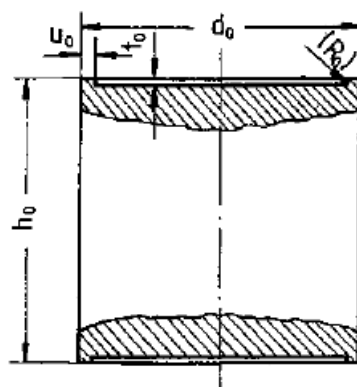


Fig. 3.1.8: Représentation schématique d'un échantillon de type Rastegaev [45]

Pour une sollicitation selon la direction  $x$ , l'expression des grandeurs de déformation vraie et contrainte vraie sont identiques aux formules 3.25 et 3.26 exprimées dans le cadre de l'essai de traction simple.

#### Expériences et résultats

Les essais sont réalisés sur une machine de traction - compression électro-mécanique d'une capacité de 600 kN. La déformation de l'échantillon est évaluée à partir du capteur de déplacement de la machine. Ce capteur étant relativement éloigné de l'échantillon, les données

Géométrie A					
	$h_0$	$d_0$	$u_0$	$t_0$	$R_0$
Dimensions (mm)	20	20	1	0,4	0,2 max
Géométrie B					
	$h_0$	$d_0$	$u_0$	$t_0$	$R_0$
Dimensions (mm)	10	10	0,5	0,2	0,2 max

Tab. 3.3: Dimensions des échantillons de compression de type Rastegaev

de déplacement sont corrigées de la raideur de la machine en retranchant aux données brutes une courbe de raideur obtenue à vide (c'est-à-dire plateau contre plateau). La sollicitation est pilotée en déplacement à une vitesse de  $1 \text{ mm} \cdot \text{min}^{-1}$  afin de s'approcher de la vitesse de déformation atteinte en traction.

Les dimensions des échantillons, établies conformément aux préconisations de Pöhlandt ([45]), sont récapitulées dans le tableau 3.3. Deux géométries sont utilisées. Afin d'évaluer la répétabilité de l'essai, trois échantillons sont sollicités dans chacune des géométries.

Comme l'illustre la figure 3.1.9, et malgré un léger évasement du cylindre au niveau des lèvres, la forme globale cylindrique de l'échantillon est maintenue tout au long de l'essai, attestant de l'homogénéité de la déformation générée.



Fig. 3.1.9: Photographies des échantillons de type Rastegaev avant et après compression

Les courbes de référence obtenues pour les six échantillons sont présentées figure 3.1.10. Les essais ont été conduits jusqu'à atteindre la capacité maximale de la machine ( $600 \text{ kN}$ ) pour les échantillons de géométrie A, ce qui correspond à un taux de déformation de l'ordre de 90%. La stabilité des résultats indiquent une très bonne répétabilité de l'essai. L'évolution des courbes présente deux légères cassures en début d'essai, dont l'origine peut être attribuée à un comportement intrinsèque au matériau mais également à un effet de la géométrie de l'échantillon et notamment la déformation des lèvres.

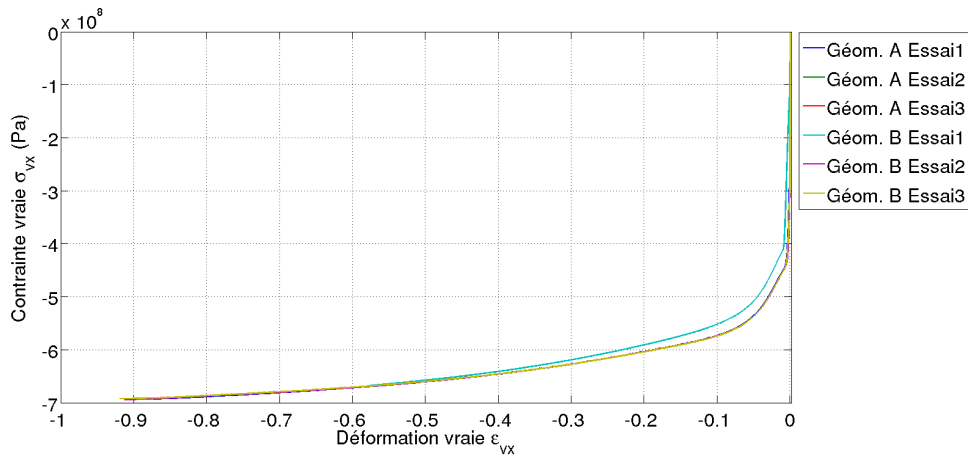


Fig. 3.1.10: Courbes de références obtenues par essai de compression sur le matériau d'étude

Les deux géométries d'échantillon, dont les dimensions des lèvres sont en proportion identiques, présentent un comportement distinct dans la première partie de l'essai. Les différences de courbure en début d'essai entre les deux géométries sont expliquées par une différence de comportement du matériau. En effet, les mesures réalisées dans la section 3.1.3.1 ont montré une légère évolution de la dureté le long du diamètre de la barre, les valeurs proches de la surface étant plus importantes. Ces mesures traduisent un niveau d'écrouissage plus élevé en surface qu'à cœur, probablement induit par l'opération d'étirage de la barre. Ainsi, les échantillons de compression de petit diamètre sont constitués d'un matériau en moyenne moins écroui que les échantillons de compression de plus grand diamètre. Cet écart de distribution d'écrouissage sur les échantillons se répercute sur les courbes de compression. Les échantillons de petit diamètre, globalement moins écrouis, présentent un niveau de contrainte plus faible à même taux de déformation que les échantillons de plus grand diamètre, globalement plus écrouis. Dans la seconde partie de l'essai (au-delà de 40% de déformation), la différence d'écrouissage initiale devient faible par rapport à l'écrouissage induit par la sollicitation de compression et les courbes convergent. La courbe de référence obtenue d'après les échantillons de géométrie A a été choisie pour représenter le comportement du matériau en compression en raison d'une représentativité plus globale.

#### 3.1.3.3.3 Comparaison des deux méthodes

L'identification de la loi d'écrouissage isotrope du matériau a été réalisée suivant deux méthodes, la première repose sur l'essai de traction et la seconde est fondée sur l'essai de compression. La loi d'écrouissage obtenue suivant la première étant limitée à un faible domaine de déformation, les données ont été extrapolées à l'aide d'une fonction puissance. La figure 3.1.11 présente un comparatif des lois d'écrouissage obtenues. Dans le domaine  $\varepsilon = [0, 0, 0,6]$  (domaine de définition de la loi identifiée en traction), les courbes présentent un écart de l'ordre de 50 MPa peu après la limite élastique pour ensuite diminuer à l'approche de la

striction. A ce point, la loi d'érouissage issue de l'essai de compression présente une rupture vers une pente d'érouissage plus faible. Cette évolution diffère alors sensiblement de l'extrapolation des données obtenues par essai de traction. A 90% de déformation, l'écart entre les deux méthodes de caractérisation s'élève à plus de 100 MPa soit près de 15% de différence. Cet écart peut être attribué à l'erreur induite par l'extrapolation des données de l'essai de traction mais également à un comportement en compression asymétrique au comportement en traction.

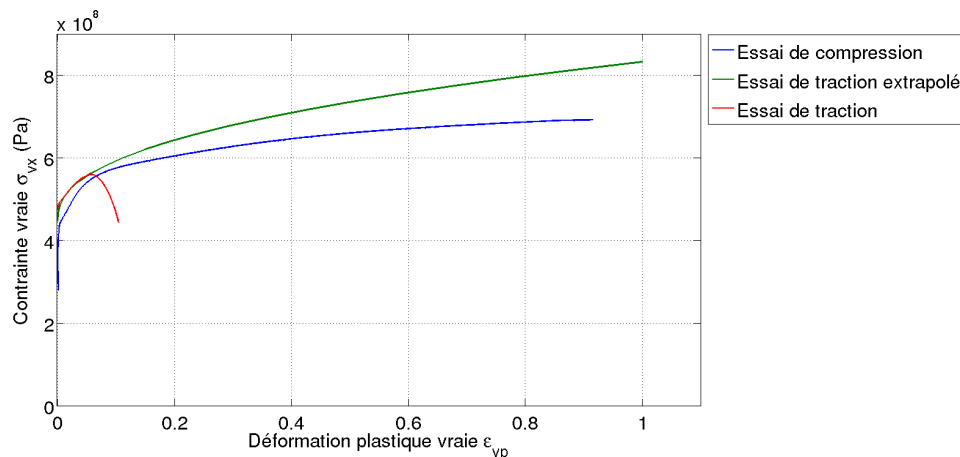


Fig. 3.1.11: Comparatif des lois d'érouissage obtenues par essai de traction, par extrapolation de l'essai de traction et par essai de compression sur le matériau d'étude

Ces méthodes présentent toutes deux des avantages. L'essai de traction, généralement bien maîtrisé, est une procédure connue, normalisée, contribuant ainsi à faciliter l'adoption de la procédure globale de simulation dans l'industrie. D'un autre côté, l'essai de compression, moins connu sous la forme présentée ici a l'avantage d'atteindre des taux de déformation importants. De surcroît, la sollicitation de compression s'approche davantage de la sollicitation de galetage pour laquelle les contraintes générées sont principalement négatives. L'essai de compression type "Rastegaev" permet ainsi d'enrichir notablement la description du comportement du matériau pour un coût supplémentaire relativement faible. Aussi, il a été choisi de privilégier la précision des résultats et de considérer l'essai de compression de type Rastegaev comme essai de référence pour la caractérisation du matériau en vue de la simulation de l'opération de galetage. Pour se prémunir d'un dépassement du domaine de validité de la loi de comportement, cette dernière a été prolongée par extrapolation jusqu'à 200% de déformation. Les méthodes de caractérisation retenues ainsi que les éléments du modèle identifiés dans ce chapitre sont résumés dans le tableau 3.4.

Enfin, il est à noter que dans les deux cas les vitesses de déformation appliquées aux échantillons sont sensiblement différentes des vitesses de déformation observées sur le procédé. En effet, des simulations numériques ont permis d'estimer la vitesse de déformation au cours de



### 3. MODÉLISATION NUMÉRIQUE DU GALETAGE

Phénomène	Modèle retenu	Méthode de détermination	Valeurs identifiées
Élasticité	Loi de Hooke classique	Mesure de temps de vol d'une onde ultrasonore	$E = 199 \text{ GPa}$ , $\nu = 0,30$
Plasticité	Seuil d'élasticité basé sur une contrainte équivalente de Von Mises	Essai de compression type "Rastegaev" : Valeur de contrainte pour $\varepsilon_{vp} = 0$	$Re = 151 \text{ MPa}$
	Loi d'érouissage isotrope	Essai de compression type "Rastegaev"	Tableau de points $(\varepsilon_{vp}; \sigma_v)$
	Loi d'écoulement associée	$\emptyset$	$\emptyset$

Tab. 3.4: Récapitulatif du modèle de comportement retenu, de la méthode de détermination ainsi que des valeurs identifiées

l'opération, de l'ordre de  $1 \text{ s}^{-1}$ . Or les éléments du modèle plastique ont été déterminés à partir d'essais mécaniques à faible vitesse, générant des vitesses de déformation de l'ordre de  $1.10^{-3} \text{ s}^{-1}$ . Dès lors, il faut s'attendre à ce que cet écart de vitesse de sollicitation génère une erreur sur le modèle de comportement. Les travaux expérimentaux de Bleck et al. ([46]) et Campbell et al. ([47]) permettent d'estimer cette erreur. Sur l'écart de vitesse mis en cause, il apparaît alors que pour un matériau métallique de formulation proche du matériau d'étude, l'écart de limite élastique est au maximum de l'ordre de  $30 \text{ MPa}$ .

## 3.2 Modèle Éléments Finis du procédé de galetage

### 3.2.1 Géométrie

A condition que les dimensions de la pièce soient grandes devant les dimensions de la zone de contact, l'état de contraintes dans la pièce est indépendant de sa géométrie globale ([25]). Les contraintes sont donc estimées en ne considérant que la région avoisinant la zone de contact. Au cours de l'opération, toute la circonférence de la pièce entre en contact avec le galet. Cependant, la sollicitation étant, en régime établi identique à tout instant, il est possible de déterminer une portion de pièce représentative de l'opération complète. La figure 3.2.1 représente la localisation de ce volume dans la pièce. La partie non considérée de la pièce peut être modélisée comme un volume semi-infini. Les dimensions de la portion de pièce représentative sont définies de façon itérative de sorte que la solution n'en soit pas dépendante.

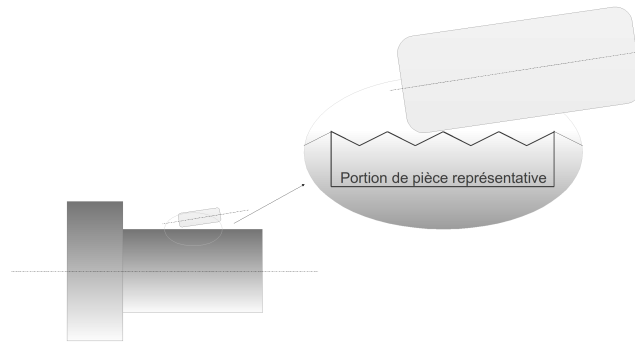


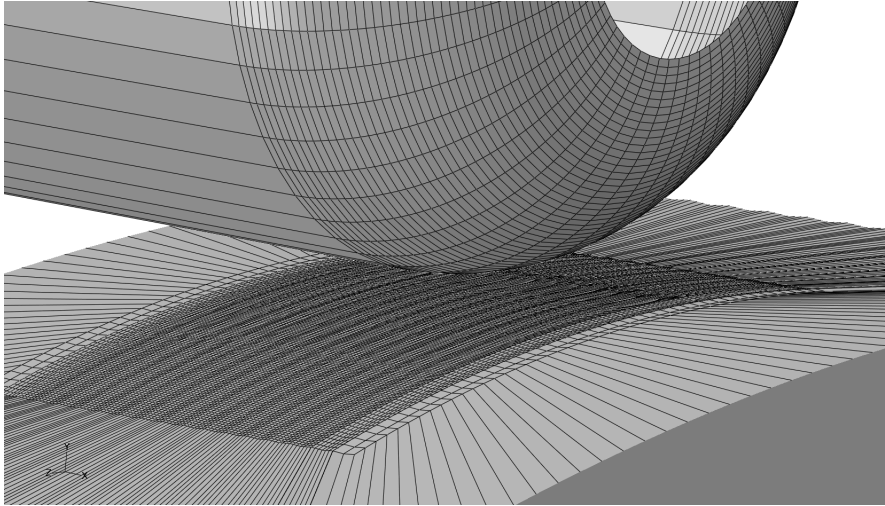
Fig. 3.2.1: Représentation schématique de la localisation de la portion de pièce représentative

L'influence de l'orientation des stries d'usinage (ou de l'angle d'hélice des stries) est supposée négligeable. En conséquence, la surface de la portion de pièce représentative est construite par la révolution, autour de l'axe de la pièce, d'un profil de rugosité. Les dimensions du profil sont adaptées à la rugosité effective de l'ébauche. La forme réelle du profil de rugosité est modélisée par un profil périodique triangulaire.

