



**HAL**  
open science

# Étude et mise en œuvre d'un moyen flexible pour le rodage de carter cylindre de moteur à combustion interne

Benoit Goedel

► **To cite this version:**

Benoit Goedel. Étude et mise en œuvre d'un moyen flexible pour le rodage de carter cylindre de moteur à combustion interne. Autre. Ecole nationale supérieure d'arts et métiers - ENSAM, 2013. Français. NNT : 2013ENAM0016 . pastel-00910324

**HAL Id: pastel-00910324**

**<https://pastel.hal.science/pastel-00910324>**

Submitted on 27 Nov 2013

**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.

École doctorale n° 432 : Sciences des Métiers de l'Ingénieur

## Doctorat ParisTech

# THÈSE

pour obtenir le grade de docteur délivré par

**l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers**

**Spécialité Génie Mécanique – “Procédés de fabrication”**

*présentée et soutenue publiquement par*

**Benoit GOELDEL**

le 7 juin 2013

## **Etude et mise en œuvre d'un moyen flexible pour le rodage de carter cylindre de moteur à combustion interne**

Directeur de thèse : **Mohamed EL MANSORI**  
Co-directeur de thèse : **Didier DUMUR**

### Jury

<b>M. Pierre MONTMITONNET</b> , Directeur de Recherche CNRS, CEMEF - UMR7635, Mines ParisTech	Président
<b>M. Bengt-Göran ROSEN</b> , Professeur, Université d'Halmstad (Suède)	Rapporteur
<b>M. Hassan ZAHOUANI</b> , Professeur, LTDS – UMR 5513, Ecole Centrale de Lyon	Rapporteur
<b>M. Patrice DUHAUT</b> , Deputy General Manager, Renault Nissan Technology & Business Centre India	Examinateur
<b>M. Didier DUMUR</b> , Professeur, Responsable de l'équipe d'automatique – EA4454, Supélec	Examinateur
<b>M. Mohamed EL MANSORI</b> , Professeur, MSMP, Arts&Métiers ParisTech	Examinateur
<b>M. Marc FRABOLOT</b> , Ingénieur Synthèse Technique, Stratégie Industrielle, Renault SAS	Invité



## **Remerciements**

Je remercie tout d'abord mes parents et ma famille qui m'ont soutenu moralement pendant ces trois ans et demi de thèse qui furent à la fois très épanouissants et parfois difficiles. Leur soutien permanent et leur bon sens m'ont permis de franchir sereinement les dures moments de la vie de doctorant.

Mes remerciements sincères vont aux équipes de l'UET système d'industrialisation des pièces prismatiques et l'UET innovation et expertises transverses du service métier amont process de la direction de l'ingénierie process de Renault, à Rueil Malmaison. J'ai particulièrement apprécié l'ambiance de travail au sein de ces équipes, leur disponibilité pour m'aider et pour m'enseigner le maximum de leur savoir-faire. En particulier Eric Isambard m'a bien accompagné dans l'apprentissage du procédé et m'a très bien guidé pour mener des expériences pertinentes. Marc Frabolot et Jean-Vincent Lelan qui m'ont accueilli dans ce grand groupe au début de ma thèse ont très bien encadré le développement de la machine prototype en expliquant en interne de les enjeux majeurs de ce développement.

M. Dumur, mon co-directeur de thèse, m'a soutenu et aidé inconditionnellement pour mener à bien l'écriture de ce manuscrit. Pour m'avoir aidé à publier plusieurs articles scientifiques dans des revues adaptés à ce développement, je le remercie vivement. J'ai ainsi pu rencontrer d'autres industriels de l'automobile et des équipes renommées internationalement dans le domaine des procédés d'abrasion.

Je remercie l'équipe du laboratoire MSMP de Châlons-en-Champagne, anciennement LMPF, pour leur accueil chaleureux et leur disponibilité pour m'aider à utiliser les équipements expérimentaux. Je remercie particulièrement Catherine Epis-Revel pour son aide pour toutes les démarches administratives. L'assistance de Julien Voisin tout au long du développement du démonstrateur fut un soutien essentiel pour mener à bien les échanges avec tous les fournisseurs et prestataires assurant la fourniture des composants, l'assemblage et la programmation du prototype.

Je remercie les partenaires industriels du développement du démonstrateur, Patrice Carras et le service achat Renault qui ont dû changer leurs habitudes pour réussir à développer et finaliser le démonstrateur flexible de rodage.

Enfin je remercie Mohamed El Mansori pour m'avoir permis de travailler sur ce sujet passionnant et pour m'avoir sélectionné un excellent jury pour la soutenance de thèse. Et bien sûr je remercie ce jury constitué de membres d'une grande qualité qui a su appréhender mes travaux et proposer des remarques pertinentes. Leur présence à ma soutenance fut d'autant plus gratifiant que leurs appréciations furent très positives.



# Sommaire

<b>Notations</b> .....	<b>8</b>
<b>Introduction</b> .....	<b>11</b>
<b>1. Rodage des fûts de carter cylindre</b> .....	<b>15</b>
1.1. Introduction.....	15
1.2. Les surfaces rodées .....	16
1.2.1. Fonctionnalités des surfaces rodées .....	16
1.2.2. Moyen d'obtention : l'abrasion.....	19
1.2.3. Le besoin industriel.....	21
1.2.3.1. Les abrasifs conventionnels .....	21
1.2.3.2. Les super abrasifs Agglomérés : Diamant et CBN .....	23
1.2.3.3. Comparatif abrasif conventionnel / super abrasif .....	25
1.3. Le procédé de rodage .....	25
1.3.1. L'outil rodoir.....	27
1.3.2. La machine de rodage industrielle .....	29
1.3.2.1. Description générale des moyens de rodage.....	29
1.3.2.2. Attachement de l'outil.....	30
1.3.2.3. Les principaux mouvements (translation rotation) .....	31
1.3.2.4. L'axe d'expansion.....	31
1.3.2.5. Le système de mesure in-process.....	33
1.3.2.6. Commande numérique .....	33
1.3.3. L'opération de rodage .....	34
1.3.3.1. Le cycle d'ébauche .....	35
1.3.3.2. Le cycle de finition et plateau .....	36
1.4. Contrôle qualité des surfaces rodées.....	38
1.4.1. Echelle macroscopique : forme du cylindre.....	39
1.4.2. Echelle microscopique : Topographie .....	40
1.4.3. Echelle mésoscopique : texture de surface .....	41
1.5. Technologies des moyens industriels de rodage.....	43
1.5.1. Performances des axes .....	43
1.5.2. Comparaison de l'architecture des moyens industriels.....	44
1.5.3. Intégration en ligne de production et flexibilité.....	45
1.6. Conclusion .....	46
<b>2. Simulation du procédé de rodage</b> .....	<b>47</b>
2.1. Introduction.....	47
2.2. Modélisation du rodage.....	48
2.2.1. Représentation des géométries.....	48
2.2.1.1. Choix du type de maillage : discrétisation spatiale.....	48
2.2.1.2. Représentation de la surface à roder .....	49
2.2.1.3. Représentation de l'outil de rodage .....	50
2.2.2. Modèle cinématique.....	51
2.2.2.1. Discrétisation temporelle .....	51
2.2.2.2. Superposition fût rodoir et mesures in process .....	52
2.2.2.3. Cinématique du rodage .....	53
2.2.2.4. Expansion du rodoir.....	54
2.2.3. Modélisation de l'abrasion.....	55
2.2.3.1. Modélisation de la rugosité locale maximale.....	55

2.2.3.2.	Modification de la rugosité par l'abrasion .....	56
2.2.3.3.	Force de contact.....	58
2.2.3.4.	Validation du modèle de rugosité.....	59
2.2.4.	Simulation du rodage avec expansion .....	61
2.2.4.1.	Expansion électromécanique .....	61
2.2.4.2.	Expansion hydraulique .....	62
2.2.4.3.	Prise en compte de la déformation du fût.....	62
2.2.5.	Représentation de la texture de la surface rodée .....	62
2.2.6.	Organigramme général de la simulation .....	63
2.3.	Mise en œuvre de la simulation.....	65
2.3.1.	Définition du fût à roder .....	65
2.3.2.	Définition du rodoir .....	66
2.3.3.	Génération des trajectoires .....	66
2.3.3.1.	Trajectoire sans battements .....	66
2.3.3.2.	Trajectoire avec battements classiques.....	67
2.3.3.3.	Trajectoire avec battements spéciaux.....	68
2.3.4.	Cycles de rodage .....	69
2.3.4.1.	Cycles préprogrammés .....	69
2.3.4.2.	Cycles avec « stop-cote » .....	70
2.3.4.3.	Cycle avec « Macro-forme » .....	70
2.3.5.	Génération de l'expansion.....	71
2.3.5.1.	Expansion électromécanique .....	71
2.3.5.2.	Expansion hydraulique .....	73
2.3.6.	Calibration et étalonnage du logiciel.....	73
2.4.	Résultats de simulation.....	74
2.4.1.	Exploitation du modèle cinématique .....	74
2.4.1.1.	Nombre de passages et pouvoir de recouvrement .....	74
2.4.1.2.	Optimisation d'une phase Plateau HSH .....	75
2.4.2.	Forme des surfaces rodées.....	76
2.4.2.1.	Représentation des défauts de formes .....	76
2.4.2.2.	Influence de l'amplitude des battements .....	76
2.4.2.3.	Influence de la raideur du fût.....	77
2.4.3.	Rugosité des surfaces rodées .....	78
2.4.3.1.	Représentation de la rugosité .....	78
2.4.3.2.	Évolution de la rugosité en rodage électromécanique.....	78
2.4.3.3.	Évolution de la rugosité en rodage hydraulique .....	79
2.4.4.	Aspect de surface texturé des surfaces rodées.....	80
2.4.4.1.	Aspect de surface en rodage classique .....	80
2.4.4.2.	Aspect de surface en rodage HSH version dégradée.....	81
2.4.4.3.	Aspect de surface en rodage HSH sur machine grande vitesse.....	82
2.5.	Conclusion.....	83
<b>3.</b>	<b>Caractérisation physique du rodage industriel .....</b>	<b>85</b>
3.1.	Introduction .....	85
3.2.	Caractérisation de la dynamique du rodage.....	85
3.2.1.	Mécanisme d'expansion du rodoir .....	86
3.2.1.1.	Caractérisation des raideurs du rodoir.....	86
3.2.1.2.	Effets inertiels.....	87
3.2.2.	Mécanisme de battement axial .....	89
3.2.2.1.	Dans le cas de la machine Nagel (Pôle Process ECO <sup>2</sup> - ENSAM).....	89
3.2.2.2.	Dans le cas de la machine Gehring (DF3P – Renault, usine de Cléon) .....	90
3.2.2.3.	Dans le cas d'un robot 6 axes haute performance (Stäubli) .....	92