### 3.2.2 Maillage

La portion de pièce représentative est discrétisée en éléments solides 3D de forme hexaédrique à interpolation linéaire et intégration réduite. Ces éléments fournissent une solution en déplacement sur chacun des huit nœuds et en contrainte sur l'unique point d'intégration. La partie non considérée de la pièce est modélisée par des éléments de forme hexaédrique semi-infinis linéaires. Ces éléments comportent huit nœuds. Les quatre premiers sont communs aux éléments finis constituant la frontière. Les quatre autres sont définis par une symétrie centrale d'un point de référence appelé pôle par rapport à chacun des nœuds de frontière ([30]). Le pôle est placé au centre de la surface sollicitée. Le galet est quant à lui considéré comme rigide et modélisé par une surface analytique.

La portion de pièce représentative est segmentée en trois parties indépendantes. Le maillage étant généré par la révolution d'un maillage en deux dimensions sur un plan ( $rOz$ ), ce partitionnement permet d'affecter des tailles de maille variables au sein de la portion de pièce représentative dans la direction  $\Theta$ , contribuant ainsi à l'allègement du modèle. Les trois parties sont liées entre elles par des contraintes de type "collage". La surface maître transmet alors à la surface esclave les mouvements de chacun des nœuds concernés. Le maillage est représenté figure 3.2.2. Le modèle comporte 92292 éléments C3D8R hexaédriques d'ordre un et 3102 éléments CIN3D8 semi-infinis d'ordre un.



*Fig. 3.2.2: Maillage du modèle de galetage*

#### 3.2.3 Conditions aux limites

Dans l'objectif d'optimiser les temps de calcul, la cinématique du galetage sur tour est transposée dans la configuration outil tournant - pièce fixe. Les étapes coûteuses de projection des nœuds à chaque incrément de temps sont ainsi évitées ([48]). Il a été montré dans le chapitre 2 que la sollicitation induite par l'opération de galetage présente un caractère évolutif de tour en tour. Ainsi, plusieurs tours de pièce sont nécessaires pour entrer dans un régime établi. La cinématique du modèle de galetage est donc constituée d'un nombre minimum de cycles, correspondant chacun à une révolution de la pièce. Chaque cycle est formé de six étapes.

L'étape de pré-charge permet d'amorcer le contact entre la pièce et le galet. Le mouvement du galet est piloté en effort. Pour éviter les problèmes de détection du contact induits par la méthode de résolution (quasi-statique, voir section 3.2.4), une viscosité est introduite sur le modèle. De plus, pour que cette procédure initiale n'affecte pas le déplacement final du galet, le coefficient de viscosité est diminué au cours de l'étape pour atteindre la valeur zéro à l'issue. Une étape d'indentation est ensuite imposée. L'effort de galetage est appliqué sur le galet pour s'approcher de sa position d'équilibre en contact roulant et limiter ainsi la portion angulaire nécessaire à la stabilisation de la sollicitation de contact roulant. Vient ensuite l'étape de galetage proprement dite, pour laquelle le galet subit une trajectoire pseudo-circulaire (puisque dépendante de la réaction du matériau) sur une portion angulaire donnée. A l'issue de cette étape, le galet est libéré dans la direction normale à la surface pour laisser agir le retour élastique du matériau, puis, dans un second temps, le galet est déplacé quelques micro-mètres au-dessus de la surface pour éviter tout accrochage lors de l'étape de retour. Enfin, la dernière étape consiste à ramener le galet dans sa position angulaire initiale tout

	Point A : $U_x$	Point A : $U_{Rx}$	C1 : $U$	C1 : $F$	C2 : $U_R$
Pré-charge	0	0	$\emptyset$	$0, 1.F$	0
Indentation	0	0	$\emptyset$	$F$	0
Galetage	0	$\gamma$	$\emptyset$	$F$	0 si $\mu = 0$ , $\emptyset$ sinon
Retour élastique	0	0	$\emptyset$	$\emptyset$	0 si $\mu = 0$ , $\emptyset$ sinon
Remontée	0	0	$3Rz$	$\emptyset$	0
Retour	$V_f$	$-\gamma$	0	$\emptyset$	0

Tab. 3.5: Récapitulatif des conditions aux limites du modèle de galetage pour un cycle.  $V_f$  est le pas d'avance de l'outil;  $\gamma$  est la portion angulaire nécessaire à la stabilisation de la sollicitation de contact roulant;  $Rz$  est la hauteur de la rugosité de la pièce;  $F$  est l'effort de galetage;  $\mu$  est le coefficient de frottement;  $\emptyset$  spécifie un degré de liberté non contraint.

en lui appliquant une translation selon l'axe de la pièce égale au pas d'avance de l'outil.

Les conditions aux limites sont transmises au galet via des connecteurs. Ces éléments, spécifiques au logiciel, permettent de définir des connections entre deux nœuds. Ils se comportent comme une liaison mécanique, telle qu'une liaison pivot, glissière, etc. Ainsi chaque connecteur possède ses propres degrés de liberté, et des conditions aux limites peuvent être appliquées selon les directions non contraintes. Dans ce cas, deux connecteurs sont utilisés. Une représentation schématique est présentée figure 3.2.3. Les connecteurs sont représentés en bleu, leur degré de liberté en rouge. Le connecteur  $C1$ , reliant le point  $A$ , situé sur l'axe de la pièce, au point  $B$ , situé sur l'axe du galet modélise une liaison glissière selon son axe propre. Le connecteur  $C2$ , reliant le point  $B$  au point de référence du galet  $C$  (situé également sur l'axe du galet et pilotant les mouvement du galet) représente une liaison pivot selon l'axe du galet. Ainsi, la trajectoire pseudo-circulaire du galet autour de la pièce est pilotée par la rotation selon l'axe de la pièce du point  $A$ . L'effort de galetage, normal à la surface de la pièce, est imposé au galet via une condition aux limites d'effort sur le connecteur  $C1$ . Le degré de liberté du connecteur  $C2$  permet quant à lui de laisser libre la rotation du galet selon son axe propre lorsque du frottement est modélisé entre la pièce et l'outil. Enfin, le décalage du galet dans la direction  $x$ , induit par le pas d'avance de l'outil à chaque tour de pièce, est piloté via le déplacement du point  $A$ . Les conditions aux limites du point  $A$ , du degré de liberté du connecteur  $C1$  et du degré de liberté du connecteur  $C2$  pour chaque étape d'un cycle sont résumées dans le tableau 3.5.

Le choix de la modélisation du contact doit également être spécifié. La caractérisation du contact est une tâche complexe nécessitant des compétences et du matériel spécifique. Dans cette étude, il a été décidé d'adopter un modèle de contact simple afin de limiter le coût de la procédure de caractérisation. Ainsi, la gestion du contact recourt à un algorithme de contact rigide maître-esclave. La prise en compte du frottement, dont l'effet a été discuté section 2.2.2.3, est réalisée par une méthode de pénalité. La valeur considérée est de  $\mu = 0, 2$ .

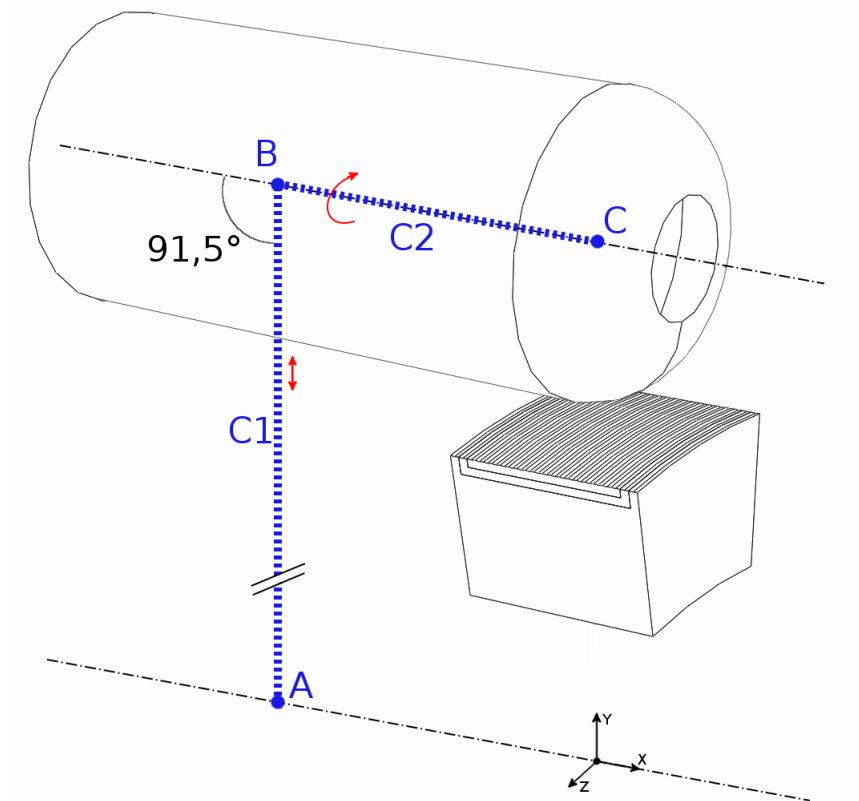


Fig. 3.2.3: Représentation schématique des connecteurs utilisés pour imposer les conditions aux limites au galet

### 3.2.4 Résolution du problème

A ce stade, il est important de préciser l'hypothèse qui est faite concernant la cinématique des outils et de la pièce lors du procédé de galetage et qui a été admise implicitement jusqu'ici. La mise en œuvre d'une opération de galetage telle que décrite dans la section 1.1.2 implique la mise en mouvement de la pièce et de l'outil. Plus exactement, dans le cas de l'utilisation d'un tour à poupée fixe et broche mobile, le déplacement longitudinal est réalisé par l'avance de la pièce. La pièce subit une accélération jusqu'à atteindre une vitesse de rotation constante, puis une fois l'outil en contact, la pièce subit une accélération dans la direction longitudinale jusqu'à égaler la vitesse d'avance de chariotage. Il en est de même pour l'outil qui, avant d'atteindre l'effort radial prescrit, effectue une accélération avant d'arriver à la vitesse d'avance radiale programmée. L'observation est similaire lorsque l'outil entre en contact avec la pièce et que le galet se voit entraîné en rotation : une phase d'accélération est inévitable. L'influence de ces phases de mise en mouvement sur la cinématique globale de l'opération (qui s'effectue à vitesses constantes) est directement liée aux inerties des corps en mouvement. Le choix a été fait dans cette étude de ne pas considérer les phases transitoires pour s'intéresser à l'opération dans un régime établi : l'évolution est donnée par une suite de situations dans lesquelles l'équilibre statique est respecté. On parle d'étude quasi-

statique. Les effets dynamiques ainsi que le comportement visqueux du matériau n'étant pas considérés, la vitesse de sollicitation n'a pas d'impact sur la solution. Aussi, chaque étape du cycle de sollicitation s'établit sur un intervalle de temps identique et égal à 1s. Dans le cas d'analyses quasi-statiques, le code de calcul par Éléments Finis Abaqus n'offre qu'une possibilité d'algorithme de résolution. Il s'agit alors d'un schéma d'intégration implicite fondé sur une méthode de résolution de Newton.

### 3.3 Conclusion

Tirant partie des conclusions établies sur le mécanisme de contact roulant dans les deux premiers chapitres, une simulation numérique de l'opération de galetage a été construite. Dans un premier temps, une procédure de caractérisation du matériau adaptée à la problématique a été conçue. Les différents paramètres du modèle élasto-plastique isotrope à écrouissage isotrope sont identifiés par une méthode ultrasonore et un essai mécanique de compression. Il est montré que ce dernier procure une information plus adaptée qu'un essai de traction classique pour l'application concernée. Dans un second temps, le modèle numérique de l'opération est décrit. Le chargement est reproduit par une suite de sollicitations de contact roulant d'une portion de pièce (rugosité incluse). Le problème est résolu en retenant l'hypothèse d'équilibre quasi-statique.



# Chapitre 4

## Confrontation expérimentale

Après avoir étudié en détail les phénomènes physiques engendrés par la sollicitation de galetage (chapitres 1 et 2), un modèle numérique de l'opération de galetage a été construit par la technique des Éléments Finis (chapitre 3). L'objectif de ce dernier chapitre est de confronter les grandeurs de sortie du modèle numérique aux résultats obtenus expérimentalement et ainsi évaluer la pertinence de la méthode globale de modélisation. Dans un premier temps, les expérimentations de galetage sont présentées et analysées par la technique des plans d'expériences. Dans un second temps, les résultats du modèle numérique sont confrontés à un essai expérimental particulier. La comparaison est effectuée sur la base d'une grandeur géométrique (la hauteur de rugosité) et de deux grandeurs mécaniques (la dureté superficielle et les profils de contraintes résiduelles). Les procédures de détermination de ces grandeurs d'après les données du modèle numérique sont également détaillées.

### 4.1 Expérimentations

Les expérimentations portent sur le galetage d'un cylindre tel que défini dans la section 1.1.2. La barre diamètre 30 *mm* est chariotée à un diamètre 28 *mm* sur une longueur de 30 *mm*. L'extrémité de la pièce est ensuite galetée sur une longueur de 15 *mm*. Pour finir, la pièce est tronçonnée. La pièce réalisée est donc un cylindre de 30 *mm* de longueur comportant une partie simplement tournée et une partie tournée et galetée. L'outil utilisé est de type Ecoroll EG-5, monté sur un tour mono-broche à poupée fixe et broche mobile.

De façon préalable, les efforts dans les trois directions sont mesurés par l'intermédiaire d'une platine Kistler sur deux opérations de galetage induisant chacune un niveau d'effort différent. L'objectif est d'évaluer la répartition entre les composantes radiale, tangentielle et longitudinale et la stabilité de l'effort au cours d'une passe. La fréquence d'acquisition est fixée à



20 Hz. La figure 4.1.1 montre que l'évolution des efforts radial, tangentiel et longitudinal augmentent lors de la phase d'approche pour atteindre ensuite une valeur quasiment stable lors de la phase effective de galetage. L'effort dans chacune des directions est donné par la valeur stabilisée ainsi obtenue. De plus, les valeurs des composantes tangentielles et longitudinales étant faibles devant la composante radiale, l'effort total appliqué par l'outil est assimilé à la seule composante radiale et se mesure par l'intermédiaire d'un élément déformable radialement monté sur l'outil. En outre, le fait que la composante d'effort tangentielle soit nulle valide l'hypothèse du comportement libre en roulement du galet.

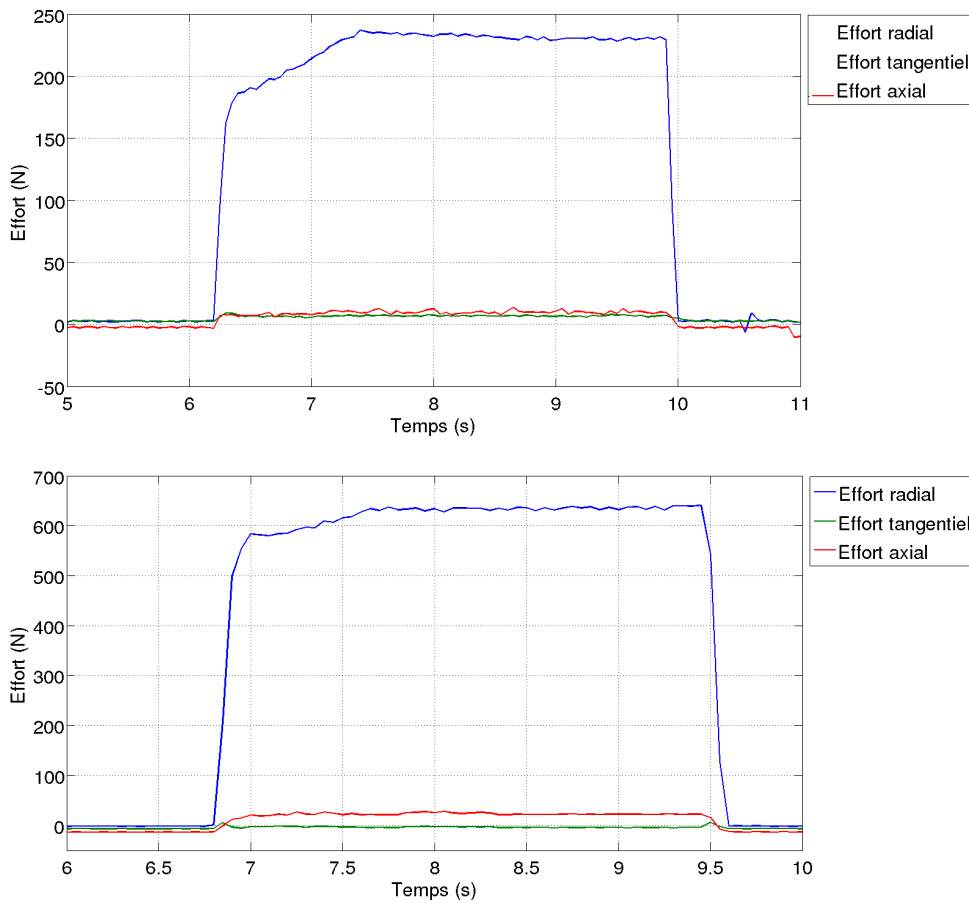


Fig. 4.1.1: Évolution des efforts au cours d'une passe de galetage pour deux niveaux d'efforts différents ( $F = 230\text{ N}$  et  $F = 650\text{ N}$ )

### 4.1.1 Définition du plan d'expériences

Afin d'accroître le niveau de compréhension de l'opération et dégager des tendances, il apparaît essentiel d'évaluer l'impact des différents paramètres retenus (voir section 1.1.2) sur l'opération. Dans un premier temps, les paramètres de longueur de pièce  $L$  et diamètre de pièce  $D$  sont ignorés. Un plan d'expériences complet à cinq facteurs et deux niveaux a été

Facteurs	Niveau -1	Niveau +1
Vitesse avance galetage (mm/tr)	0,15	0,5
Vitesse de rotation galetage (m/min)	100	200
Effort radial (mm sur comparateur)	0,05 (230N)	0,15 (650N)
Vitesse avance tournage (mm/tr)	0,15	0,3
Nombre de passes	1	2

Tab. 4.1: Niveaux des facteurs du plan d'expériences

construit ([49]). Les niveaux choisis sont résumés dans le tableau 4.1. Les facteurs considérés pour l'opération de galetage sont le nombre de passes  $n$ , l'effort appliqué par l'outil  $F$ , la vitesse d'avance  $V_f$  et la vitesse tangentielle de la pièce  $V_t$ . Un facteur de vitesse d'avance en tournage (de l'ébauche)  $V_{fEb}$  complète la gamme des grandeurs d'influence dans le but de générer des rugosités de périodes  $P$  et hauteur  $R_z$  différentes. A cette fin, les niveaux des deux vitesses d'avance sont différents.

En sortie, les évolutions de la géométrie et des caractéristiques mécaniques sont observées. Deux grandeurs parmi les quatre identifiées sont retenues : la hauteur de rugosité  $R_{zg}$  et la micro-dureté superficielle  $H_v$ . Pour compléter la caractérisation de l'état mécanique de la pièce, une mesure de contraintes résiduelles est réalisée sur une pièce. La hauteur de rugosité est mesurée selon une génératrice de la portion galetée sur une longueur de 10 mm par l'intermédiaire d'un profilomètre. Elle correspond à l'indicateur d'état de surface  $R_z$ . La micro-dureté est quant à elle estimée par une mesure de type Vickers sur la surface galetée. La définition de l'essai de micro-dureté est problématique car la profondeur affectée par le galetage étant faible, l'essai doit solliciter uniquement la zone affectée pour maximiser la sensibilité de la réponse à l'état d'érouissage. Cependant, un essai sous faible charge est davantage biaisé par l'état géométrique de la surface qu'un essai sous une charge plus importante. Dans le cas des pièces galetées, plusieurs charges ont été testées et un compromis a été trouvé pour un essai de dureté sous charge de 0,1 Kg. Pour chaque pièce, une valeur du dureté moyenne est calculée à partir de cinq mesures.

## 4.1.2 Résultats observés

Après analyse des résultats du plan d'expériences, les facteurs influents sur la hauteur de rugosité après galetage  $R_{zg}$  ont été dégagés. Le modèle quadratique construit pour le cas d'application dans le domaine d'expérimentation s'exprime alors d'après la formule (4.1) où

les valeurs données aux paramètres  $X_i$  correspondent aux niveaux de chacun des facteurs  $i$ . Les valeurs des coefficients du modèle traduisent l'effet de chaque paramètre, ou interaction entre paramètres, sur la réponse. Seuls les paramètres et interactions significatifs sont pris en compte. Un paramètre ou une interaction est considéré comme significatif lorsque le coefficient qui lui est associé est statistiquement différent de zéro pour un risque de 5%. Autrement dit, lorsque l'intervalle de confiance du coefficient (à 95%) ne contient pas la valeur 0. L'intervalle de confiance est calculé sur la base du test de Student.

$$R_{zg} = 1,22 - 0,38.X_F + 0,23.X_{V_fEb} + 0,23.X_{V_f} - 0,15.X_n - 0,12.X_F.X_{V_fEb} + 0,10.X_{V_t} + 0,07.X_F.X_n \quad (4.1)$$

Il apparaît alors que le premier facteur à considérer dans la recherche d'une hauteur de rugosité minimale est l'effort appliqué sur le galet  $F$ . Ce constat est en accord avec les préconisations des fabricants d'outils. Cependant, la vitesse d'avance de galetage  $V_f$  mais aussi la vitesse d'avance de tournage de l'ébauche  $V_{fEb}$  influencent a priori nettement l'état de surface final. Il est intéressant de constater que leur coefficient multiplicatif a un même signe, ce qui signifie que la réduction de l'une ou l'autre des vitesses entraîne une réduction de la hauteur de rugosité. Toutefois, l'effet de la vitesse d'avance de tournage de l'ébauche  $V_{fEb}$  est partiellement dû à la réduction induite de la hauteur de rugosité initiale. Il semble alors pertinent de s'en affranchir en analysant les effets des différents facteurs sur le rapport entre hauteur de rugosité initiale  $R_z$  et finale  $R_{zg}$ . Il en résulte le modèle de l'équation (4.2). On en déduit alors que la réduction de la hauteur de rugosité relative passe en priorité par l'augmentation de l'effort de galetage  $F$ , la diminution de la vitesse d'avance de galetage  $V_f$  et l'augmentation du nombre de passes  $n$ . L'effet de la vitesse d'avance de tournage  $V_{fEb}$  passe finalement au second plan.

$$\frac{R_{zg}}{R_z} = 0,163 - 0,052.X_F + 0,028.X_{V_f} - 0,024.X_n + 0,015.X_{V_fEb} - 0,012.X_F.X_{V_fEb} + 0,012.X_{V_t} + 0,010.X_F.X_n - 0,009.X_n.X_{V_fEb} \quad (4.2)$$

Un écart type de répétabilité important sur les mesures de duretés superficielles limite le nombre de facteurs ayant un effet significatif sur la réponse à trois : l'effort  $F$ , la vitesse d'avance de galetage  $V_f$  et la vitesse d'avance de tournage de l'ébauche  $V_{fEb}$ . Le modèle quadratique définissant la dureté superficielle  $H_v$  dans le domaine d'expérimentation est donné par la formule (4.3). D'une part, ce modèle montre que l'augmentation de la dureté

superficielle  $H_v$  est conditionnée par une diminution de l'effort de galetage  $F$  et une augmentation de la vitesse d'avance de galetage  $V_f$ . Ces conditions sont opposées aux conditions nécessaires à la diminution de la hauteur de rugosité  $R_{zg}$ . Ces modèles confirment donc que la recherche d'une hauteur de rugosité  $R_{zg}$  minimale est incompatible avec l'obtention d'une dureté superficielle  $H_v$  maximale. D'autre part, un couplage significatif entre la vitesse d'avance de galetage  $V_f$  et la période de rugosité initiale (égale à la vitesse d'avance de tournage de l'ébauche  $V_{fEb}$ ) est mis en évidence.

$$H_v = 291 - 7,29.X_F + 5,70.X_{V_f} + 3,06.X_{V_f}.X_{V_{fEb}} + 2,77.X_{V_{fEb}} \quad (4.3)$$

### 4.1.3 Mesures de contraintes résiduelles

L'apparition de contraintes résiduelles en surface d'une pièce galetée s'explique par l'hétérogénéité de la déformation plastique induite essentiellement en surface de la pièce. Ce phénomène a été discuté dans les chapitres 1 et 2. Expérimentalement, l'estimation de ces grandeurs est complexe, du fait du manque d'accès direct à la zone de mesure située sous la surface. Un grand nombre de techniques a été développé pour s'adapter aux différentes formes de pièces et au type de contraintes résiduelles en présence. Le lecteur pourra trouver une revue de ces différents moyens de mesure dans le document ([50]).

En pratique, dans le cas de pièces massives, deux techniques sont utilisées. La méthode du perçage incrémental consiste à mesurer les déformations en périphérie d'un trou au cours de son perçage. En effet, l'enlèvement de matière tend à modifier l'équilibre interne de la pièce qui se déforme alors sous l'action des contraintes résiduelles. La mesure de ces déformations permet alors d'évaluer l'état de contraintes résiduelles. La seconde méthode est la diffraction de rayons X. Cette technique est basée sur la mesure des distances inter-atomiques directement liées à l'état de contraintes résiduelles. Cependant, la faible pénétration des rayons X dans les pièces métalliques restreint la zone de mesure à la surface de la pièce. Pour obtenir des données en profondeur, des couches de matière doivent être enlevées par voie électrolytique. Une correction doit alors être appliquée. Dans les deux cas, deux composantes du tenseurs de contraintes résiduelles  $\underline{\sigma}_r$  peuvent être mesurées expérimentalement. Il s'agit des contraintes axiales (composantes diagonales du tenseur des contraintes) situées dans un plan parallèle à la surface. D'après les calculs réalisés dans le chapitre 2, la sollicitation de contact roulant induit un état de contraintes résiduelles dont les composantes les plus importantes sont établies selon ces directions.

Dans cette étude, le choix s'est porté sur la technique de diffractions de rayons X en raison de sa précision et du fait que les fondements de la méthode reposent sur des concepts scien-

tifiques validés. Le dispositif de mesure est équipé d'un tube à rayons  $X$  et d'un détecteur à localisation linéaire, qui permet d'enregistrer la diffraction à  $2\Theta = 156^\circ$  du rayonnement  $K\alpha$  du chrome par les plans atomiques (211) de la phase  $\alpha$  de l'acier. Ces conditions donnent accès aux déformations situées sur une profondeur d'environ  $6 \mu m$ . Les contraintes ont été mesurées dans les directions longitudinale  $\sigma_{r_z}$  et circonférentielle  $\sigma_{r_\theta}$  sur une pièce du plan d'expériences. L'enlèvement de matière a été réalisé par dissolution nitrique et électrolytique locale et contrôlé à l'aide d'un profilomètre. La figure 4.1.2 présente la distribution de contraintes résiduelles depuis la surface en direction du cœur de la pièce galetée.

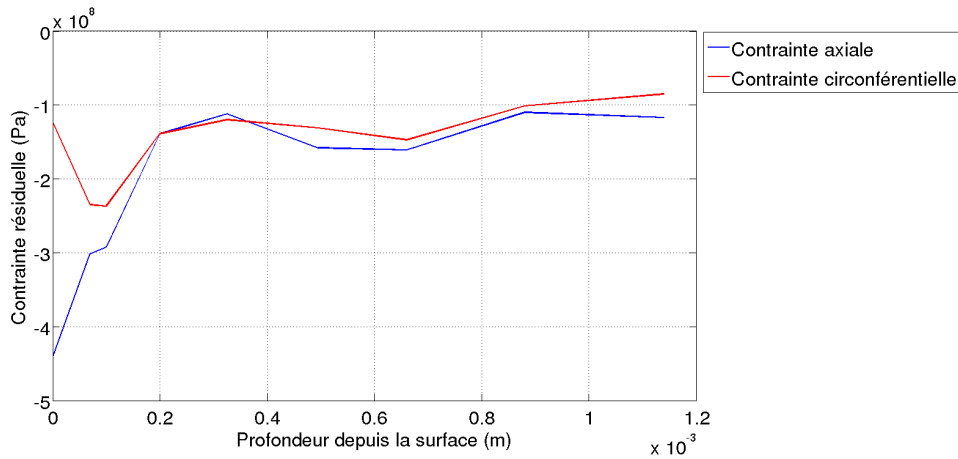


Fig. 4.1.2: Distribution de contraintes résiduelles en surface d'une pièce galetée (mesures expérimentales)

En premier constat, il apparaît que les composantes de contrainte résiduelle axiale et circonférentielle sont négatives. Il s'agit donc de contraintes de compression. Au niveau de la surface, la composante de contrainte résiduelle axiale est nettement supérieure (en valeur absolue) à la composante circonférentielle (il existe un rapport de l'ordre de quatre). En évoluant selon la profondeur par rapport à la surface, la composante axiale décroît rapidement. A l'inverse, la composante circonférentielle augmente jusqu'à une profondeur de  $100 \mu m$ . Plus en profondeur, les deux contraintes mesurées diminuent pour converger vers une valeur stable se situant dans un intervalle de  $[-150, -100] MPa$ .

## 4.2 Simulation du galetage

Une des expériences du plan présenté dans la section précédente a été simulée à l'aide du modèle présenté dans la section 3.2. Les caractéristiques de cette expérience sont décrites dans le tableau 4.2. Douze cycles de sollicitation, correspondant à douze tours de pièce, sont

nécessaires pour atteindre un régime stable. Les dimensions de la portion de pièce représentative sont définies de façon itérative de sorte que la solution n'en soit pas dépendante. Pour cette simulation, les dimensions sont de  $3,75\text{ mm}$  dans la direction axiale,  $2,5\text{ mm}$  dans la direction radiale et  $15^\circ$  dans la direction circonférentielle. La hauteur de rugosité  $R_z$  s'élève à  $6,6\ \mu\text{m}$ . Chaque période de rugosité est discrétisée en 6 éléments. Le galet se voit appliqué un effort de galetage  $F = 230\text{ N}$  et parcourt sous cette charge une portion angulaire de  $\gamma = 8^\circ$ , soit une distance périphérique de  $2\text{ mm}$ . Le parcours de cette distance est nécessaire à la stabilisation de la sollicitation de contact roulant.