3.2.3.	Impact de la dynamique de battement sur la qualité des surfaces rodées .....	98
3.2.3.1.	Expérimentation .....	98
3.2.3.2.	Impact à l'échelle macroscopique .....	99
3.2.3.3.	Impact à l'échelle microscopique .....	100
3.2.3.4.	Impact sur la texture obtenue .....	101
3.2.3.5.	Conclusion .....	102
3.2.4.	Conclusion sur la dynamique du battement .....	102
3.3.	Caractérisation de l'abrasion par rodage .....	103
3.3.1.	Enlèvement de matière .....	103
3.3.1.1.	Principe .....	103
3.3.1.2.	Protocole expérimental .....	103
3.3.1.3.	Résultats .....	105
3.3.1.4.	Conclusion .....	109
3.3.2.	Etude de la formation de la texture de surface .....	109
3.3.2.1.	Protocole de l'expérience .....	109
3.3.2.2.	Résultats expérimentaux .....	110
3.3.2.3.	Interprétations .....	111
3.3.3.	Conclusion .....	112
3.4.	Caractérisation énergétique du rodage .....	112
3.4.1.	Caractérisation des efforts de coupe .....	112
3.4.1.1.	Montage et protocole expérimental .....	113
3.4.1.2.	Résultats pour l'ébauche diamant .....	114
3.4.1.3.	Résultats pour la finition .....	115
3.4.1.4.	Résultats pour l'opération de plateau .....	117
3.4.1.5.	Conclusion des mesures de forces .....	118
3.4.2.	Energie spécifique de coupe .....	118
3.5.	Conclusion .....	120
<b>4.</b>	<b>Flexibilité industrielle du procédé .....</b>	<b>121</b>
4.1.	Introduction .....	121
4.2.	Flexibilité industrielle .....	122
4.2.1.	Description de la flexibilité .....	122
4.2.2.	Indicateurs de flexibilité .....	124
4.2.2.1.	« Lot Size Flexibility » ou Adaptativité des lots .....	124
4.2.2.2.	« Failure Compensation Flexibility » ou Compensation des pannes .....	124
4.2.2.3.	« Expansion Flexibility » ou Modularité en capacité .....	125
4.2.2.4.	« Machine Flexibility » ou Flexibilité machine .....	126
4.2.2.5.	« Carry-over Flexibility » ou Réutilisation de l'investissement .....	126
4.2.2.6.	« Product Complexity » ou Prédisposition à des procédés complexes .....	126
4.3.	Concepts de rodage flexible .....	127
4.3.1.	Étude des solutions flexibles commercialisées .....	127
4.3.1.1.	Machine Toyo .....	127
4.3.1.2.	Machine Gehring ou Nagel .....	128
4.3.1.3.	Machine Sunnen avec robotisation .....	129
4.3.1.4.	Centre d'usinage MAG .....	129
4.3.1.5.	Conclusion .....	130
4.3.2.	Étude de solutions flexibles originales .....	132
4.3.2.1.	Rodage sur centre d'usinage grande vitesse .....	132
4.3.2.2.	Rodage sur bras robotisé 6 axes .....	133
4.4.	Conclusion .....	135
<b>5.</b>	<b>Conception, fabrication et mise en œuvre du démonstrateur de rodage flexible</b>	<b>137</b>

5.1.	Introduction .....	137
5.2.	Concept général du prototype flexible de rodage.....	138
5.2.1.	Conception mécanique .....	138
5.2.2.	Conception électrique.....	140
5.2.2.1.	Rotation .....	140
5.2.2.2.	Battement.....	142
5.2.2.3.	Expansion .....	143
5.2.3.	Cahier des charges partie électronique .....	143
5.2.4.	Cahier des charges de la commande numérique.....	145
5.3.	Réalisation et déroulement de la mise en œuvre .....	146
5.3.1.	Conception.....	146
5.3.2.	Fabrication mécanique .....	147
5.3.3.	Câblage électrique .....	148
5.3.4.	Programmation .....	148
5.3.5.	Finalisation .....	149
5.3.5.1.	La mise au point de l'expansion.....	149
5.3.5.2.	Régulation de la force de rodage .....	150
5.4.	Résultats et conclusion .....	152
5.4.1.	Résultats .....	152
5.4.1.1.	Asservissement de l'angle de rodage et rodage multi-angle .....	152
5.4.1.2.	Rodage multi-cercles .....	153
5.4.2.	Conclusion.....	156
5.4.2.1.	Perspectives d'utilisation à moyen terme .....	156
5.4.2.2.	Améliorations envisageables .....	156
5.4.2.3.	Industrialisation de la machine prototype .....	158
	<b>Conclusion générale .....</b>	<b>159</b>
	<b>Références .....</b>	<b>163</b>
	<b>Liste des figures .....</b>	<b>166</b>
	<b>Liste des tableaux .....</b>	<b>170</b>
	<b>Liste des annexes .....</b>	<b>171</b>

## Notations

$dX$	Coté du carré de la maille
$\Delta a$	Déplacement axial de la came d'expansion sous sa propre inertie
$\Delta r$	Ecartement des pierres dû à la force centrifuge
$\Delta t$	Incrément de temps
$D_f$	Diamètre final du fût
EM1	Mode d'expansion programmés à une vitesse d'expansion avec ou sans « stop cote »
EM2	Mode d'expansion programmés à deux vitesses d'expansion avec ou sans « stop cote »
EM3	Mode d'expansion programmés impulsion
EM4	Mode d'expansion programmés qui agit sur la pression
$Ent()$	Partie entière de ()
$f_{contact}$	Force de contact radial
$F_{####}$	Matrice fût avec nbhf lignes et nbpf colonnes
$F_1$	Matrice type fût d'entrée de la fonction superposition
$F_2$	Matrice des mailles superposées du rodoir vues par le fût
$F_{aspect}$	Historique des actions locales
$F_{epaisseur}$	Epaisseur de matière restante par rapport à la cote finale désirée
$F_{Kfut}$	Matrice des raideurs locales du fut
$F_{maxi}$	Position radiale du sommet des pics de la microgéométrie
$F_{mini}$	Position radiale du fond des vallées de la microgéométrie
$F_{moyenne}$	Matrice du rayon moyen local de la surface
$F_{passage}$	Nombre total de passages de pierre abrasive sur la maille
$F_A^p$	Force inertielle axiale
$F_d$	Force de démarrage
$F_{max}$	Cote radiale correspondant aux sommets des pics pour une seule maille du fût
$F_{max}^{AP}$	Valeurs d'épaisseur locale du fût après le passage
$F_{max}^{AV}$	Valeurs d'épaisseur locale du fût avant le passage
$F_{min}$	Cote radiale correspondant aux fonds des vallées pour une seule maille du fût
$F_{min}^{AP}$	Valeurs d'épaisseur locale du fût après le passage
$F_{min}^{AV}$	Valeurs d'épaisseur locale du fût avant le passage
$F_R^p$	Force centrifuge
$F_s$	Frottement sec
$H_f$	Hauteur du fût
$h_i$	Indice de positionnement vertical des matrices superposées
$H_r$	Hauteur des pierres abrasives
HYDRO	Modes d'expansion programmés qui agit sur la pression
$i$	Indice d'itération