Diamètre usiné $D$ (mm)	Nombre de passes de galetage $n$	Effort de galetage $F$ (mm sur comparateur)	Vitesse d'avance de galetage $V_f$ (mm/tr)	Vitesse de rotation de galetage $V_t$ (m/min)	Vitesse d'avance de tournage $V_{fEb}$ (mm/tr)
28	1	0,05	0,15	100	0,15

Tab. 4.2: Caractéristiques de l'expérience de galetage modélisée

L'influence de la position initiale de l'élément roulant relativement à la rugosité a été discutée dans la section 2.2.3.2. Il est très difficile de déterminer cette valeur expérimentalement du fait du jeu existant entre le galet et son support. Aussi, il est considéré que le frottement entre le galet et la pièce est suffisamment faible pour permettre au galet d'atteindre la position la plus basse au sein de la rugosité, minimisant ainsi l'énergie potentielle du système. Le galet se trouve alors, lors de la première interaction, en contact avec deux pics de rugosité. Cette position est ensuite supposée constante tout au long de la phase de roulage et sert de référence pour le positionnement du galet lors des cycles suivants.

Le modèle est traité sur le méso-centre de calcul de l'université de Savoie MUST. Un tel modèle génère des temps de calcul et un volume de données importants. La parallélisation sur huit processeurs permet de limiter le temps nécessaire à la simulation des cycles de roulage à une plage de 6 à 10 jours de calcul. Environ 6 Go de mémoire vive sont nécessaires. Le volume de données généré en résultat est de l'ordre de 7 Go.

### 4.2.1 Post-traitement des simulations

A l'issue du calcul, le modèle numérique génère, pour chaque pas de temps, deux champs de données : un champ de déplacement, défini aux nœuds, et un champ de contrainte, calculé en chaque point d'intégration. A partir de ces données sont calculées d'autres grandeurs, plus adaptées à l'étude d'un procédé de mise en forme, telles que la déformée ou l'état d'écrouissage. Ces post-traitements sont généralement intégrés aux codes de calcul Éléments

Finis et les résultats sont directement produits à la demande de l'utilisateur. Il s'agit alors de construire numériquement, à partir de ces données, des indicateurs numériques comparables à ceux issus des mesures expérimentales.

#### 4.2.1.1 Détermination du profil de rugosité

L'étude de l'état géométrique d'une surface répond à une procédure spécifique, définie par un ensemble de normes. Elle consiste en l'acquisition puis le traitement d'un ou plusieurs profils de la surface sur une longueur de base.

Le profil brut est supposé être constitué de quatre composantes : la forme, l'ondulation, la rugosité et le bruit. Trois étapes sont nécessaires pour extraire le profil de rugosité. Tout d'abord, la forme nominale de la surface est retranchée. Dans le cas d'une pièce cylindrique, cette étape est inutile si le profil est recueilli sur une génératrice du cylindre. Ensuite, un premier filtre est appliqué afin de débarrasser le profil du bruit induit par l'appareil de mesure ou tout autre élément environnant la mesure. A ce stade, le profil est qualifié de primaire. Il est alors constitué des composantes d'ondulation et de rugosité. Une seconde étape de filtrage est alors nécessaire pour extraire le profil de rugosité. Il s'agit d'appliquer un filtre gaussien à phase correcte dont la longueur d'onde de coupure est définie en fonction de l'espacement des pics de rugosité (lui-même déterminé à partir d'une méthode alternative). Le profil ainsi obtenu est à la base du calcul des différents paramètres de rugosité comme les paramètres  $R_z$ ,  $R_a$ ,  $RSm$ ,  $T_p$  etc.

A l'issue de la simulation, la solution en déplacement est disponible à chacun des nœuds du maillage. Un profil de coordonnées est alors extrait sur la surface de la portion de pièce représentative à l'instar d'une mesure par profilomètre. Dans le cas de cette étude, la mesure est réalisée selon une génératrice du cylindre. La composante de forme est donc absente du profil brut (expérimentalement et numériquement). De plus, l'acquisition du profil numérique n'induisant pas de bruit de mesure, le profil numérique brut est considéré comme équivalent au profil expérimental primaire, et constitué alors seulement des composantes d'ondulation et de rugosité. Le profil numérique de rugosité est alors obtenu par filtrage du profil résultant de la simulation. La fonction de pondération du filtre gaussien est définie par la formule :

$$f(x) = \frac{1}{\alpha \cdot \lambda_{co}} e^{-\pi \left( \frac{x}{\alpha \cdot \lambda_{co}} \right)^2} \quad (4.4)$$

où  $\alpha = \sqrt{\frac{\ln(2)}{\pi}}$ ,  $\lambda_{co}$  est la longueur d'onde de coupure et  $x$  est la coordonnées du profil dans la direction de mesure.

Le filtrage est alors opéré par convolution numérique de la coordonnée  $y$  d'altitude du profil avec la fonction de pondération du filtre  $f(x)$ . La figure 4.2.1 présente un exemple de filtrage d'un profil expérimental de rugosité.

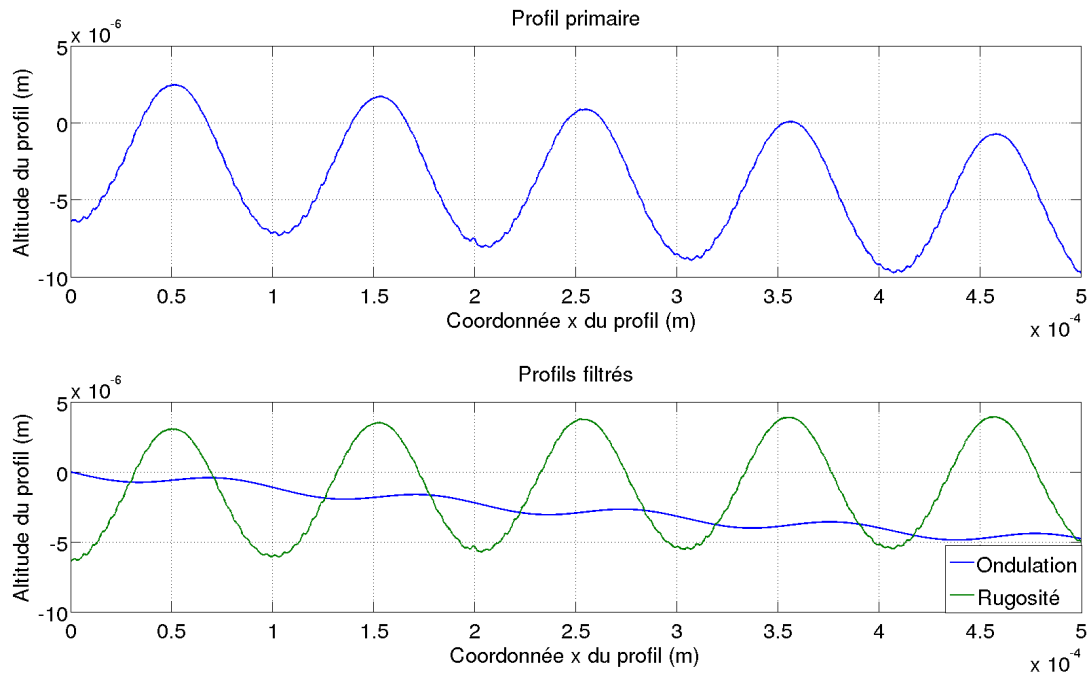


Fig. 4.2.1: Exemple de décomposition d'un profil de surface en composantes de rugosité et d'ondulation par filtrage numérique

#### 4.2.1.2 Détermination des caractéristiques mécaniques

L'opération de galetage ne peut être complètement valorisée sans considérer les apports d'ordre mécanique. Deux grandeurs sont retenues pour qualifier l'état mécanique de la pièce galetée : le profil de contraintes résiduelles sous la surface et la micro-dureté superficielle.

##### 4.2.1.2.1 Extraction des profils de contraintes résiduelles

L'apparition de contraintes résiduelles en surface d'une pièce galetée s'explique par l'hétérogénéité de la déformation plastique induite essentiellement en surface de la pièce. Ce phénomène a été discuté dans les chapitres 1 et 2. Le choix de la technique de mesure expérimentale a été argumenté dans la section 4.1.3.

Numériquement, la détermination de l'état de contraintes résiduelles est directe. En effet, à l'issue du calcul Éléments Finis, l'état de contraintes total (c'est-à-dire toutes les composantes du tenseur des contraintes) est disponible en chacun des points d'intégration. Ainsi, il suffit de constituer un profil de points d'intégration depuis la surface en direction du cœur de la pièce pour extraire, en l'absence de toute sollicitation, un profil de contraintes résiduelles.



#### 4.2.1.2.2 Estimation de la dureté superficielle

La sollicitation de galetage, de par la déformation plastique de la surface, modifie l'état d'écrouissage du matériau. Combiné à la présence de contraintes résiduelles, ce phénomène tend à durcir la surface de la pièce. Il a été présenté dans les chapitres 1 et 2. La technique de mesure expérimentale de cette grandeur a été décrite dans la section 4.1.1.

Numériquement, l'estimation de la dureté est problématique car elle n'est pas directement déductible de l'état mécanique du matériau. Plusieurs auteurs ont tenté, à partir de grandeurs mécaniques et plus particulièrement de l'état d'écrouissage, d'estimer la dureté. Différentes expressions  $H = f(V_{Ecr})$  reliant une variable traduisant l'état d'écrouissage  $V_{Ecr}$  (contrainte d'écoulement ou taux de déformation) à la dureté  $H$  ont été établies (par exemple [51, 52, 53]). Ces différentes expressions ont été développées sous hypothèse d'homogénéité de l'état d'écrouissage. Suivant les travaux, soit l'expression est supposée valide pour toute une gamme de matériaux soit une procédure de détermination des différents coefficients doit être appliquée au matériau considéré, impliquant toute une gamme de mesures expérimentales couplée généralement à des simulations numériques. La précision des résultats est variable d'une méthode à une autre et d'un matériau à un autre.

La sollicitation d'indentation est un cas de sollicitation par contact normal, sollicitation qui a été discutée dans les chapitres 1 et 2. Le problème mécanique qui se pose dans ce cas est la détermination de la géométrie d'une surface en contact avec un indenteur pyramidal soumis à un effort normal à la surface, après retour élastique. Il a été montré que la complexité des phénomènes induits par un contact normal sur un volume élasto-plastique (écrouissage, effet de contraintes résiduelles en présence, retour élastique etc) implique nécessairement une résolution numérique du problème. De plus, l'objectif de cette étude étant la définition d'une méthode globale de simulation de l'opération de galetage, une attention particulière est portée à l'optimisation du coût de son déploiement dans un contexte industriel. Il apparaît alors plus adapté d'estimer la dureté superficielle directement par simulation numérique que de construire, pour chaque matériau étudié, une fonction  $H = f(V_{Ecr})$ . La méthode retenue consiste donc à simuler l'essai de dureté. Un modèle numérique de la sollicitation d'indentation a donc été conçu. Les paragraphes suivants décrivent ce modèle.

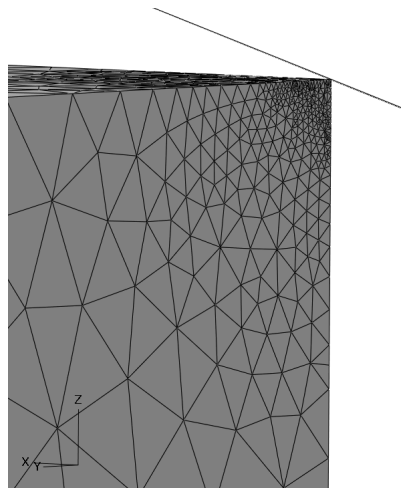
#### Géométries

La forme pyramidale à quatre côtés de l'indenteur Vickers induit une symétrie de la sollicitation selon deux plans, perpendiculaires à la surface de la pièce. La géométrie du problème est alors réduite à un quart de la géométrie réelle. De plus, il a été montré dans le chapitre 1 que lorsque les dimensions de la pièce sont grandes devant les dimensions de la région de contact, le volume modélisé peut être limité à une portion de pièce représentative de la

couche superficielle. Ainsi, la pièce est modélisée par une portion de pièce représentative dont les dimensions ont été définies de sorte que la solution en soit indépendante. Le rayon de la pièce est supposé suffisamment grand devant les dimensions de la zone de contact pour considérer la surface de la pièce comme plane à cette échelle. L'indenteur Vickers est quant à lui représenté par un plan orienté à  $136/2 = 68^\circ$  par rapport à la normale à la surface.

### Maillage

La portion de pièce représentative est discrétisée en 10368 éléments lagrangiens tétraédriques à quatre nœuds (fonction de forme linéaire). La distribution hétérogène des éléments est obtenue à partir d'un remaillage itératif, fondé sur l'analyse d'une estimation de l'erreur de discrétisation. Le code de calcul par Éléments Finis utilisé dans cette étude (ABAQUS) propose un estimateur de type Zienkiewicz et Zhu ([32]) comme critère de remaillage. Pour une explication détaillée de cette technique, le lecteur peut se référer à l'ouvrage "The Finite Element Method Volume 1" ([33]). Une erreur de discrétisation globale (rapport entre les sommes quadratiques sur l'ensemble du domaine de l'erreur et de la solution de base) de 7% sur la solution de déformation plastique équivalente apparaît comme étant l'erreur maximale admissible pour atteindre une solution stable. La discrétisation du modèle est présentée figure 4.2.2. Dans ce calcul, la modélisation d'un grand volume de matière en regard de la région sollicitée est préférée à l'utilisation d'éléments semi-infinis du fait d'un temps de calcul suffisamment faible.



*Fig. 4.2.2: Maillage du modèle d'essai de dureté*

### Loi de comportement

La loi de comportement utilisée est identique à celle mise en œuvre dans la modélisation de l'opération de galetage. Pour rappel, le modèle retenu pour représenter le comportement du matériau de la pièce est de type élasto-plastique isotrope à écrouissage isotrope. Il s'agit

du modèle identifié dans la section 3.1.3. Un récapitulatif est donné dans le tableau 3.4. L'indenteur est quant à lui considéré comme rigide.

### État initial

Afin de mesurer l'effet de l'opération de galetage sur la dureté superficielle de la pièce, l'état mécanique de la matière à l'issue de la simulation de galetage doit être reporté sur le modèle de simulation de l'essai de dureté. Pour cela, les données sont recueillies en chaque point d'intégration selon un profil partant de la surface en direction du cœur de la pièce. Les grandeurs considérées sont la déformation plastique équivalente  $\varepsilon_{pEq}$  (représentant l'état d'érouissage) et les composantes du tenseur des contraintes résiduelles  $\underline{\sigma}_r$ . Pour chacune des grandeurs, les données définies aux points d'intégration du modèle de galetage sont interpolées sur les coordonnées des points d'intégration du modèle d'indentation. Elles sont ensuite reportées sur le modèle d'indentation sous forme de "conditions initiales". Ainsi, les caractéristiques mécaniques initiales du modèle d'indentation correspondent exactement aux caractéristiques mesurées sur le modèle de galetage. La figure 4.2.3 présente un exemple de la distribution d'une composante du tenseur des contraintes au démarrage du calcul.

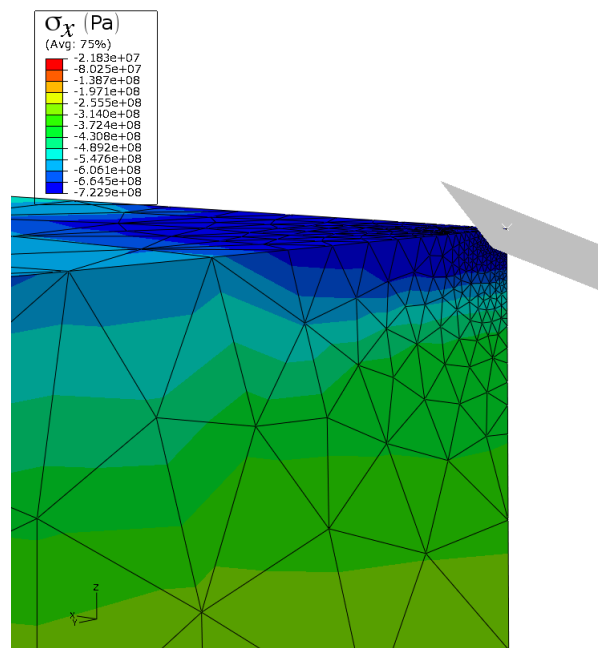


Fig. 4.2.3: Exemple de distribution de contrainte  $\sigma_x$  au démarrage du calcul du modèle d'indentation

### Conditions aux limites

Une condition aux limites de type "symétrie" est appliquée sur toutes les faces de la portion de pièce représentative, à l'exclusion de la surface indentée. Cette condition impose une translation nulle dans la direction normale à la face considérée et une rotation nulle autour

des axes contenus dans un plan parallèle à la face considérée. Ainsi, pour une face parallèle au plan  $(y0z)$  les degrés de liberté  $U_x$ ,  $UR_y$  et  $UR_z$  sont bloqués, les autres composantes sont libres.

L'indenteur ne possède qu'un degré de liberté, orienté dans la direction normale à la surface indentée. Les données nécessaires à l'estimation de la dureté étant obtenues lors de la charge, une seule étape est définie. Une charge équivalente à un quart de la charge expérimentale est appliquée sur le plan.

### Interactions

La gestion du contact recourt à un algorithme de contact rigide maître-esclave pour lequel la composante de contact tangentielle est ignorée. En effet, des calculs préliminaires ont révélé une faible influence du coefficient de frottement sur l'essai de dureté. Sur le matériau de l'étude, la prise en compte du frottement (coefficient  $\mu = 0,1$  [54]) induit une modification de la réponse de l'ordre de quelques points de dureté. Cette différence est négligeable par rapport aux incertitudes de mesures. L'indenteur ne transmet donc à la pièce qu'une pression normale à la surface.

### Schéma de résolutions

Le problème est formulé selon le principe d'équilibre quasi-statique et résolu par un schéma d'intégration implicite fondé sur une méthode de Newton (version implicite du code Abaqus).

### Post-traitement

La dureté est en général définie comme le rapport entre l'effort appliqué et l'aire de contact entre l'indenteur et la pièce (excepté pour les duretés de type Rockwell). Dans le cas de la dureté Vickers, l'échelle ayant été définie initialement pour un effort en kilogramme-force, l'accélération de la pesanteur apparaît dans la formule, soit :

$$H_v = \frac{F_i}{S_i \cdot g} \quad (4.5)$$

où  $F_i$  est l'effort appliqué sur l'indenteur (en  $N$ ),  $g$  est l'accélération de la pesanteur (en  $m.s^{-2}$ ) et  $S_i$  est la surface de contact entre l'indenteur et la pièce (en  $mm^2$ ). Expérimentalement, la surface  $S_i$  est estimée grâce aux dimensions de l'empreinte après décharge. Numériquement, ce paramètre est directement accessible à chaque instant de la simulation. La dureté est alors estimée par la formule 4.5 où  $S_i$  est déterminée à partir de la surface de contact à l'issue du chargement.

### 4.2.2 Schéma global de la procédure de simulation

Au final, il apparaît que la simulation de l'opération de galetage nécessite, au-delà du calcul Éléments Finis lui-même, la réalisation de plusieurs opérations complémentaires pour déterminer les grandeurs caractéristiques de la pièce galetée. La procédure globale de simulation a été développée (au moyen de plusieurs logiciels) pour en faciliter la mise en œuvre et démontrer la faisabilité de son automatisation. Cette procédure est schématisée figure 4.2.4.

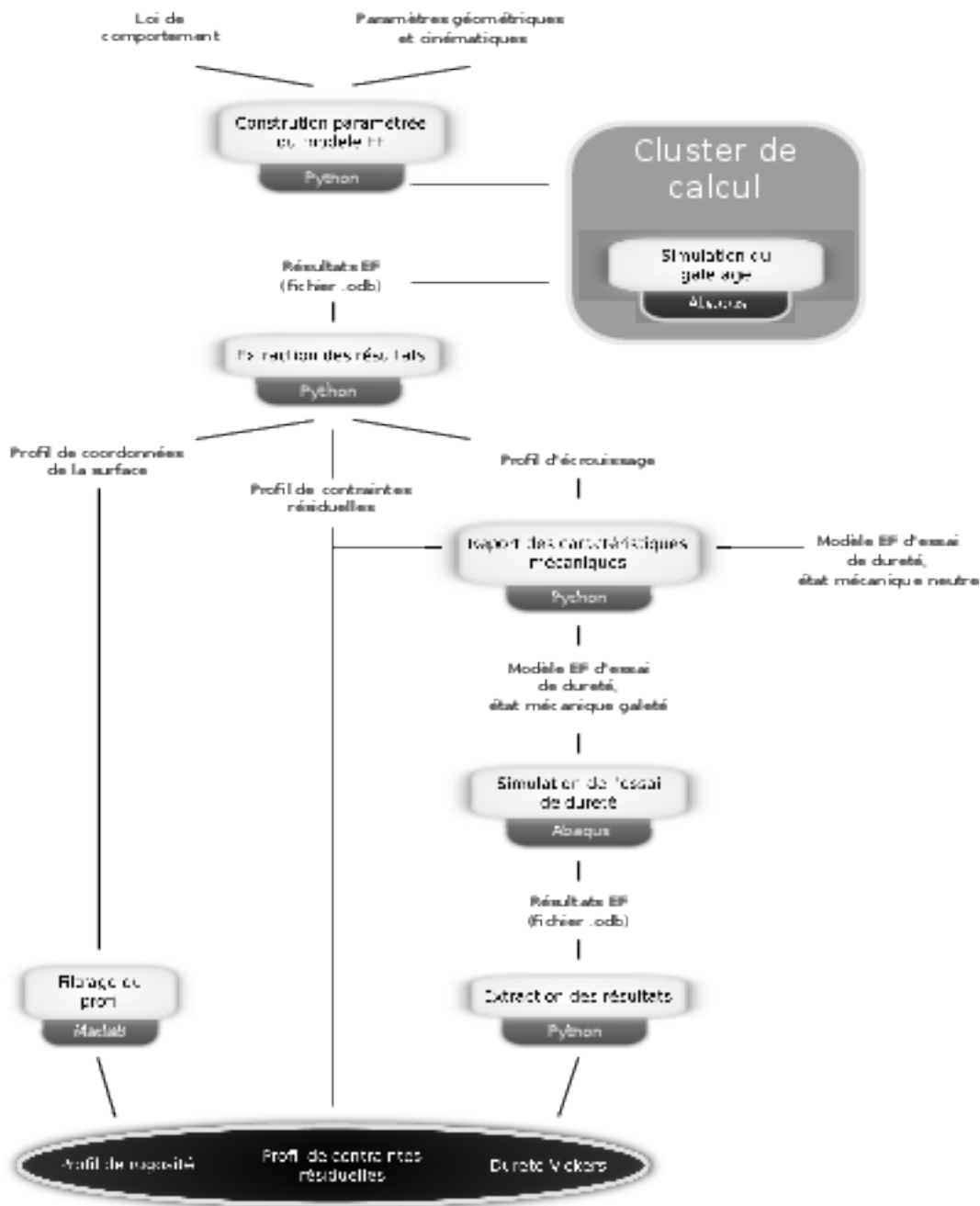


Fig. 4.2.4: Schématisation de la procédure numérique de simulation de l'opération de galetage

## 4.3 Confrontation

Dans cette section, les données procurées par le modèle numérique sont comparées à un jeu de mesures expérimentales, sur la base des grandeurs de hauteur de rugosité, distribution de contraintes résiduelles et dureté superficielle. Le niveau de corrélation entre modèle numérique et expérience est ensuite estimé et les sources d'erreur sont discutées.

### 4.3.1 Rugosité

Il a été montré, dans le chapitre 2, que le galet doit parcourir plusieurs fois la circonférence de la pièce pour que la réponse du matériau atteigne un régime stabilisé. Ce phénomène a une conséquence directe sur la géométrie de la surface galetée au cours des premiers tours de pièce. La figure 4.3.1 présente la géométrie de la surface selon une génératrice du cylindre à l'issue des douze cycles de simulation. Sur le graphe supérieur est représenté, en fonction de la coordonnée axiale, le profil primaire et le profil d'ondulation. Le graphe inférieur présente le profil de rugosité ainsi que les points caractéristiques constituant les pics et les creux.

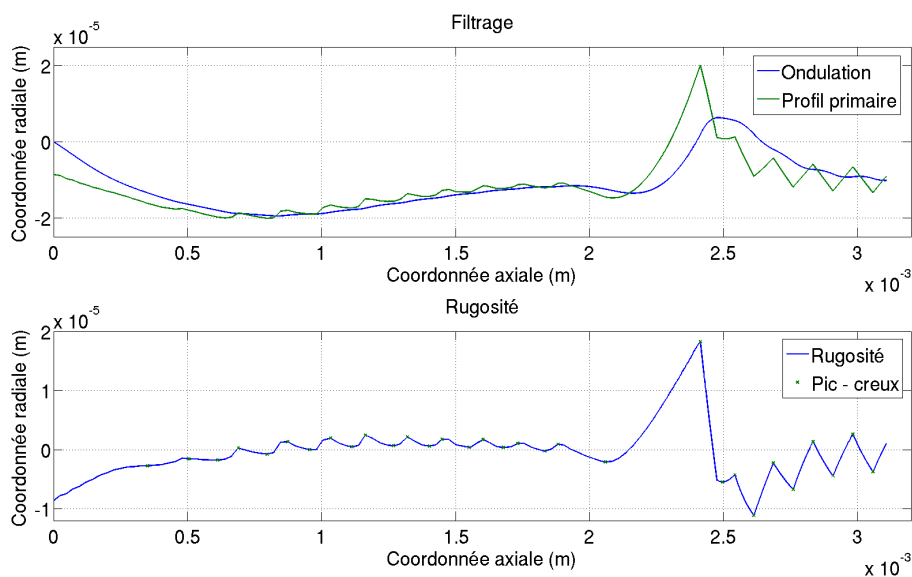


Fig. 4.3.1: Décomposition des profils de rugosité et d'ondulation d'une pièce galetée (simulation)

L'évolution du profil primaire révèle l'influence du régime transitoire existant lors des premiers tours de pièce sur la géométrie de la surface. Au cours des premiers cycles de simulation, le galet tend à pénétrer davantage dans la pièce à chaque cycle, induisant ainsi un profil descendant. Ce phénomène est analogue à celui constaté dans les premiers stades de la sollicitation de contact roulant, et discuté dans le chapitre 2. Il s'explique par le fait que le

galet sort progressivement du sillon formé lors du premier cycle. L'aire de contact tend alors à se réduire dans la direction axiale, engendrant, sous un effort identique, un enfoncement plus important du galet. Par analogie avec l'évolution de l'amplitude du bourrelet frontal constatée sous sollicitation de contact roulant, de la matière tend à s'accumuler à chaque nouveau cycle sur la saillie latérale située dans sens d'avance axial du galet. L'aire de contact entre le galet et la pièce dans cette direction tend alors à augmenter, réduisant ainsi la profondeur de pénétration du galet, ce qui explique l'évolution ascendante du profil primaire dans l'intervalle de coordonnées axiales  $[0, 6e^{-3}; 1, 6e^{-3}]$ . Enfin, lors des cycles suivants, la profondeur de pénétration du galet se stabilise et la sollicitation entre dans un régime établi. L'amplitude de la saillie latérale en régime stabilisé est clairement visible sur les profils de la figure 4.3.1, dans l'intervalle de coordonnées  $[2, 1e^{-3}; 2, 5e^{-3}]$ .

En conséquence, l'évolution de la sollicitation en régime transitoire induit une variation de la hauteur résiduelle de la rugosité (graphe inférieur de la figure 4.3.1). Ainsi, au cours des premières sollicitations, l'importante pénétration du galet lisse considérablement les irrégularités de la surface. Puis, la sollicitation évoluant, l'amplitude des irrégularités varie jusqu'à atteindre une hauteur stable en régime établi.

L'évolution de la hauteur des irrégularités de la surface le long du profil de rugosité est présentée dans la figure 4.3.2. Il apparaît alors que l'amplitude des pics de rugosité est variable dans la première partie du profil, déformée en régime transitoire. La hauteur de la rugosité converge ensuite vers une valeur stable à l'atteinte de la zone déformée en régime établi. Cette valeur constitue alors la caractéristique principale de l'état de la surface galetée. Elle vaut  $R_{zg}^{sim} = 1,3 \mu m$ . Parallèlement, les expérimentations réalisées dans une configuration identique présentent une hauteur de rugosité après galetage  $R_{zg}^{exp} = 1,2 \mu m$ , soit une erreur relative de l'ordre de 8%.

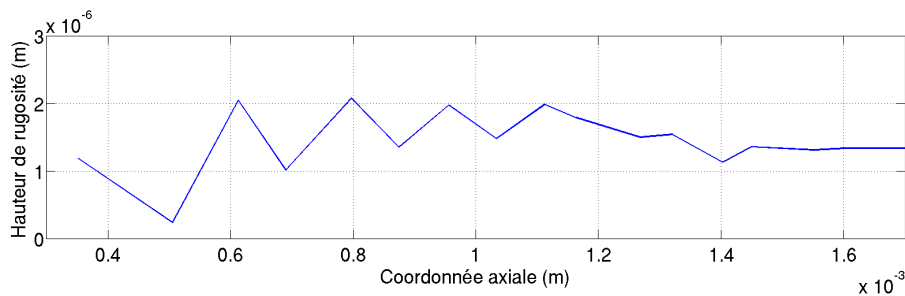


Fig. 4.3.2: Évolution de la hauteur des irrégularités le long du profil de rugosité (simulation)

### 4.3.2 Contraintes résiduelles

A l'issue du calcul Éléments Finis, les distributions de contraintes résiduelles sont extraites et comparées aux valeurs expérimentales présentées dans la section 4.1.3. La figure 4.3.3 présente un graphe comparatif modèle - expérience des distributions de contraintes résiduelles dans les directions axiale et circonférentielle selon la profondeur de la pièce. Un écart important entre les données issues de la simulation et les données expérimentales est constaté. Au niveau de la surface, un ratio de l'ordre de 2 existe entre simulation et expérimentation, aussi bien pour la contrainte axiale que la contrainte circonférentielle. Sur la base de cette comparaison, il semble donc difficile d'évaluer quantitativement, avec ce modèle numérique, les distributions de contraintes résiduelles.