$k(m,n)$	Raideur radiale locale du fût
$k_{max}$	Raideur radiale maximale du fût
$k_r$	Raideur des ressorts de rappel du rodoir
$m_{cc}$	Masse de la cône conique
$m_{pp}$	Masse équivalente aux six porte-pierres
$N_{bat}$	Nombre de battements
$N_{battsu}$	Nombre de battements d'étincelage
$Nbh^F$	Nombre de mailles sur la hauteur du fût
$Nbh^R$	Nombre de mailles sur la hauteur du rodoir
$Nbp^F$	Nombre de mailles sur le périmètre du fût
$Nbp^R$	Nombre de mailles sur le périmètre du rodoir
$Nbt^F$	Nombre de mailles total sur la surface du fût
$Nbt^R$	Nombre de mailles du rodoir
$Nb_{Traces}$	Nombre de stries apparentes
$Np$	Cercles créés sur un périmètre du cylindre
$Npmax$	Nombre de passages maximal
$N_{rot}$	Vitesse de rotation
$Nz$	Cercles créés sur la hauteur du fût
$P(i)$	Pression à l'itération i
$P\_R$	Matrice des positions radiales
$P\_R(i).$	Position radiale d'expansion pour chaque itération
$P_0$	Pression à appliquer sur le vérin afin de contrer la force de rappel des ressorts du rodoir avant la mise en contact des pierres avec le fût.
$P_{consigne}$	Pression du vérin
$p_i$	Indice de positionnement horizontal des matrices superposées
$p_i^{abs}$	Indice de positionnement horizontal sur le périmètre en absolu pour les matrices superposées
PIB	Point d'inversion bas
PIH	Point d'inversion haut
$Pm$	Largeur de la bande de mesure MIP
$pression1$	Pression d'expansion 1
$pression2$	Pression d'expansion 2
$R_{###}$	Matrice représentative du maillage du rodoir
$R_1$	Matrice type rodoir d'entrée de la fonction superposition
$R_2$	Matrice des mailles superposées du fût vues par le rodoir
$R_{epaisseur}$	Epaisseur de la pierre
$R_{maxi}$	Indentation locale des grains d'abrasifs maximum
$R_{mini}$	Indentation locale des grains d'abrasifs minimum
$Rmax$	Cote radiale correspondant aux sommets des pics pour une seule maille du rodoir
$Rmin$	Cote radiale correspondant aux fonds des vallées pour une seule maille du rodoir
$Rz$	Rugosité locale maximale
$Tg$	Indentation des grains d'abrasif

$T_{inv}$	Temps d'inversion
$T_{sortie}$	« Taux de sortie » du rodoir
$U$	Profondeur de pénétration du rodoir dans la matière du fût
$V_b$	Vitesse de coupe axiale ou de battement
$V_c$	Vitesse de coupe
$V_{exp1}$	Vitesse d'expansion 1
$V_{exp2}$	Vitesse d'expansion 2
$V_p$	Vitesse de coupe périphérique
$z(t)$	Mouvement de translation
$\alpha$	Angle de striation
$\Gamma_{acc}$	Accélération d'inversion
$\Gamma_{acc_B}$	Accélération d'inversion au PIB
$\Gamma_{acc_H}$	Accélération d'inversion au PIH
$\Gamma_m$	Accélération moyenne d'inversion
$\Delta u$	Déformation élastique du fût
$\lambda$	Coefficient d'abrasion du couple outil matière
$\tau_c(m,n)$	Coefficient de force de contact locale
$\omega(t)$	Mouvement de rotation
$\Phi$	Direction instantanée de la vitesse de coupe

# Introduction

Le travail présenté dans ce mémoire a été réalisé dans le cadre d'un contrat CIFRe entre l'industriel Renault et deux laboratoires universitaires : le Laboratoire de Mécanique et Procédés de Fabrication (LMPF EA4106) à l'ENSAM de Châlons-en-Champagne et le département d'automatique de Supélec à Gif-sur-Yvette (E3S EA 4454). Le sujet s'intitule « Etude et mise en œuvre d'un moyen flexible pour le rodage de carter cylindre de moteur à combustion interne ». Il a été proposé par l'équipe Innovations et Expertises transverses du Service Métier Amont Process de la Direction de l'Ingénierie Process du Groupe Renault.

L'évolution du marché de l'automobile nécessite un renouvellement de plus en plus rapide des modèles proposés. Pour répondre à ces exigences, les constructeurs doivent développer les nouveaux modèles de plus en plus vite. En plus de la conception assistée par ordinateur généralisée dans les bureaux d'études, le système de production doit s'adapter continuellement aux modifications des produits et ceci en limitant les investissements supplémentaires. L'usine flexible est la réponse industrielle à cette demande d'évolution permanente. Elle repose sur une stratégie, une organisation et un moyen de production flexibles. Dans le cadre de la fabrication des moteurs, la flexibilisation du moyen de production se traduit par l'emploi de technologie flexible pour réaliser toutes les opérations. La robotisation et l'emploi de machines à commande numérique font partie de ce développement. Cependant, certaines opérations spécifiques liées à la fabrication des moteurs nécessitent des moyens tout à fait particuliers souvent fabriqués sur-mesure pour les constructeurs automobiles.

Le procédé de rodage est la dernière opération de finition de la pièce carter cylindre avant l'assemblage du moteur. Cette opération, fruit du savoir-faire de l'entreprise, assure la qualité de la surface de la chemise. La surface fonctionnelle produite doit répondre à des exigences élevées de forme, de rugosité et d'aspect de surface pour optimiser la glissière étanche formée par le piston avec ses segments dans le fût. La qualité de la surface produite conditionne le bon fonctionnement du moteur, sa durée de vie et ses performances écologiques.

La flexibilité recherchée dans notre étude ne doit en aucun cas remettre en question la qualité de surface requise. L'objet de la thèse porte donc sur la méthode d'obtention des surfaces rodées à travers la technologie des moyens de rodage. Le développement d'un prototype de machine flexible a été vivement encouragé par Renault.

Initialement, le partenariat entre le fabricant de robot Stäubli et Renault avait pour but de développer un moyen de rodage intégrant un robot six axes hautes performances. L'objectif était de concevoir un moyen de rodage à faible coût et flexible en terme de diversité de pièces. La réutilisation du robot dans d'autres applications, en cas d'évolution du produit, semblait être une solution élégante pour diminuer les coûts d'investissements et donc le coût de production. L'étude effectuée la première année de thèse, présentée dans ce mémoire, a montré que cette solution est réalisable mais ne convient que pour le rodage classique. Le moyen de rodage flexible basé sur un robot six axes est certes économique mais le temps de cycle est plus long et les risques de crises qualités ou de défaillances machines sont plus élevés que pour des machines classiques. Finalement cette solution technique a été abandonnée mais a donné lieu à un brevet. La recherche d'une solution pour réduire le temps de cycle et améliorer la flexibilité en terme de diversité de pièces nous a amenés à inventer le rodoir à triple expansion.

En parallèle avec l'étude du robot, l'analyse technique détaillée des machines existantes a été menée. La machine Nagel MSU4 du laboratoire de Châlons-en-Champagne ainsi que la machine Gehring du Département de Fabrication des Pièces Prototypes de l'usine Renault de Cléon ont



fait l'objet d'expériences permettant de découvrir leurs spécificités et leurs limites. Ces deux machines, identiques aux modèles des lignes des usines, sont optimisées pour la production de masse, verrouillées au niveau de la commande et limitées par leur performances dynamiques. Ces deux inconvénients rendent impossible la modification de la méthode de rodage initialement programmée. Les moyens actuels sont donc dédiés et non flexibles.

Le partenariat entre Renault et Daimler ouvre de nouvelles perspectives avec la fabrication en commun d'un moteur alliant les performances et les qualités des deux constructeurs mais au coût de fabrication le plus réduit possible. Ce nouveau cahier des charges de la surface des cylindres remet en question la politique de finition des chemises du carter cylindre. Les ingénieurs de Mercedes souhaitent introduire de nouvelles méthodes qui permettent de réduire les émissions de CO<sub>2</sub> du moteur alors que Renault pratique depuis presque dix ans toujours la même méthode de rodage plateau. La recherche d'un procédé hybride de finition entre le rodage classique et celui proposé par Daimler, doit permettre d'atteindre les spécificités de la surface sans pour autant augmenter le coût de l'opération. Cette optimisation du procédé consiste à déployer la nouvelle méthode de rodage sur une série de moteurs prototypes, à les instrumenter, puis à réaliser les essais sur banc moteur. La mise au point de chaque nouvelle méthode est longue et onéreuse. Une machine de rodage flexible devrait améliorer ces points. A partir de ces constats, la machine prototype de la thèse devait répondre à de nouveaux besoins : faciliter les essais et permettre de tester de nouvelles méthodes de rodage. En effet, l'étude bibliographique de la flexibilité a montré qu'elle a des aspects très divers et qu'elle peut s'interpréter de façon très différente sur le moyen de production. La gestion des diversités de pièces repose essentiellement sur l'intégration de changeurs d'outils et de convoyeurs adaptatifs sur chaque machine. L'adaptativité à l'évolution des méthodes dépend des performances physiques de la technologie du moyen. Finalement, la partie de la flexibilité la plus développée dans ces travaux de thèse est l'adaptabilité à l'évolution des techniques de rodage. Cette orientation a plus d'intérêt pour Renault que l'intégration du moyen de rodage dans les lignes de production qui est généralement sous-traitée. Notre priorité a été de développer une machine capable de réaliser toutes les méthodes de rodage pour permettre à Renault de prendre de l'avance sur la concurrence, indépendamment des fournisseurs de machines. Notre analyse nous guide vers un objectif de flexibilité de développement pour la recherche, le prototype étant désormais appelé « démonstrateur flexible de rodage ».

Pour atteindre les performances maximales nécessaires à de futures techniques de rodage, nous avons choisi les meilleurs composants technologiques à intégrer au prototype. Après avoir validé la totalité de la conception nous avons accompagné l'achat, la commande, la fabrication, l'assemblage, la programmation, l'installation et la mise en route du prototype.