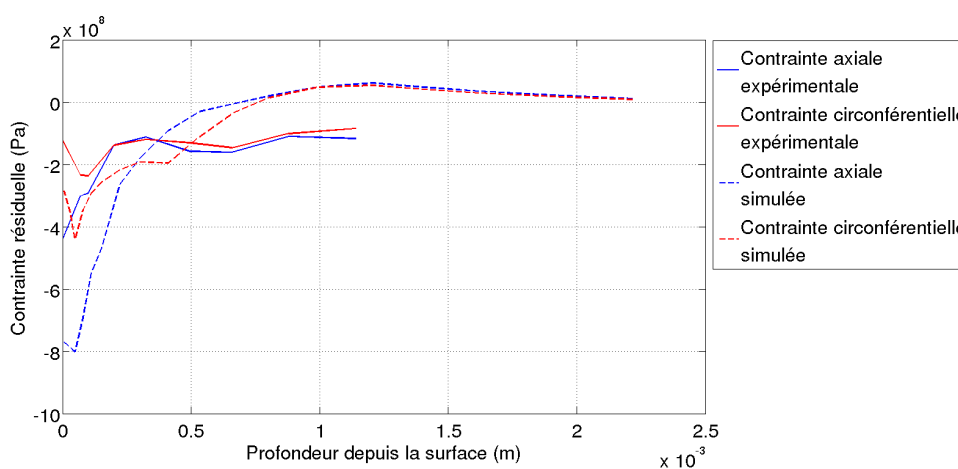


Fig. 4.3.3: Comparaison modèle - expérience des distributions de contraintes résiduelles

Toutefois, la comparaison des profils de contraintes en valeur relative est intéressante. La figure 4.3.4 présente une comparaison modèle - expérience des distributions de contraintes résiduelles, relativement à la contrainte maximale dans la direction axiale. Ainsi, les données expérimentales sont adimensionnées par la contrainte maximale mesurée dans la direction axiale. De manière identique, les données simulées sont adimensionnées par la valeur maximale du profil de contrainte axiale issu de la simulation. Dans ce cas, une très bonne corrélation est observée dans la gamme de profondeur  $[0; 0,3e^{-3}]$ . Au-delà de cette profondeur, les données expérimentales et simulées divergent. La raison de cette divergence peut être attribuée à une profondeur trop faible de la portion de pièce représentative.

Ainsi, la prédiction de la distribution de contraintes résiduelles par simulation numérique semble être limitée à un plan qualitatif. Toutefois, l'accord modèle - expérience constaté sur les valeurs relatives poussent à émettre des doutes sur la validité des mesures issues des expériences de diffraction de rayons X.



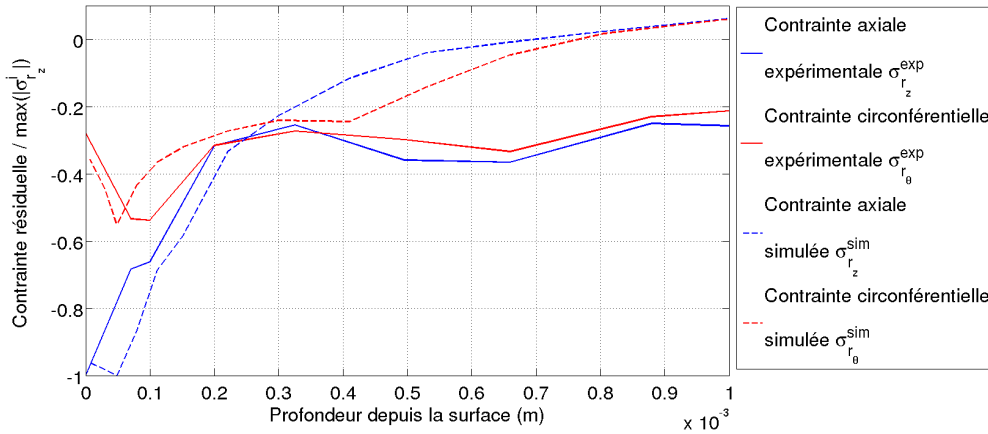


Fig. 4.3.4: Comparaison modèle - expérience, en valeur relative, des distributions de contraintes résiduelles.  $\sigma_{r_z}^i$  désigne  $\sigma_{r_z}^{exp}$  pour les valeurs expérimentales et  $\sigma_{r_z}^{sim}$  pour les valeurs simulées

### 4.3.3 Dureté superficielle

#### 4.3.3.1 Évaluation de la méthode

Avant d'appliquer la méthode d'estimation de la dureté superficielle présentée section 4.2.1.2.2 au matériau galeté, il est nécessaire d'évaluer la précision du modèle numérique de l'essai de dureté. Pour cela, une simulation est réalisée sur le matériau brut, en utilisant la loi de comportement identifiée dans la section 3.1.3. Aucun état mécanique initial n'est alors imposé. Les résultats sont ensuite comparés à des mesures de micro-dureté effectuées sur le matériau d'étude. Les mesures sont réalisées sur un échantillon de matière découpé à cœur et poli. La charge d'indentation appliquée est identique à la valeur utilisée dans le plan d'expériences (section 4.1.1), soit 0,1 Kg. Les cinq mesures réalisées sont présentées dans le tableau 4.3.

Mesure n°	1	2	3	4	5
Micro-dureté Vickers ( $HV_{0.1}$ )	177	175	180	183	164

Tab. 4.3: Mesures de micro-dureté Vickers à cœur

La valeur moyenne est considérée. Elle s'élève à 175  $HV_{0.1}$ . La dispersion de la mesure est estimée par l'écart type de répétabilité et vaut 7,3  $HV_{0.1}$ . Parallèlement, la simulation numérique retourne une dureté de 166  $HV_{0.1}$ , soit une erreur de 5% par rapport à la valeur moyenne expérimentale. Il faut toutefois noter que l'amplitude de l'erreur est du même ordre de grandeur que l'écart type de répétabilité.

### 4.3.3.2 Estimation de la dureté du matériau galeté

Les distributions d'écrouissage et de contraintes résiduelles mesurées selon le rayon de la pièce à l'issue de la simulation de galetage sont reportées sur le modèle de simulation de l'essai de dureté. Les profils de contraintes résiduelles ont été présentés dans la section 4.3.2 figure 4.3.3. Le profil d'écrouissage est présenté figure 4.3.5. L'écrouissage est concentré sur une zone de  $200 \mu m$  sous la surface. En extrême surface, la déformation plastique équivalente est de l'ordre de 130 %. Le taux de déformation maximal se trouve à  $30 \mu m$  sous la surface et vaut  $\varepsilon_{pEq} = 144 \%$ .

La simulation de l'essai de dureté sur le matériau galeté donne une surface de contact sous charge de  $4,71e^{-4} mm^2$ , soit une micro-dureté Vickers de  $212 HV_{0.1}$ . La comparaison avec la valeur obtenue numériquement sur le matériau vierge aboutit à un gain de dureté superficielle par galetage de  $46 HV_{0.1}$ . Cependant, les mesures expérimentales en surface d'une pièce galetée dans des conditions similaires révèlent une dureté superficielle de  $264 HV_{0.1}$  avec un écart type de répétabilité de  $26 HV_{0.1}$ . Ainsi, l'erreur entre modèle et expérience s'élève à 24%.

Une piste d'explication est donnée par l'étude de la surface usinée. Une série de mesures de micro-dureté a été effectuée sur la pièce d'étude à l'issue de l'opération d'usinage. Les valeurs sont reportées dans le tableau 4.4. La dureté moyenne est de  $236 HV_{0.1}$  et l'écart type de répétabilité de  $19 HV_{0.1}$ . En conséquence, il apparaît que l'opération d'usinage a sensiblement modifié la dureté superficielle de la pièce, passant d'une dureté de  $175 HV_{0.1}$  sur le matériau brut à une dureté de  $236 HV_{0.1}$  sur la pièce usinée. Cette hypothèse est étayée par l'analyse de la micro-structure en surface de la pièce. La figure 4.3.6 présente, à gauche, une micrographie, selon un plan ( $rOz$ ) d'un repère cylindrique, de la surface de la pièce usinée. Deux pics de rugosité sont visibles en surface. Une zone particulière, d'une épaisseur de quelques micromètres apparaît directement sous la surface au niveau des pics de la rugosité. Dans cette couche, la micro-structure du matériau semble perturbée. Le contour des grains n'est pas perceptible et des vaguelettes semblent attester d'un écoulement de matière important. Cette zone est étendue à une dizaine de micromètres de profondeur par l'opération de galetage, comme le montre la partie droite de la figure 4.3.6. Ce phénomène a été étudié expérimentalement par Chou ([55]) sur un acier AISI 4340 (taux de carbone intermédiaire). L'évolution de la dureté est attribuée au phénomène d'écrouissage mais également à une transformation de phase.

Il apparaît donc difficile de prédire précisément la dureté d'une surface usinée - galetée sans considérer les modifications d'ordre mécanique induites par l'opération d'usinage. L'impact des contraintes résiduelles sur l'essai de dureté étant estimé du second ordre face à l'impact

#### 4. CONFRONTATION EXPÉRIMENTALE

de l'écrouissage, une solution serait alors de déterminer expérimentalement la distribution, dans la direction radiale, de l'écrouissage au sein de la pièce usinée et l'intégrer dans la simulation de l'opération de galetage. Cependant, la caractérisation de cette couche écrouie est problématique. En effet, des mesures de micro-dureté sur une coupe transversale n'ont pas permis de déceler une variation de caractéristiques mécaniques aux abords de la surface. Cela signifie que l'épaisseur de la zone écrouie par l'usinage est trop faible pour être détectée par un essai de dureté sur une coupe transverse. Dès lors, la prédiction numérique de la dureté d'une surface usinée - galetée est conditionnée par la conception d'une méthode de caractérisation de l'état mécanique de la surface usinée, qui constitue un sujet de recherche à part entière. Une telle avancée permettrait de surcroît d'améliorer la répétabilité des mesures de dureté superficielle de la surface galetée et ainsi mieux apprécier le gain effectif qu'apporte l'opération de galetage.

Par ailleurs, si le rôle de l'opération d'usinage sur l'écart entre modèle et expérience est confirmé, la méthode d'estimation de la dureté superficielle décrite dans cette section devrait se révéler plus précise dans le cas de surfaces d'origines différentes telles que des surfaces rectifiées, superfinies, ou obtenues à partir de tôle roulées.

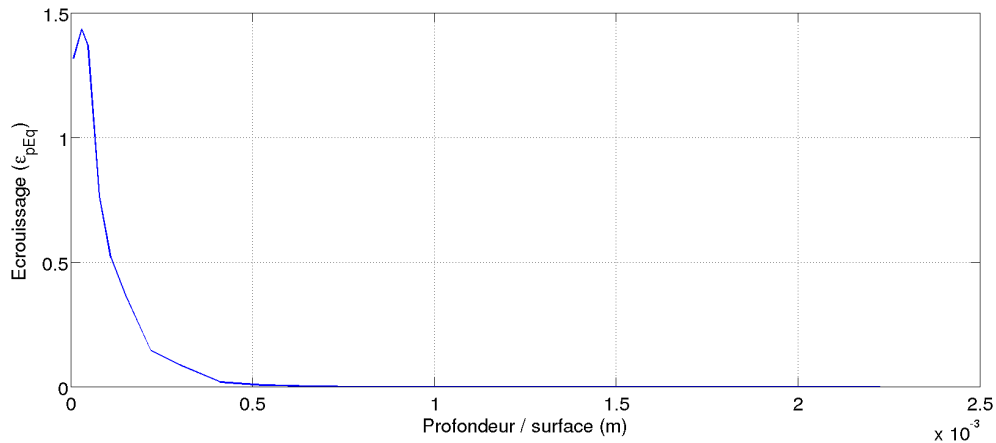
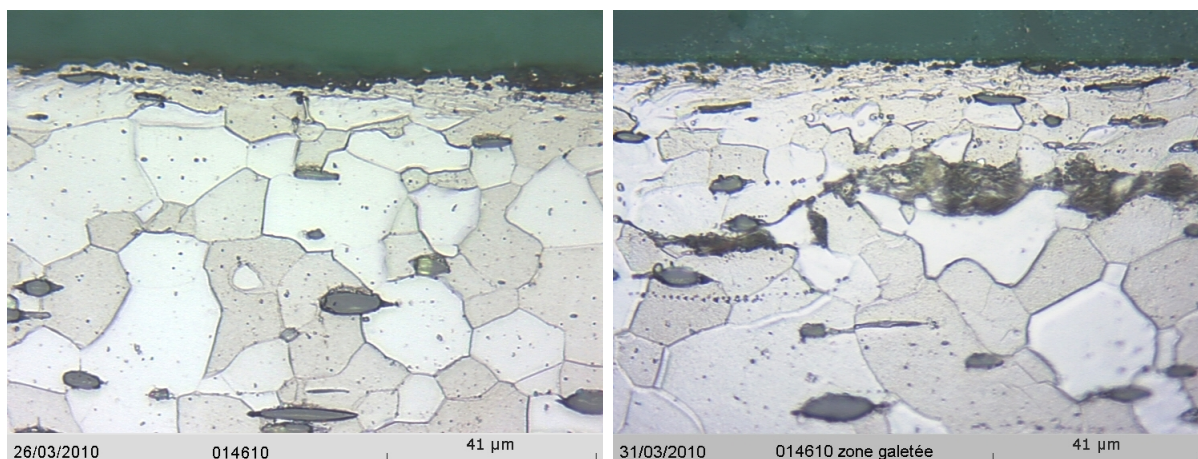


Fig. 4.3.5: Distribution de déformation plastique équivalente selon la profondeur de la pièce galetée (simulation)

Mesure n°	1	2	3	4	5
Micro-dureté Vickers ( $HV_{0.1}$ )	228	254	230	253	212

Tab. 4.4: Mesures de micro-dureté Vickers en surface d'une pièce usinée



*Fig. 4.3.6: Micrographie en surface d'une pièce usinée (à gauche), et d'une pièce usinée puis galetée (à droite)*

## 4.4 Conclusion

Dans l'objectif d'évaluer la pertinence du modèle numérique présenté dans le chapitre 3, une confrontation avec des mesures expérimentales a été opérée. Dans un premier temps, les expériences ont été présentées. L'exploitation des résultats a permis d'évaluer l'influence de chacun des paramètres du procédé sur les grandeurs de hauteur de rugosité et de dureté superficielle. Les facteurs dont l'influence est significative sont, dans l'ordre, l'effort de galeage, le nombre de passes, la vitesse d'avance et la période de la rugosité. Dans un second temps, une des expériences présentée a été reproduite numériquement. Des méthodes de post-traitement des données numériques ont été présentées et les résultats ont été confrontés aux mesures expérimentales. En ce qui concerne l'état géométrique de la surface, les résultats numériques sont en bon accord avec les mesures expérimentales, alors que pour les grandeurs mécaniques (dureté superficielle et contraintes résiduelles), seule une correspondance qualitative a pu être obtenue. Une source particulière d'erreur a été identifiée ; il s'agit de la modification de l'état mécanique de la surface par l'opération d'usinage.