En parallèle à ce développement industriel, nous avons mené une étude bibliographique, théorique et expérimentale sur l'abrasion en rodage. L'étude bibliographique montre qu'il y a un manque crucial d'outils de simulation des procédés d'abrasion. Or la simulation est une des premières clefs de la flexibilité industrielle. Nous avons donc conçu, programmé et validé un logiciel de simulation d'une opération de rodage. Il reproduit fidèlement la cinématique des machines existantes. Son utilisation apporte un gain de temps important lors des réglages et la mise au point du procédé. Grâce aux expériences de la littérature complétées de quelques expériences de rodage particulières, il nous a été possible de valider un modèle de coupe par abrasion qui a l'originalité de permettre la prédiction de la qualité de la surface rodée aux trois échelles : micro-géométrie, défaut de forme et apparence. Les analyses expérimentales de l'évolution de la rugosité et de la formation de la texture ont validé le modèle d'abrasion. Enfin de nouvelles commandes générant de nouvelles textures sont programmées et simulées avant d'être implantées dans le démonstrateur flexible de rodage.

Pour respecter le déroulement de la thèse et la démarche scientifique et technique qui a guidé cette étude, nous présentons en premier le procédé de rodage, puis la simulation qui intègre les notions physiques de l'abrasion. Toutes les expériences qui permettent de caractériser le rodage sont regroupées dans la troisième partie. Les notions de flexibilité et les solutions étudiées sont présentées en quatrième partie. Le cahier des charges final du prototype constitue la synthèse de toutes ces réflexions. Le détail de la réalisation et les premiers résultats viennent clore le mémoire.

Aujourd'hui, nous sommes capables de réaliser des méthodes de rodage basées sur des trajectoires originales permettant d'obtenir par abrasion des nouvelles textures de surface. Cette innovation ouvre la porte à l'optimisation de la texture pour le produit moteur. De plus ces nouvelles méthodes de rodage permettent également l'optimisation du procédé en terme de temps de cycle. Les nouvelles textures de surface des chemises de moteur à combustion interne pourraient améliorer les performances du moteur en contribuant à la réduction des pertes par frottement mécanique. L'architecture du réseau de canalisations de lubrifiant formé par les stries de la surface peut maintenant être maîtrisée pour favoriser la redescende de l'huile et réduire les émissions de gaz à effet de serre.

Le contenu de ce mémoire s'articule de la façon suivante :

- Le premier chapitre présente le procédé de rodage, les moyens de rodage industriels actuellement utilisés, leurs commandes et leurs performances ainsi que les normes et les approches métrologiques de caractérisation de la qualité des surfaces rodées.
- Le deuxième chapitre est consacré au logiciel de simulation qui a été développé. Il est subdivisé en trois parties :
  - la partie modélisation explicite le choix de la double discrétisation temporelle, développe le modèle cinématique ainsi qu'un modèle original de coupe par abrasion ;
  - la partie mise en œuvre précise les différentes fonctions du simulateur et leur paramétrage ;
  - la partie exploitation en rodage donne les premières validations de cet outil de simulation sur les plans cinématique, qualité de forme, rugosité et aspect de surface.
- Le diagnostic du potentiel flexibilité en rodage est présenté dans le troisième chapitre. Il est basé sur la caractérisation physique du rodage industriel. Les limites des technologies actuelles sont mises en évidence par l'expérimentation. Ainsi la dynamique minimale nécessaire au rodage est prouvée. Ces résultats ont permis d'étudier la pertinence d'une solution robotisée.  
Les mesures d'enlèvement de matière et d'effort de coupe sont utilisées pour caractériser finement le procédé d'abrasion et son aspect énergétique.
- Le quatrième chapitre fait le point sur la notion de flexibilité et sur les indicateurs. Les machines de rodage commercialisées sont analysées à travers un benchmark des fournisseurs. Au vu des résultats des expériences et de certaines simulations des solutions flexibles originales sont proposées.
- La caractérisation dynamique des machines de rodage, l'analyse des mécanismes de rodage instrumentés et les simulations cinématiques ont conduit à la définition du concept de démonstrateur technologique de rodage flexible. Celui-ci est détaillé dans le

dernier chapitre. On y retrace l'histoire de la machine prototype de la conception jusqu'à la livraison. Le cahier de charges est décrit de façon complète en annexe.

# 1. Rodage des fûts de carter cylindre

## 1.1. Introduction

La fabrication d'un moteur à combustion met en œuvre une multitude d'opérations. Chaque pièce est ajustée pour garantir un assemblage optimal. Le carter cylindre est la pièce maîtresse du moteur, elle assure le positionnement de tout l'attelage mobile composé du vilebrequin, des bielles et des pistons avec leurs segments. Lors du fonctionnement du moteur, les pistons glissent dans les cylindres faisant ainsi varier le volume de la chambre de combustion. La surface cylindrique fonctionnelle recevant les segments est appelée chemise. Elle est l'objet d'une finition particulière : le rodage.

La première partie de ce chapitre présente les spécificités de cette surface qui conditionnent les performances du moteur. L'industrie a besoin de procédés performants et stables pour garantir une production rapide à qualité constante. Les fonctions de la surface du fût de carter cylindre nécessitent une qualité fine qui n'est pas atteignable par procédé d'alésage sur machine-outil d'usinage. A travers l'étude bibliographique, nous montrons pourquoi le rodage par abrasion est le procédé le plus utilisé en production en série par les industriels pour la réalisation de telles surfaces. Le choix des pierres abrasives est primordial pour le procédé. La grande variété des pierres abrasives proposées par les fournisseurs et capables de satisfaire ces exigences est présentée dans cette partie.

La qualité extrêmement fine requise pour les moteurs modernes nécessite le déploiement d'une méthode tout à fait spécifique pour actionner les pierres abrasives. En deuxième partie, le procédé de rodage est décrit dans sa globalité. Le mécanisme d'outillage et la méthode d'actionnement des abrasifs font l'objet d'une étude approfondie. Les opérations successives constituant le cycle de rodage plateau sont présentées.

Le contrôle de la qualité des surfaces rodées est indispensable pour garantir un niveau constant de performance des produits fabriqués. La chemise de carter cylindre répond à des exigences de forme, de rugosité mais aussi d'aspect de surface. La maîtrise du procédé de rodage passe par le contrôle de ces critères multi-échelles. En troisième partie de ce chapitre, les méthodes de contrôle de la qualité des surfaces rodées sont présentées.

Enfin nous aborderons la technologie employée dans les machines de rodage pour satisfaire la production industrielle. Les choix technologiques réalisés conditionnent totalement la flexibilité des moyens actuels.

## 1.2. Les surfaces rodées

Le moteur à combustion interne est le moyen le plus pratique pour transformer l'énergie fossile en énergie mécanique. Depuis le milieu du XIXe siècle, le moteur à explosion a pris place dans toutes les applications nécessitant une grande autonomie ou une grande puissance instantanée.

### 1.2.1. Fonctionnalités des surfaces rodées

L'automobile, par son utilisation en constante expansion, a généré une demande accrue de moteurs performants et économiques. Ainsi les constructeurs ont dû relever un double défi : améliorer la qualité et la durée de vie de leurs moteurs sans en augmenter le coût. Cette problématique a entraîné de nouveaux modes de fabrication pour lesquels la qualité dépend bien évidemment de la précision des pièces, mais également de la performance du système industriel qui les produit. La performance du système industriel est aussi un point clef pour pouvoir pérenniser une activité de production, l'étude approfondie des moyens de fabrication spécialisée est donc indissociable de la production industrielle de moteur.

En plus de l'aspect économique de production, s'ajoute un nouveau défi, celui de l'économie d'utilisation du moteur lié à la diminution des ressources d'énergies fossiles et à l'augmentation des prix des carburants. La puissance mécanique effective d'un moteur à explosion est limitée par le rendement thermodynamique du cycle de Carnot. Cependant les frottements intrinsèques et l'entraînement des accessoires nécessaires au bon fonctionnement du moteur ne permettent pas d'atteindre le rendement maximal thermodynamique. Le défi industriel porte donc sur la réduction des frottements à l'intérieur des moteurs. La qualité des surfaces en contact joue un rôle prépondérant dans la friction de chaque liaison. Sur la plupart des moteurs à explosion, tous les paliers du vilebrequin sont hydrostatiques, c'est-à-dire qu'un filet d'huile est maintenu entre les deux surfaces cylindriques par une alimentation d'huile sous pression. Toutes ces surfaces en contact requièrent une qualité de finition élevée pour satisfaire leurs fonctions. L'usinage classique ne suffit pas pour atteindre les exigences de qualité de surface dans les liaisons. Ainsi les procédés de rectification par abrasion sont indispensables pour produire de telles surfaces. La problématique des paliers hydrostatiques se retrouve dans de nombreux mécanismes. En revanche la particularité de la fabrication d'un moteur repose sur la fabrication de la chemise qui viendra accueillir piston et segment qui feront plusieurs milliards d'aller-retour. Un soin particulier est donné à l'élaboration de la surface de la chemise pour optimiser les frottements. Cependant, le frottement des segments dans la chemise est inévitable, car la fonction d'étanchéité doit être assurée pour garantir une bonne compression du mélange et récupérer un maximum d'énergie à la détente de l'explosion.

De plus, la surface de la chemise du cylindre réalise l'interface avec le mélange en combustion. L'huile utilisée pour la lubrification de la glissière formée par le piston dans le fût est donc brûlée si elle n'est pas redescendue lors de la descente du piston. Cette huile brûlée représente une source de pollution importante, puisqu'elle est à l'origine d'émission de monoxyde d'azote et de particules lourdes. Ce phénomène bien connu des concepteurs de moteur mène à une optimisation du système piston segment fût pour apporter le juste nécessaire film d'huile pour minimiser le frottement et la consommation d'huile. La qualité micro-géométrique de la surface de la chemise est donc au cœur des préoccupations des fabricants de moteurs puisque c'est elle qui assure le maintien d'un film d'huile grâce à ses capacités de rétention. Cette fonction de rétention est assurée par une micro géométrie fine couplant une rugosité à une texture particulière. Lorsque la surface du fût est lisse, et qu'elle n'assure plus la rétention d'huile, le frottement segment/fût passe en régime limite. Dans cette situation le coefficient de frottement

augmente significativement selon la courbe de Stribeck (figure 1). Le moteur arrive en fin de vie quand la chaleur dégagée par ce frottement dépasse la capacité du système de refroidissement. On observe alors souvent une dilatation du piston qui entraîne son serrage dans le fût.

Pour les fabricants de moteurs la difficulté porte sur l'opération de finition des chemises de carter cylindre, cette opération, appelée rodage, permet d'obtenir une surface cylindrique avec les propriétés appropriées de rétention d'huile, de réduction des frottements et de résistance à l'usure.

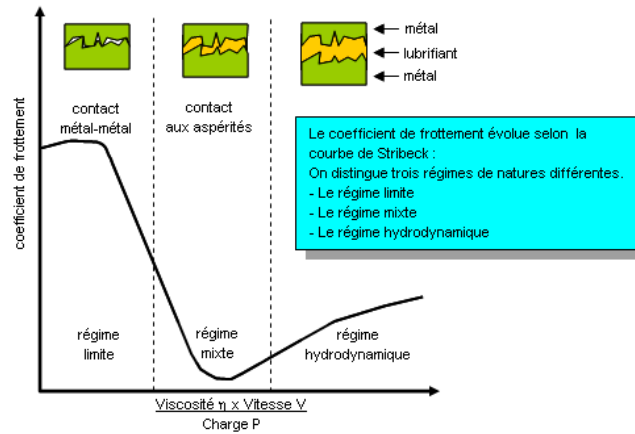


Figure 1 : Courbe de Stribeck : coefficient de frottement en fonction de la lubrification [1].

Dans un moteur à 4 cylindres, le frottement des pistons, avec leurs segments, dans la chemise du cylindre absorbe à lui seul 40% des pertes par friction de la totalité du moteur.

Les moteurs pour l'automobile sont généralement composés de 3 à 12 cylindres fonctionnant sur le principe des moteurs 4 temps, avec 2 à 5 soupapes par cylindre.

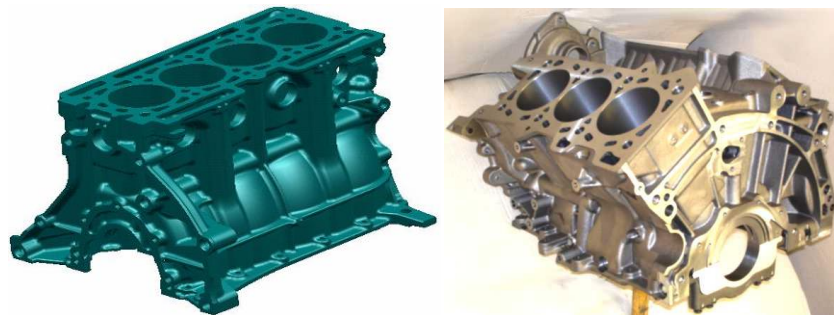


Figure 2 : Aperçu des blocs carters cylindre du moteur K9K (1.5dCi) et du V9X (3.0V6dCi).

Les sources de consommation d'huile dans un moteur à explosion proviennent des paliers et des éléments mécaniques assurant le glissement des pièces qui présentent une interface entre les fluides de carburant et comburant ou d'échappement et les zones de rétention de lubrifiant. Ainsi une partie de la lubrification dédiée au palier de turbocompresseur ou des queues de soupapes se retrouve dans le mélange combustible ou dans les gaz d'échappement. En plus de générer de la pollution atmosphérique, ces pertes nuisent à la simplicité d'usage des moteurs puisqu'elles nécessitent une maintenance et un apport constant d'huile. La figure 3 présente les principaux organes consommant de l'huile pendant le fonctionnement normal du moteur.

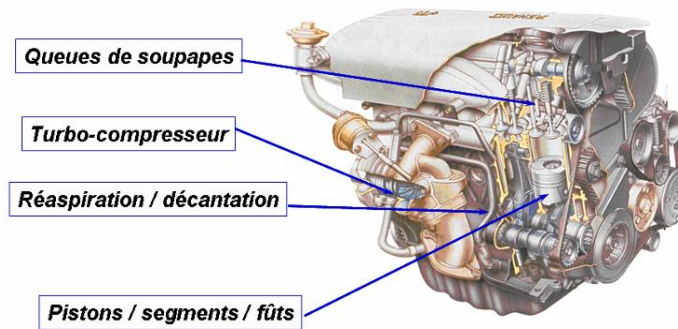


Figure 3 : Sources de consommation d'huile d'un moteur à explosion.

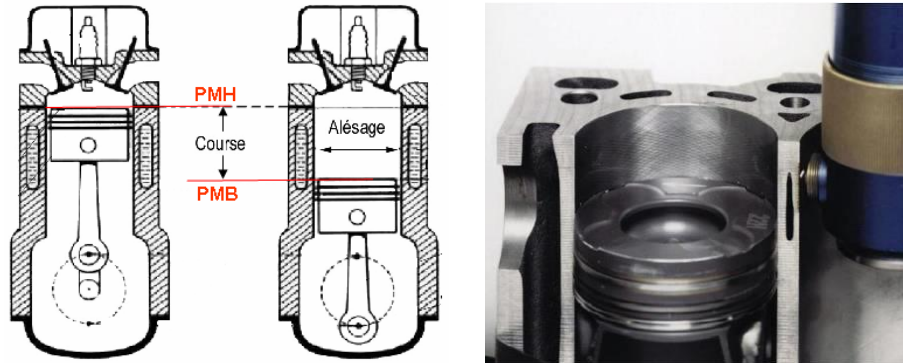


Figure 4 : Zone de frottement des segments dans le fût.

La qualité de la surface des fûts de carter cylindre joue donc un rôle crucial dans la consommation d'huile et la durée de vie du moteur. Gerhard Haasis et Uwe-Peter Weigmann ont étudié l'impact du rodage sur le fonctionnement des moteurs [2]. Ils ont comparé expérimentalement les consommations d'huile en fonctionnement, de moteurs rodés avec des techniques différentes :

- le rodage dit normal ou classique consiste en un pierrage d'intérieur permettant d'obtenir une surface présentant des stries croisées à 45°. La rugosité est élevée et l'écrtage de la surface se fait par usure pendant le fonctionnement du moteur (running-in);
- le rodage plateau permet de supprimer la phase de running-in par écrtage de la surface en ajoutant une opération supplémentaire employant un abrasif très fin ;
- le « slide honing » ou rodage extra-fin consiste à obtenir une surface quasi miroir avec un angle de striation de 30°.
- et l'« helical slide honing » ou rodage hélicoïdal extra-fin, a pour objectif d'obtenir une surface de rugosité identique au rodage extra-fin avec un angle de strie proche de 140°.

La figure 5 présente le suivi de la consommation d'huile au cours de l'utilisation d'un moteur diesel 4 cylindres à injection directe.

Les expériences de Gerhard Haasis et Uwe-Peter Weigmann mettent en évidence l'importance du rodage sur la consommation d'huile tout au long de la vie du moteur [2].

On remarque que la consommation d'huile pour les trois méthodes de rodage à angle de strie à 55° ((a) rodage classique, (b) rodage plateau, (c) rodage fin ou glissant) suit la même tendance avec l'usure du moteur. Pour ces trois méthodes, la consommation d'huile dépend essentiellement de l'épaisseur du film d'huile. Ainsi la consommation d'huile est directement liée à la rugosité de la surface qui assure la rétention du lubrifiant.

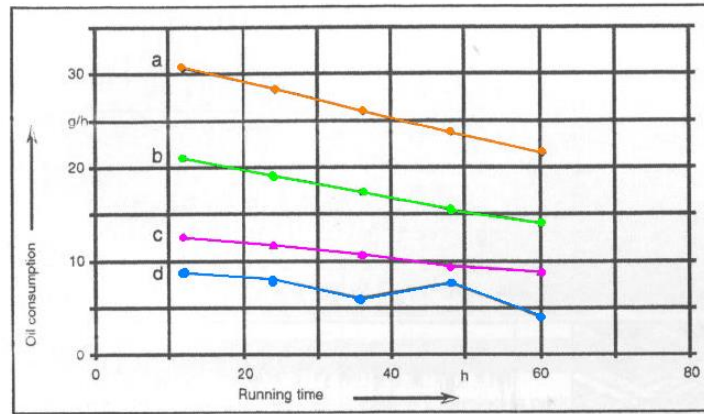


Fig 6 Influence of honing on the oil consumption of a direct-injection diesel passenger car engine: a) normal honing, b) plateau honing, c) slide honing, d) helical slide honing

Figure 5 : Evolution de la consommation d’huile au cours du fonctionnement du moteur [2].