# Conclusion générale et perspectives

L'étude présentée dans ce document, résultant des travaux menés durant trois années de doctorat, traite de la modélisation de l'opération industrielle de galetage. Le galetage est un traitement mécanique de surface qui confère une valeur ajoutée à la pièce sur deux niveaux. Sur un plan géométrique, les irrégularités de la surface sont lissées. Sur un plan mécanique, la dureté de la surface est accrue et des contraintes résiduelles de compression sont générées. Face à la complexité des phénomènes mis en cause, les industriels (notamment du secteur du décolletage) peinent à exploiter et valoriser pleinement l'opération. La solution passe alors par sa modélisation numérique. Toutefois, les spécificités de l'opération de galetage impliquent un modèle très volumineux notamment en nombre d'éléments. La diminution du temps de calcul nécessaire à la simulation du galetage implique une réduction du problème mécanique initialement posé par la modélisation d'un tel procédé.

Une première modélisation numérique de l'opération de galetage a été proposée par Röttger, puis complétée par Yen. Deux hypothèses de réduction du problème sont énoncées. La première est la définition d'une portion de pièce représentative de la couche superficielle, la seconde est la substitution de la sollicitation de contact roulant par une suite de sollicitations d'indentation (ou "contact normal"). La corrélation entre modèle et expérience se limite à un caractère qualitatif, excepté pour l'estimation d'un profil de contraintes résiduelles par le modèle de Yen. Dans ce dernier cas, le niveau de corrélation est, de manière inattendue, plus important pour le cas en deux dimensions que le cas en trois dimensions.

L'étude analytique de la problématique de contact roulant en élasticité permet d'évaluer, en première approximation, la pertinence des hypothèses de réduction du problème proposées par Röttger. Sous les conditions idéales de contact de surfaces lisses, d'élasticité des corps et de déformations planes, deux constats sont faits : (1) les contraintes engendrées par la sollicitation de contact sont essentiellement localisées au voisinage de la zone de contact et (2) une correspondance existe entre la sollicitation de contact roulant libre et la sollicitation de contact normal. Ces deux éléments confortent l'approche de réduction du problème préconisée par Röttger et Yen. Toutefois, cette correspondance entre contact roulant et contact normal est nettement moins évidente lorsque les hypothèses formulées sont en défaut.

En particulier, l'influence d'un comportement de type élasto-plastique sur le mécanisme de contact roulant est peu documentée.

L'étude numérique comparative des deux types de contact apporte une part de la réponse. Dans un premier temps, deux cas modélisés en deux dimensions représentant des situations extrêmes de la réalité tri-dimensionnelle sont analysés. Ces modèles mettent en évidence trois phénomènes particuliers à la plasticité à savoir la formation d'un bourrelet frontal, la génération de contraintes résiduelles et l'éventuelle accumulation de déformation en cas de roulements répétés. Le premier, méconnu dans le rôle qu'il joue sur l'opération de galetage, fait l'objet d'une attention particulière. L'étude en deux dimensions met en évidence le rôle des déformations latérales dans l'écoulement du bourrelet frontal. Ce phénomène se caractérise en trois dimensions par l'apparition de saillies de part et d'autre de la région de contact. Ces saillies ont un impact significatif sur la sollicitation induite par l'opération de galetage. D'un côté de la région de contact, la saillie latérale induit une irrégularité sur la surface qui sera déformée lors du tour de pièce suivant, engendrant un régime transitoire dans les premiers tours de pièce. De l'autre côté, la saillie contribue à modifier la géométrie de la surface déformée lors du tour de pièce précédent, générant ainsi une irrégularité sur la surface précédemment lissée. Appliqués à une surface pourvue d'irrégularités périodiques, ces effets peuvent diminuer l'amplitude des irrégularités avant passage du galet comme il peut les augmenter. Au final, il apparaît que le phénomène de formation et écoulement du bourrelet sous sollicitation de contact roulant a un impact significatif sur la géométrie de la surface dans les dimensions concernées par l'opération de galetage, mais également sur les caractéristiques mécaniques. En conséquence, la démarche de substitution de la sollicitation de contact roulant par la sollicitation de contact normal mis en œuvre par d'autres auteurs se révèle être inadaptée pour la prédiction de la géométrie ainsi que des caractéristiques mécaniques d'une surface galetée. La simulation d'un tel problème doit donc passer inévitablement par la modélisation de la sollicitation de contact roulant, réduisant ainsi les perspectives de réduction du problème à la définition d'une portion de pièce représentative en trois dimensions.

En s'appuyant sur ces études, un modèle numérique de l'opération de galetage est construit. Une procédure de caractérisation du comportement mécanique du matériau, adaptée aux spécificités de ce travail, est présentée. Elle repose sur une mesure ultrasonore et un essai de compression de type "Rastegaev". Le problème mécanique posé par la modélisation de l'opération de galetage est réduit par la définition d'une portion de pièce représentative de la couche superficielle. La résolution est opérée sous l'hypothèse d'équilibre quasi-statique.

La précision du modèle est évaluée relativement à un essai expérimental. Les grandeurs de comparaison retenues sont la hauteur de rugosité, la dureté superficielle et la distribution de contraintes résiduelles. Sur le plan géométrique, la confrontation met en évidence une

bonne corrélation modèle - expérience. Sur le plan mécanique, la corrélation se limite à un caractère qualitatif. Une piste d'explication est donnée par l'effet de l'opération d'usinage sur les caractéristiques mécaniques de la surface.

Finalement, le galetage apparaît comme une opération difficile à appréhender, notamment en raison d'un manque de connaissances à son sujet. Cette étude méthodique de l'opération industrielle de galetage a permis d'accroître notablement le niveau de compréhension des phénomènes qui lui sont associés. En particulier, l'identification des mécanismes de formation et écoulement du bourrelet s'est révélée capitale dans la compréhension de la sollicitation. Mais la forte sensibilité de ces mécanismes à différents paramètres, tels que le coefficient de frottement, la position relative du galet en rapport à la rugosité ou encore l'état mécanique initial de la surface, fait de la modélisation de cette opération un exercice complexe.

Les perspectives de ce travail s'établissent suivant deux axes.

Dans son état actuel, la méthode de modélisation présentée dans ce rapport constitue un outil particulièrement efficace pour tester différentes configurations et ainsi observer des tendances. Il serait alors intéressant de constituer une base de résultats conséquente et d'en tirer des règles qualitatives. Des abaques pourraient alors être construits à destination des industriels de l'industrie du décolletage, ce qui contribuerait à rationaliser le recours à cette opération.

Pour compléter ce travail et faire de cet outil un moyen de prédiction quantitative, des progrès doivent être réalisés. En particulier, un travail important de caractérisation de l'état mécanique des surfaces usinées est nécessaire à la prédiction des caractéristiques mécaniques des pièces usinées - galetées. Certaines incertitudes mériteraient également d'être quantifiées, comme le positionnement du galet au cours de l'opération ou encore le coefficient de frottement.





# Liste des symboles

$\beta$	Mesure de la différence de comportement de deux solides élastiques
$\gamma$	Portion angulaire galetée (simulation)
$\lambda$	Premier coefficient de Lamé
$\mathbb{I}$	Matrice identité
$\mu$	Coefficient de frottement
$\nu$	Coefficient de Poisson
$\bar{\sigma}_i$	Contraintes au niveau de la surface
$\bar{u}_i$	Déplacement au niveau de la surface
$\rho$	Masse volumique
$\sigma_0$	Limite d'élasticité
$\sigma_{Eq}$	Contrainte équivalente
$\sigma_i$	Contrainte dans la direction $i$
$\sigma_v$	Contrainte vraie (ou de Cauchy)
$\underline{\underline{\sigma}}$	Tenseur des contraintes
$\underline{\underline{\sigma}}_r$	Tenseur des contraintes résiduelles en un point de la pièce
$\underline{\underline{C}}$	Tenseur de raideur
$\underline{\underline{\varepsilon}}_e$	Tenseur des déformations élastiques
$\underline{\underline{\varepsilon}}$	Tenseur des déformations
$\varepsilon_0$	Déformation à l'atteinte de la limite d'élasticité
$\varepsilon_c$	Déformation à l'atteinte du critère de Considère
$\varepsilon_i$	Déformation dans la direction $i$
$\varepsilon_v$	Déformation vraie (ou de Hencky)

$\varepsilon_{pEq}$	Déformation plastique équivalente
$\xi$	Coefficient de fluage
$a$	Largeur amont de la surface de contact
$b$	Largeur aval de la surface de contact
$c$	Coordonnée de l'élément de surface $ds$ dans la direction $x$
$C_L$	Vitesse de propagation d'une onde longitudinale
$C_T$	Vitesse de propagation d'une onde transverse
$D$	Diamètre de pièce avant galetage
$d$	Coordonnée de l'élément de surface $ds$ dans la direction $y$
$D_g$	Diamètre de la pièce après galetage
$E$	Module d'élasticité
$E^*$	Module d'élasticité équivalent sous hypothèse de déformations planes
$F$	Effort de galetage
$f()$	Fonction seuil
$F_i$	Effort dans la direction $i$
$F_i$	Effort sur l'indenteur
$G$	Module de cisaillement
$g$	Accélération de la pesanteur
$H_v$	Micro-dureté Vickers
$K$ et $n$	Coefficients du modèle de Ludwik
$L$	Longueur courante
$L_0$	Longueur initiale
$L_e$	Demi-largeur de la diagonale de l'empreinte de dureté Vickers
$L_p$	Longueur de pièce avant galetage
$M$	Moment de contact
$n$	Nombre de passes de galetage
$P$	Effort normal de contact
$p$	Effort normal de contact transmis par une surface infinitésimale $ds$

$p_0$	Contrainte maximum au sens de Hertz
$Q$	Effort tangentiel de contact
$q$	Effort tangentiel de contact transmis par une surface infinitésimale $ds$
$q_i$	Composante dans la direction $i$ de $q$
$R$	Variable d'écroûissage
$R^*$	Rayon équivalent au sens de Hertz
$R_z$	Hauteur de rugosité
$r_\alpha$	Coefficient de corrélation de la grandeur $\alpha$ au sens de Pearson
$R_{zg}$	Hauteur de rugosité après galetage
$RSm$	Période de rugosité
$S$	Section courante
$S_0$	Section initiale
$S_i$	Surface de contact entre indenteur et pièce lors d'une essai de dureté
$u_i$	Déplacement dans la direction $i$
$V_f$	Vitesse d'avance de galetage
$V_fEb$	Vitesse d'avance de tournage de l'ébauche
$V_t$	Vitesse tangentielle de galetage



# Liste des figures

1.1.1	Schéma de principe du procédé de galetage ([1]) . . . . .	6
1.1.2	Outil de galetage Ecoroll EG5 [10] . . . . .	12
1.1.3	Orientation du galet [10] . . . . .	12
1.2.1	Contact de surfaces non-conformes, définition du repère ([25]) . . . . .	14
1.2.2	Représentation schématique d'une distribution de pression sous contact . .	17
1.2.3	Déformation incrémentale de la surface sous contact normal ([27]) . . . . .	21
1.2.4	Représentation schématique 2D des pressions surfaciques générées par le contact normal de deux cylindres d'axes parallèles . . . . .	21
1.2.5	Distributions de pressions générées par un contact normal et un contact roulant pour différents coefficients de frottement . . . . .	23
1.2.6	État de contrainte adimensionnelle sous contact normal d'un cylindre rigide sur un plan semi-infini élastique. A : contrainte tangentielle $\sigma_x$ , B : contrainte normale $\sigma_z$ , C : contrainte hors plan $\sigma_y$ , D : contrainte de cisaillement $\sigma_{xz}$ . . . . .	24
1.2.7	État de contrainte adimensionnelle sous contact roulant d'un cylindre rigide sur un plan semi-infini élastique. A : contrainte tangentielle $\sigma_x$ , B : contrainte normale $\sigma_z$ , C : contrainte hors plan $\sigma_y$ , D : contrainte de cisaillement $\sigma_{xz}$ . . . . .	25
1.2.8	Contact d'une surface pourvue d'une rugosité avec un plan élastique semi-infini. (a) Déchargé ( $\bar{p} = 0$ ), (b) Contact total ( $\bar{p} = p^*$ ), (c) Contact partiel ( $\bar{p} < p^*$ ) ([25]). . . . .	27
1.2.9	Écrasement d'une surface pastique crénelée régulièrement par un poinçon rigide ( $\alpha = 65^\circ$ ) ([25]) . . . . .	28
2.1.1	Maillage des modèles de contact roulant en deux dimensions . . . . .	35
2.1.2	Efforts de contact à différents stades d'amorçage du contact roulant sous hypothèse de contraintes planes . . . . .	37
2.1.3	Distributions de pression de contact normale pour une sollicitation de contact roulant sous hypothèse de contraintes planes . . . . .	37

2.1.4	Évolution des résultantes d’effort sur le galet pour les phases de contact normal puis contact roulant sous hypothèse de contraintes planes . . . . .	38
2.1.5	Profils de contraintes sous la surface d’un plan élasto-plastique sollicité par contact roulant sous hypothèse de contraintes planes . . . . .	39
2.1.6	Profil de contraintes résiduelles selon la profondeur sous la surface d’un plan élasto-plastique sollicité par contact roulant sous hypothèse de contraintes planes . . . . .	40
2.1.7	Efforts de contact à différents stades d’amorçage du contact roulant sous hypothèse de déformations planes . . . . .	41
2.1.8	Représentation en trois dimensions d’un bourrelet frontal ([31]) . . . . .	41
2.1.9	Évolution des résultantes d’effort sur le galet pour les phases de contact normal puis contact roulant sous hypothèse de déformations planes . . . . .	42
2.1.10	Évolution de la distribution de pressions de contact normales pour une sollicitation contact roulant sous hypothèse de déformations planes . . . . .	42
2.1.11	Profils de contraintes sous la surface d’un plan élasto-plastique sollicité par contact roulant sous hypothèse de déformations planes . . . . .	43
2.1.12	Profil de contraintes résiduelles selon la profondeur sous la surface d’un plan élasto-plastique sollicité par contact roulant sous hypothèse de déformations planes . . . . .	44
2.1.13	Comparatif des distributions de pression générées par contact normal et contact roulant en 2D sous hypothèses de contraintes planes et déformations planes . . . . .	45
2.2.1	Maillage des modèles de contact roulant en trois dimensions : cas du contact de surfaces lisses . . . . .	47
2.2.2	Efforts résultant sur la bille lors de la phase de contact normal (intervalle de temps $[0; 1]$ ) et lors de la phase de contact roulant (intervalle de temps $]1; 2]$ ) en trois dimensions . . . . .	50
2.2.3	Distribution de la pression normale à la surface à l’issue de la sollicitation de contact normal en trois dimensions . . . . .	50
2.2.4	Distribution de la pression normale à la surface sous sollicitation de contact roulant en trois dimensions et en régime établi . . . . .	51
2.2.5	Déplacement de matière en surface aux abords du contact sous sollicitation de contact roulant, vue de dessus . . . . .	51
2.2.6	Topologie de la surface sous sollicitation de contact roulant . . . . .	52
2.2.7	Comparatif des profils de surface dans deux plans parallèles au plan $(yOz)$ entre la sollicitation de contact normal et la sollicitation de contact roulant au cours du premier cycle . . . . .	53