On remarque que le rodage dit « HSH » ou hélico glissant (d) permet une consommation moindre. Cette méthode de rodage intègre une rugosité fine comme le « slide honing » avec en plus un angle de rodage de 135°. On remarque que l’angle de rodage et donc la texture de la surface rodée impacte également la consommation d’huile.

Ces études montrent que la maîtrise du procédé de rodage garantit les performances du moteur.

### 1.2.2.Moyen d’obtention : l’abrasion

Le processus d’abrasion est défini comme un mécanisme complexe où un matériau à dureté élevée raye une surface antagoniste constituée par un matériau moins dur, engendrant une modification plastique de sa surface [3]. L’abrasion peut être considérée dans certains cas comme un micro-usinage accompagné d’un taux d’enlèvement de matière (rectification, rodage ébauche) et dans d’autres cas comme un phénomène de déformation plastique caractérisé par un faible taux d’enlèvement de matière significatif (usure abrasive, rodage plateau).

Le grain d’abrasif possède plusieurs arêtes et faces de coupe de géométries aléatoires [4] et de dimensions différentes induisant 3 modes de sollicitations de la surface définis comme suit et représentés en figure 6 d’après [5] :

- le mode « labourage » se caractérise par l’apparition d’un bourrelet en tête de sillon. Aucun microcopeau ne se détache de la surface abrasée et la rayure obtenue est définie comme un sillon plastique ;
- le mode « coupe » est défini par la formation d’un microcopeau. Ce procédé est similaire à un usinage avec outil coupant à angle d’attaque négatif, car la matière devant la pointe est déformée puis détachée par cisaillement formant ainsi un microcopeau. Ce mode d’abrasion est considéré comme une dégénérescence du mode labourage ;
- le mode « fragmentation » est observé quand des écailles issues de fissures se forment à l’arrière de la pointe du grain d’abrasif. Ce mode est lié à la nature du matériau abrasé (fragile).



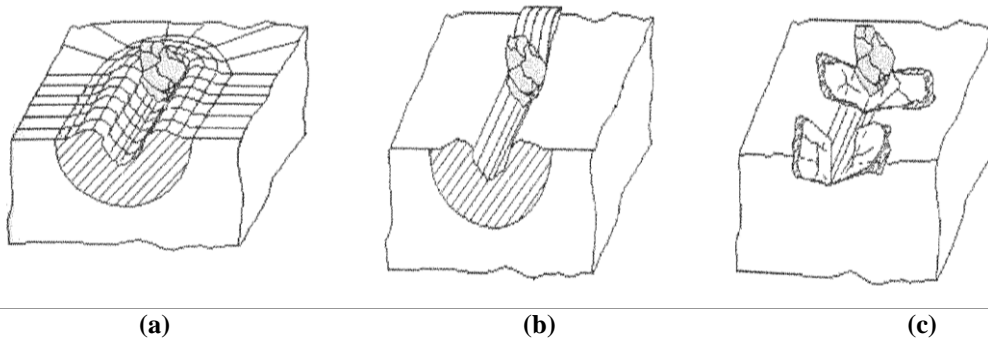


Figure 6 : Les trois modes d'usure abrasive, (a) labourage, (b) coupe et (c) fragmentation [5].

Le passage d'un mode à l'autre est difficilement quantifiable, car les seuils de transition dépendent des paramètres géométriques, cinématiques, rhéologiques et tribologiques du contact grain/surface abrasée. La figure 7 illustre le passage du mode d'abrasion par labourage au mode d'abrasion par coupe par augmentation de la force normale [6].

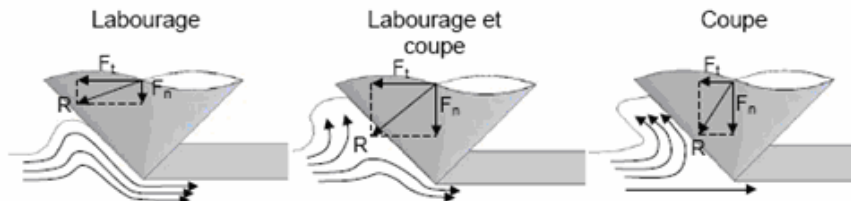


Figure 7 : Transition du mode labourage au mode de coupe [6].

De plus, ces modes d'abrasion sont souvent couplés, car les pierres abrasives sont composées d'une multitude de grains en action simultanément. On retrouve dans la littérature deux types de modélisation : la première approche dite « locale » ou « mono-grain » et la seconde dite approche « globale » ou « multigrains ». L'approche « monograin » permet de comprendre les mécanismes de déformation par abrasion de la surface et la formation des microcopeaux [7]. L'étude de Salje et al., basée sur une représentation sphérique d'un grain d'abrasif [8], a permis d'établir une comparaison entre les procédés de rodage et de rectification. Le rodage peut être assimilé à un procédé de rectification à faible vitesse de coupe pour lequel les grains restent actifs tout au long du cycle [9]. Ceci s'explique par le fait que les pierres abrasives sont plaquées contre la surface rodée pendant toute la durée de l'opération.

Cependant, cette approche « monograin » a l'inconvénient de ne pas prendre en considération la distribution des grains dans la pierre abrasive ni l'interaction possible entre ces grains. Les pierres abrasives étant formées d'une multitude de grains, l'approche globale est plus adaptée pour étudier l'énergie nécessaire à l'abrasion et les efforts résultant de l'enlèvement de matière par abrasion.

Lee et Malkin [10] proposent une approche globale permettant d'étudier l'énergie mise en jeu dans le procédé de rodage. L'instrumentation d'une machine de rodage a permis de calculer les efforts spécifiques de coupe associés à une surface abrasive donnée. Ce modèle ne prend pas en compte les différents modes d'abrasion, mais permet de relier la puissance machine au débit de copeaux et de formuler ainsi l'énergie spécifique de rodage. L'observation des énergies spécifiques de coupe a mis en évidence 2 régimes d'abrasion. Le premier régime correspond à un faible taux d'enlèvement de matière pour lequel l'énergie spécifique de coupe est constante et quasi indépendante du débit de copeau. Il est supposé que les pierres abrasives travaillent en mode d'abrasion dit de « coupe ». Le deuxième régime correspond à un débit de copeau

constant et une énergie spécifique de coupe exponentielle due à l'usure de l'abrasif. Pour ce régime, une grande partie de l'énergie est dissipée dans l'usure de l'abrasif et non dans l'enlèvement de matière.

La modélisation de l'usinage abrasif par l'approche globale de Malkin et al. montre également que la rugosité de la surface obtenue est directement en relation avec la granulométrie de l'abrasif. Les essais expérimentaux réalisés prouvent que l'augmentation de la taille de grain conduit à une augmentation de la rugosité de la surface.

L'approche mono-grain développée ci-dessus est certes indispensable à la compréhension des phénomènes physiques induisant l'enlèvement de matière, mais le rodage industriel fait intervenir des pierres abrasives avec une distribution stochastique de grain. Dans la réalité industrielle la classification des pierres abrasives répond à plusieurs normes garantissant une régularité de la qualité des abrasifs.

### 1.2.3. Le besoin industriel

Le choix d'un abrasif pour le rodage repose sur des règles empiriques. Un ingénieur de Norton, (un fabricant d'abrasif) présente dans [11] la principale caractéristique d'un abrasif pour le rodage : la pierre abrasive ne s'use pas comme un outil d'usinage classique. Les arêtes de coupe d'une fraise par exemple s'usent et doivent être changées ou affûtées, car le niveau de qualité attendu se dégrade. Le rodage des fûts nécessite des abrasifs qui se régénèrent naturellement. On distingue deux variantes d'abrasifs :

- pour un abrasif conventionnel, les grains qui le constituent doivent soit se fracturer pour permettre l'apparition de nouvelles arêtes vives, soit être éliminés et donner naissance à de nouveaux grains, ceci jusqu'à usure de la couche abrasive ;
- pour un superabrasif, les grains qui le constituent sont noyés dans une matrice métallique. Les grains s'usent jusqu'à déchaussement et laissent alors apparaître d'autres grains de la matrice. Quelque fois il y a fracture du grain créant ainsi des arêtes de coupe plus vives.

#### 1.2.3.1. Les abrasifs conventionnels

Les abrasifs conventionnels sont fabriqués à partir d'un mélange de grains abrasifs naturels ou élaborés et d'un liant. Le procédé de fabrication des abrasifs s'effectue en cinq opérations caractérisées par la norme FEPA [12] (européenne) ou MESH (américaine). La figure 8 présente la désignation imposée par la norme FEPA. Si les grains d'abrasifs sont globalement communs à tous les fabricants, la composition du liant reste un savoir-faire non normalisé. Il est à noter que ce liant représente plus de 30% de la capacité d'enlèvement de copeaux de la pierre. Les formes de l'abrasif sont obtenues par usinage et sa couleur est soit naturelle soit artificielle.

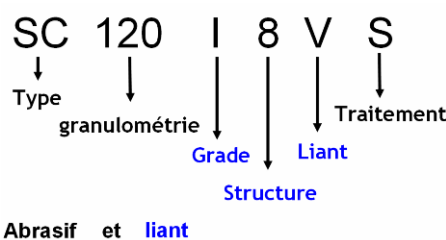


Figure 8 : Désignation normalisée des abrasifs conventionnels.

### 1.2.3.1.1 Type d'abrasif (désignation de base)

- A abrasif alumineux
- C ou SC abrasif carbure de silicium

Cas particuliers :

- IAS mélange de carbure de silicium de différentes tailles de grain (Sercap)
- SG ou Cubitron, alumine microcristalline (Norton/3M)

En raison de la variété des abrasifs A et C, ces symboles de base sont suivis, au choix des fabricants, par des symboles complémentaires précisant le type d'abrasif utilisé.

### 1.2.3.1.2 Granulométrie

La désignation de la grosseur du grain est identique dans les normes MESH et FEPA

Exemple : SC120 FEPA = SC120 MESH correspondant à une taille de grain de 110 µm.

**Tableau 1 : Classification des tailles de grain.**

DESIGNATION MESH	TAILLE MOYENNE µM
20	900
30	580
40	380
60	240
80	180
100	145
120	110
240	59
320	46
400	35
500	30
800	22

### 1.2.3.1.3 Grade

Le grade est une propriété physique théoriquement indépendante de la nature de ses constituants. Il symbolise la force avec laquelle les piliers d'agglomérant retiennent les grains d'abrasifs. Il est désigné par une lettre de l'alphabet, les plus courants sont de grade I, J, K. Plus le grade augmente, plus la force pour arracher un grain est importante.

### 1.2.3.1.4 Structure

La structure est un indice de tassement des grains d'abrasifs. Elle est définie par un nombre généralement compris entre 1 et 20. Plus ce nombre est petit, plus les grains sont serrés et plus la structure est dite fermée. A contrario plus les grains sont espacés et plus la structure est dite ouverte.

### 1.2.3.1.5 Agglomérant / Liant

La désignation symbolique des grandes familles d'agglomérants fait l'objet d'une normalisation.

- \* V agglomérants vitrifiés
- \* B agglomérants résinoïdes
- \* R agglomérants caoutchouc
- \* E agglomérants shellac

### 1.2.3.1.6 Traitement

Un traitement est une opération qui consiste à remplir les pores du produit déjà cuit de façon à modifier son comportement au travail (Exemple : traitement au soufre symbole S).

### 1.2.3.1.7 Les valeurs Grindosonic

Les instruments de mesure Grindosonic ont été conçus pour mesurer les propriétés élastiques de matériaux (Module de Young). Cet outil permet un contrôle non destructif à 100% des bâtons rodoirs après fabrication. Ainsi les fournisseurs classent les barrettes de pierre abrasive en plusieurs catégories en fonction de leur résistance élastique.

### 1.2.3.2. Les super abrasifs Agglomérés : Diamant et CBN

L'abrasif diamant est fabriqué à partir d'un mélange de grains abrasifs naturels ou élaborés et d'un liant métallique, parfois de type résine ou vitrifié selon les applications. Le procédé s'effectue en cinq étapes et est caractérisé par la norme FEPA (européenne) ou MESH (américaine). Le mélange liant et abrasif, après assemblage, ne contient aucune porosité (cas du liant métallique). La fabrication est identique à celle de la pierre, avec quelques variantes de mise en œuvre dues au prix de l'abrasif, à sa taille (Superabrasifs Agglomérés : Diamant et CBN). La figure 9 présente la désignation imposée par la norme FEPA.

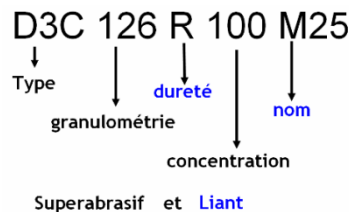


Figure 9 : Désignation normalisée des abrasifs diamante ou CBN.

#### 1.2.3.2.1 Type d'abrasif (désignation de base)

Il existe 2 principaux types d'abrasifs à base de diamant ou CBN :

-D pour diamant

-B pour Nitrure de Bore Cubique (CBN, Borazon)

En raison de la variété des abrasifs diamants et CBN, ces symboles de base sont suivis, au choix des fabricants, par des symboles complémentaires précisant le type d'abrasif utilisé.

Tous les diamants, naturels ou industriels, possèdent la même dureté. On fabrique des cristaux de qualité supérieure par rapport aux diamants naturels en "modulant" les propriétés et les formes des cristaux pour répondre à des applications spécifiques.

#### 1.2.3.2.2 Granulométrie

Il n'existe pas de normalisation de la granulométrie. Il faut donc se contenter des différentes normes nationales pour qualifier la dimension des grains abrasifs employés. Par exemple, le D126 de la norme européenne FEPA se traduit par 120/140 Mesh en américain, ce qui correspond à une taille de grain de 125µm. D'après la Norme ISO 6106, en dessous de D46 soit 44 microns, il n'existe pas de normalisation mais le tableau 2 récapitule les équivalences.

**Tableau 2 : Classification de la taille des grains de diamant.**

DIAMETRE MOYEN [µM]	MESH	JAPANESE INDUSTRIAL STANDARD.	AMERICAN NATIONAL STANDARD INSTITUTE	BRITISH STANDARD SPECIFICATION	FEDERATION OF EUROPEAN PRODUCERS OF ABRASIVES
297	50	50/60	50/60	50/60	D301
250	60	60/95	60/95	60/95	D252
177	80	95/100	95/100	95/100	D181
159	100	100/120	100/120	100/120	D151
125	120	120/140	120/140	120/140	D126
105	140	140/170	140/170	140/170	D107
88	170	170/200	170/200	170/200	D91
74	200	200/230	200/230	200/240	D76
62	230	230/270	230/270		D64
53	270	270/325	270/325	240/300	D54
44	325	325//400	325//400		D46
37	400		36-54µm		M40
29	600		22-36µm	27/40µm	M26
15	1000		12-22µm	12-18µm	M16
10	1500		8-12µm	8-12µm	M10
8	2000		5-12µm		
6	2500		4-8µm	4-8µm	M6,3
5	3000		2-6µm	2-6µm	

### 1.2.3.2.3 Concentration

Dans le cas des super abrasifs, on ne parle plus de structure, mais de concentration. Le tableau 3 présente ce paramètre important dans la spécification.

**Tableau 3 : Classification des concentrations de grain.**

CONCENTRATION	MASSE D'ABRASIFS	
	carats/cm <sup>3</sup>	g/cm <sup>3</sup>
25	1,1	0,22
50	2,2	0,44
75	3,3	0,66
100	4,4	0,88
125	5,5	1,1
150	6,6	1,32
175	7,7	1,54
200	8,8	1,76

Par définition, la concentration exprime la quantité de super abrasifs par volume de la couche abrasive. Selon la norme FEPA (tableau 3), la concentration 100 correspond à 4,4 carats par cm<sup>3</sup> de couche (1 carat =0,2 g), les autres concentrations se déduisant de la concentration 100 par une règle de proportionnalité.

### 1.2.3.2.4 Dureté

Le grade n'est pas une information importante pour les super abrasifs. Il arrive souvent que les fournisseurs ne documentent pas cette information.

### 1.2.3.2.5 Agglomérant

Les symboles de base généralement admis pour les classes d'agglomérant sont :

B : agglomérants organiques (bakélite ou résinoïde)

M : agglomérants métalliques (généralement matrice en bronze ou étain)

V : agglomérants vitrifiés

Les symboles complémentaires, lettres ou chiffres, servent à préciser la variété de l'agglomérant et sont spécifiques à chaque fabricant. La capacité de retenue du grain abrasif, la stabilité de la

forme, la dureté et la capacité de résistance à l'usure caractérisent le liant ou agglomérant. Pour déterminer si un liant doit être dur, résilient ou fragile, il faut connaître le type de matière qui doit être rodé.

### 1.2.3.3. Comparatif abrasif conventionnel / super abrasif

Pour conclure, le tableau 4 regroupe l'ensemble des caractéristiques permettant une comparaison entre abrasifs conventionnels (céramique ou carbure de silicium) et les super abrasifs (à base de diamant ou CBN). La grande durée de vie des abrasifs diamant est très intéressantes pour un processus industriel. Cependant il nécessite une forte pression de contact pour travailler et enlever la matière proprement. L'usage d'abrasif à base de carbure de silicium peut être retenu pour des applications nécessitant une faible force d'expansion, notamment pour éviter les déformations du cylindre pendant le rodage.

Tableau 4 : Comparaison abrasif.

ABRASIFS CERAMIQUE	ABRASIFS DIAMANT
Forme des cristaux avec arêtes pointues (SiC, Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> )	Forme des cristaux avec arêtes arrondies, dépend du type de cristal
Fracture des cristaux	Liant dur (faible usure, forme constante)
L'usure du liant entraîne l'auto-régénération	Régénération dépendant de la dureté du liant, de la pression et du lubrifiant
Structure d'abrasif poreuse	
Bonne coupe à faible pression de travail	Pression de travail élevée requise
Faible déformation de la surface externe	Bonne stabilité du défaut de forme
Faible durée de vie	Grande durée de vie

Les pierres abrasives conventionnelles ou avec super abrasif ont une répartition stochastique des grains d'abrasif dans la matrice. En 2002, des chercheurs suisses ont mis au point un procédé permettant de disposer les grains d'abrasifs de manière organisée sur une matrice [13]. Ce nouveau matériel permet d'augmenter la durée de vie de l'outillage. Cependant ce type d'outil n'a pas fait l'objet d'études comparatives avec du rodage traditionnel et n'est pas utilisé en rodage de carter cylindre.