2.2.8	Comparatif des profils de surface dans deux plans parallèles au plan ( $yOz$ ) entre la sollicitation de contact normal et la sollicitation de contact roulant au cours du deuxième cycle . . . . .	53
2.2.9	Comparatif des profils de surface dans deux plans parallèles au plan ( $yOz$ ) entre la sollicitation de contact normal et la sollicitation de contact roulant au cours du quatrième cycle . . . . .	54
2.2.10	Évolution des profils de surface dans un plan parallèle au plan ( $yOz$ ) au cours de chacun des cycles de contact roulant dans le cas d'une surface lisse	54
2.2.11	Comparatif de la topologie d'une surface lisse sollicitée par contact roulant pour un coefficient de frottement $\mu = 0$ (à droite, valeurs $z < 0$ ) et un coefficient de frottement $\mu = 0,2$ (à gauche, valeurs $z > 0$ ) . . . . .	55
2.2.12	Topologie d'une surface pourvue d'irrégularités périodiques sollicitée par contact roulant (simulation numérique); Vue 1 . . . . .	56
2.2.13	Topologie d'une surface pourvue d'irrégularités périodiques sollicitée par contact roulant (simulation numérique); Vue 2 . . . . .	57
2.2.14	Comparatif des profils d'écaillage en surface dans deux plans parallèles au plan ( $yOz$ ) entre la sollicitation de contact normal et la sollicitation de contact roulant au cours du premier cycle . . . . .	58
2.2.15	Évolution des profils de surface dans un plan parallèle au plan ( $xOz$ ) à l'issue de chacun des cycles de contact roulant dans le cas d'une surface irrégulière; le centre de la bille est situé à l'aplomb d'une vallée (cas nommé <i>Val</i> ) . . . . .	60
2.2.16	Évolution des profils de surface dans un plan parallèle au plan ( $xOz$ ) à l'issue de chacun des cycles de contact roulant dans le cas d'une surface irrégulière; le centre de la bille est situé à l'aplomb d'un pic (cas nommé <i>Pic</i> )	60
2.2.17	Comparatif des profils de surface dans un plan parallèle au plan ( $xOz$ ) à l'issue des quatre cycles de contact roulant pour les cas <i>Val</i> et <i>Pic</i> . . . . .	61
3.1.1	Filiation de dureté HV1 sur une coupe transversale . . . . .	69
3.1.2	Examen micrographique à cœur sur coupe transverse (à gauche) et sur coupe longitudinale (à droite) . . . . .	70
3.1.3	Examen micrographique en surface sur coupe transverse (à gauche) et sur coupe longitudinale à droite . . . . .	70
3.1.4	État inclusionnaire à cœur (à gauche) et en surface (à droite) . . . . .	71
3.1.5	Courbes expérimentales contraintes vraies - déformations vraies . . . . .	80
3.1.6	Régression d'un modèle de Ludwik sur les données expérimentales . . . . .	80
3.1.7	Vue comparative des données expérimentales et des lois de comportement identifiées . . . . .	81
3.1.8	Représentation schématique d'un échantillon de type Rastegaev [45] . . . . .	82



3.1.9	Photographies des échantillons de type Rastegaev avant et après compression . . . . .	83
3.1.10	Courbes de références obtenues par essai de compression sur le matériau d'étude . . . . .	84
3.1.11	Comparatif des lois d'écrouissage obtenues par essai de traction, par extrapolation de l'essai de traction et par essai de compression sur le matériau d'étude . . . . .	85
3.2.1	Représentation schématique de la localisation de la portion de pièce représentative . . . . .	87
3.2.2	Maillage du modèle de galetage . . . . .	88
3.2.3	Représentation schématique des connecteurs utilisés pour imposer les conditions aux limites au galet . . . . .	90
4.1.1	Évolution des efforts au cours d'une passe de galetage pour deux niveaux d'efforts différents ( $F = 230 N$ et $F = 650 N$ ) . . . . .	94
4.1.2	Distribution de contraintes résiduelles en surface d'une pièce galetée (mesures expérimentales) . . . . .	98
4.2.1	Exemple de décomposition d'un profil de surface en composantes de rugosité et d'ondulation par filtrage numérique . . . . .	101
4.2.2	Maillage du modèle d'essai de dureté . . . . .	103
4.2.3	Exemple de distribution de contrainte $\sigma_x$ au démarrage du calcul du modèle d'indentation . . . . .	104
4.2.4	Schématisation de la procédure numérique de simulation de l'opération de galetage . . . . .	106
4.3.1	Décomposition des profils de rugosité et d'ondulation d'une pièce galetée (simulation) . . . . .	107
4.3.2	Évolution de la hauteur des irrégularités le long du profil de rugosité (simulation) . . . . .	108
4.3.3	Comparaison modèle - expérience des distributions de contraintes résiduelles	109
4.3.4	Comparaison modèle - expérience, en valeur relative, des distributions de contraintes résiduelles. $\sigma_{r_z}^i$ désigne $\sigma_{r_z}^{exp}$ pour les valeurs expérimentales et $\sigma_{r_z}^{sim}$ pour les valeurs simulées . . . . .	110
4.3.5	Distribution de déformation plastique équivalente selon la profondeur de la pièce galetée (simulation) . . . . .	112
4.3.6	Micrographie en surface d'une pièce usinée (à gauche), et d'une pièce usinée puis galetée (à droite) . . . . .	113





# Liste des tableaux

1.1	Récapitulatif des paramètres procédé retenus . . . . .	13
2.1	Conditions aux limites du modèle de contact roulant en deux dimensions . . . . .	36
2.2	Conditions aux limites des modèles de contact roulant en trois dimensions au cours d'un cycle . . . . .	49
3.1	Récapitulatif du modèle de comportement retenu . . . . .	68
3.2	Coefficients d'élasticité du matériau d'étude mesurés par méthode ultrasonore . . . . .	75
3.3	Dimensions des échantillons de compression de type Rastegaev . . . . .	83
3.4	Récapitulatif du modèle de comportement retenu, de la méthode de détermination ainsi que des valeurs identifiées . . . . .	86
3.5	Récapitulatif des conditions aux limites du modèle de galetage pour un cycle. $V_f$ est le pas d'avance de l'outil ; $\gamma$ est la portion angulaire nécessaire à la stabilisation de la sollicitation de contact roulant ; $Rz$ est la hauteur de la rugosité de la pièce ; $F$ est l'effort de galetage ; $\mu$ est le coefficient de frottement ; $\emptyset$ spécifie un degré de liberté non contraint. . . . .	89
4.1	Niveaux des facteurs du plan d'expériences . . . . .	95
4.2	Caractéristiques de l'expérience de galetage modélisée . . . . .	99
4.3	Mesures de micro-dureté Vickers à cœur . . . . .	110
4.4	Mesures de micro-dureté Vickers en surface d'une pièce usinée . . . . .	112



# Bibliographie

- [1] YAMATO. *Robuto roller burnishing tools, mirror like surface , finishes in one pass.*
- [2] Nalla, Altenberger, Noster, Liu, Scholtes, and Ritchie. On the influence of mechanical surface treatments –deep rolling and laser shock peening– on the fatigue behavior of ti-6al-4v at ambient and elevated temperatures. *Material Science and Engineering*, A355 :216, 2003.
- [3] Jayaraman and Prevey. Comparison of mechanical suppression by shot peening and low plasticity burnishing to mitigate scc and corrosion fatigue failures in 300m landing gear steel. *www.Lambdatechs.com*.
- [4] Taylor. Geometrical effects in fatigue : a unifying theoretical model. *International Journal of Fatigue*, 21 :413, 1999.
- [5] Loh, Tam, and Miyazawa. Statistical analyses of the effects of ball burnishing parameters on surface hardness. *Wear*, 129 :235, 1989.
- [6] Michael, Saka, and Rabinowicz. Burnishing and adhesive wear of an electrically conductive polyester-carbon film. *Wear*, 132 :265, 1989.
- [7] Tolga Bozdana, Gindy, and Li. Deep cold rolling with ultrasonic vibrations - a new mechanical surface enhancement technique. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 45 :713–718, 2005.
- [8] ECOROLL. *Tools & solutions for metal surface improvement.*
- [9] ECOROLL. *Applications of Deep Rolling.*
- [10] ECOROLL. *Operating instructions no. 424E/4, single roller burnishing tool, type EG5/EGI5-32.*
- [11] *SCHON : Roller burnishing tools.*
- [12] Hassan and A1-Bsharat. Improvements in some properties of non-ferrous metals by the application of the ball-burnishing process. *Journal of Materials Processing Technology*, 59 :250, 1996.

- [13] Hassan and A1-Bsharat. Influence of burnishing process on surface roughness, hardness, and microstructure of some non-ferrous metals. *Wear*, 199 :1, 1996.
- [14] Hassan and Maqableh. The effects of initial burnishing parameters on non-ferrous components. *Journal of Materials Processing Technology*, 102 :115, 2000.
- [15] El-Axir. An investigation into roller burnishing. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 40 :1603, 2000.
- [16] El-Axir and El-Khabeery. Influence of orthogonal burnishing parameters on surface characteristics for various materials. *Journal of Materials Processing Technology*, 132 :82, 2003.
- [17] Luca, Neagu-Ventzel, and Marinescu. Effects of working parameters on surface finish in ball-burnishing of hardened steels. *Precision Engineering*, 29 :253, 2005.
- [18] El-Tayeb, Low, and Brevern. Influence of roller burnishing contact width and burnishing orientation on surface quality and tribological behaviour of aluminium 6061. *Journal of Materials Processing Technology*, 186 :272, 2007.
- [19] El-Tayeb, Low, and Brevern. On the surface and tribological characteristics of burnished cylindrical al-6061. *Tribology International*, 42 :320, 2009.
- [20] Lacalle, Lamikiz, Sanchez, and Arana. The effect of ball burnishing on heat-treated steel and inconel 718 milled surfaces. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 32 :958, 2007.
- [21] Bouzid, Tsoumarev, and Sai. An investigation of surface roughness of burnished aisi 1042 steel. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 24 :120, 2004.
- [22] Bouzid and Sai. Finite element modeling of burnishing of aisi 1042 steel. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 25 :460, 2005.
- [23] Röttger. *Walzen hartgedrehter Oberflaechen*. PhD thesis, RWTH Aachen, 2002.
- [24] Yen, Sartkulvanich, and Altan. Finite element modeling of roller burnishing process. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 54 :237–240, 2005.
- [25] Johnson. *Contact Mechanics*. Cambridge University Press, 1985.
- [26] Goodman. Contact stress analysis of normally loaded rough spheres. *Trans. ASME, Series E, Journal of Applied Mechanics*, 29 :515, 1962.
- [27] Spence. Self-similar solutions to adhesive contact problems with incremental loading. *Proc. Roy. Soc., A*. 305 :55, 1968.

- 
- [28] Mandel. *Résistance au roulement d'un cylindre indéformable sur un massif parfaitement plastique, dans Le Frottement & l'Usure*. Paris : GAMI, 1967.
- [29] Childs. The persistence of aperities in indentation experiments. *Wear*, 25 :3, 1973.
- [30] *Abaqus Analysis User's Manual v6.9*.
- [31] Barquins, Kennel, and Courtel. Comportement de monocristaux de cuivre sous l'action de contact d'un frotteur hemispherique. *Wear*, 11 :87–110, 1968.
- [32] Zienkiewicz and Zhu. A simple error estimator and adaptive procedure for practical engineering analysis. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 24 :337, 1987.
- [33] Zienkiewicz and Taylor. *The Finite Element Method Volume 1*. Butterworth-Heinemann, 2000.
- [34] Lemaitre, Chaboche, and Germain. *Mécanique des matériaux solides*. 2004.
- [35] *Abaqus Theory Manual v6.9*.
- [36] Pilvin. *Approches multiéchelles pour la prévision du comportement anélastique des métaux*. PhD thesis, Université Paris 6, 1990.
- [37] Lamagnere, Girodin, Meynaud, Vergne, and Vincent. Study of elasto-plastic properties of microheterogeneities by means of nano-indentation measurements : application to bearing steels. *Materials Science and Engineering A*, 215 :134, 1996.
- [38] Kolsky. *Stress waves in solids*. Dover Publications, 2003.
- [39] Gronostajski. The constitutive equations for fem analysis. *Journal of Materials Processing Technology*, 106 :40, 2000.
- [40] Dumoulin, Tabourot, Chappuis, Vacher, and Arrieux. Determination of the equivalent stress-equivalent strain relation of a sample of copper in tensile loading. *J. Mat. Proc. Tech.*, 133 :79–83, 2003.
- [41] Bridgman. *Studies in large plastic flow and fracture*. Harvard University Press, 1964.
- [42] Mirone. A new model for the elastoplastic characterization and the stress strain determination on the necking section of a tensile specimen. *International Journal of Solids and Structures*, 41 :3545, 2004.
- [43] Rastegaev. New method of homogeneous upsetting of specimens for the determination of flow stress and the coefficient of internat friction (in russian). *Zavodskaja Laboratoria* 3, page 354, 1940.
- [44] Banabic, Bunge, Pohlandt, and Tekkaya. *Formability of Metallic Materials*. Springer, 2000.



- [45] Reiss and Pohlandt. The rastegaev upset test - a method to compress large material volumes homogeneously. *Experimental Techniques*, 10 :20, 1986.
- [46] Bleck and Schael. Determination of crash-relevant material parameters by dynamic tensile tests. *Steel Res.*, 171 :173–178, 2000.
- [47] Campbell and Ferguson. The temperature and strain-rate dependence of the shear strength of mild steel. *Phil. Mag.*, 21 :63–82, 1970.
- [48] Wong, Dean, and Lin. Incremental forming of solid cylindrical components next term using previous term flow forming principles. *Journal of Materials Processing Technology*, 153-154 :60–66, 2004.
- [49] Goupy. Techniques de l'ingénieur : Modélisation par les plans d'expériences.
- [50] Lu. Techniques de l'ingénieur : Traitements de surface mécaniques.
- [51] Tabor. *The Hardness of Metals*. Oxford : Clarendon Press, 1951.
- [52] Bishop, Hill, and Mott. The theory of indentation and hardness tests. *Phys. Soc.*, 57 :147–159, 1945.
- [53] Sonmez and Demir. Analytical relations between hardness and strain for cold formed parts. *Journal of Materials Processing Technology*, 186 :163–173, 2007.
- [54] Yurkov, Skvortsov, Buyanovsky, and Matvievsky. Sliding friction of diamond on steel, sapphire, alumina and fused silica with and without lubricants. *Journal of Material Science Letters*, 16 :1370–1374, 1997.
- [55] Chou. Surface hardening of aisi 4340 steel by machining : a preliminary investigation. *Journal of Materials Processing Technology*, 124 :171–177, 2002.