La très grande diversité d'abrasif sur le marché provient de la grande plage d'application couverte par les procédés d'abrasion. Chaque nuance présente des spécificités assurant soit l'obtention d'une surface très lisse soit un débit de copeaux maximum. Pour atteindre les caractéristiques de la surface de la chemise l'emploi successifs de plusieurs nuances d'abrasifs est nécessaire. Ainsi le procédé Renault fait appel à trois abrasifs différents. La simplification du procédé, en vue de le rendre plus flexible peut donc se manifester par la recherche d'un seul abrasif permettant de réaliser les différentes étapes rodages. La modification des pierres abrasives dans le procédé Renault n'a pas été retenue comme solution de flexibilisation du rodage dans le cadre de cette thèse. En revanche la modification du moyen d'actionnement des pierres est la voie choisie pour améliorer la flexibilité. Dans la partie suivante, nous allons donc présenter le procédé de rodage et les moyens mis en œuvre pour réaliser l'opération.

## 1.3. Le procédé de rodage

L'opération de rodage des fûts d'un carter cylindre consiste à enlever par abrasion de la matière à l'intérieur des cylindres alésés pour obtenir une qualité imposée de la surface cylindrique. Cette qualité est définie à trois niveaux :

- au niveau macroscopique la forme cylindrique doit répondre à des critères dimensionnels ;

- au niveau microscopique la rugosité est spécifiée par les concepteurs du moteur ;
- au niveau mésoscopique, l'aspect de surface doit faire apparaître une texture définie dans le cahier des charges de la surface.

Pour atteindre ces objectifs, l'opération de rodage met en œuvre des pierres abrasives qui sont montées sur un outil appelé rodoir. Le rodoir a la fonctionnalité d'écartier les pierres pour les mettre en contact avec la surface cylindrique du fût.

L'enlèvement de matière par abrasion nécessite une vitesse de coupe. La vitesse de coupe définie par la vitesse relative entre les grains d'abrasif et la surface usinée est donnée par la combinaison d'un mouvement de rotation et de translation du rodoir sur son axe.

La figure 10, représente la cinématique d'une machine de rodage à une broche. L'axe Z est celui de la broche, du rodoir. Les déplacements de la broche sur X et Y permettent d'atteindre les positions des axes des autres fûts.

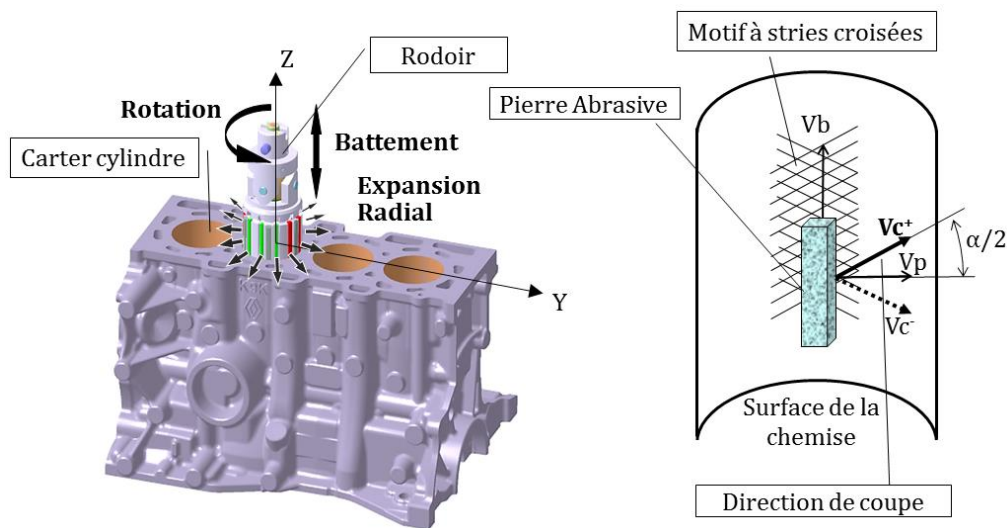


Figure 10 : Schéma cinématique d'une machine de rodage.

La vitesse de coupe d'une pierre est ainsi donnée par :

$$V_c = \sqrt{V_p^2 + V_b^2} \quad (1)$$

Avec  $V_b$  la vitesse de battement verticale et  $V_p$  la vitesse périphérique issue de la rotation de l'outil.

L'angle de striation  $\alpha$  dans la chemise qui définit à l'échelle mésoscopique la texture de la surface est donné par la relation suivante :

$$\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{V_b}{V_p} \quad (2)$$

En 1984, T. Ueda et A. Yamamoto publient une étude analytique de la mécanique du rodage [14]. Ils simulent l'enlèvement de matière d'une pierre en l'assimilant à une arête dont la largeur correspond à la largeur effective de coupe de la pierre. Cette arête filiforme se déplace dans le fût suivant la combinaison de la vitesse de battement et de la vitesse périphérique.

Cette approche illustrée en figure 11, a l'intérêt de prendre en compte les paramètres cinématiques du rodage avec battement axial. On pourra ainsi calculer la longueur parcourue par les abrasifs pendant un cycle de rodage. Grâce à cette étude analytique, on peut en déduire un indice de performance de l'abrasif par son taux d'enlèvement de matière rapporté à la longueur des pierres abrasives.

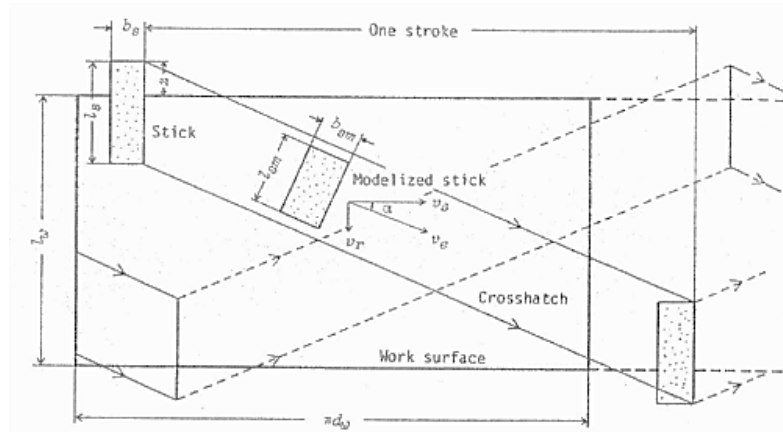


Figure 11 : Trajectoire d'une pierre sur la surface cylindrique [14].

Une première partie sera consacrée à la description de l'outil rodoir. Puis nous présenterons la machine de rodage et ses cycles de fonctionnement. Et nous terminerons par la caractérisation des machines industrielles utilisées.

### 1.3.1. L'outil rodoir

La fonction principale du rodoir est d'entraîner les pierres abrasives dans un mouvement de coupe donné par son déplacement. Il doit permettre l'écartement des pierres pour transmettre une force d'avance radiale.

Il existe plusieurs types de mécanismes pour transmettre l'effort d'écartement des pierres. Leur principe est toujours basé sur le déplacement axial d'une came.

Sur la figure 12, les deux principes de rodoir les plus courants sont représentés. Les pierres (3) sont collées sur les supports de pierre (2).

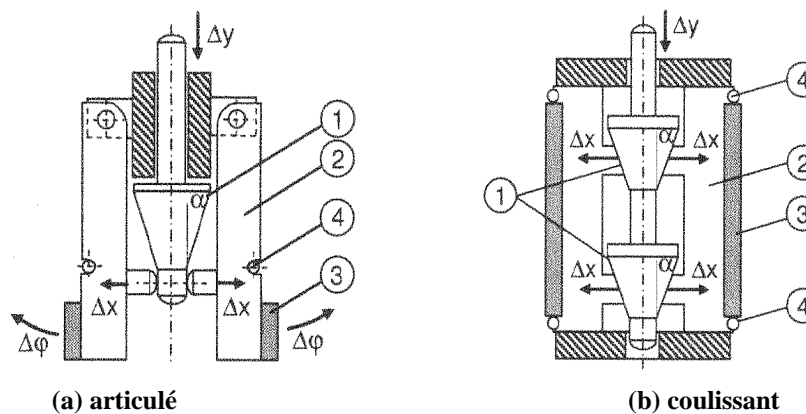


Figure 12 : Différents types de rodoir expansif.

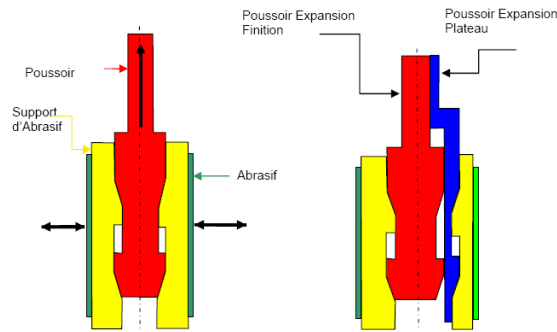
La came (1) écarte les pierres lorsqu'elle descend ( $\Delta y$ ). A gauche (a) les porte-pierres (2) sont articulés ; à droite (b), ils coulissent dans leur logement. Dans les deux cas, un ou plusieurs ressorts de rappel (4) sont nécessaires pour assurer la rétraction des supports de pierre quand la came remonte ( $-\Delta y$ ).

La pression de contact obtenue entre les pierres et la surface cylindrique du fût en mouvement permet de générer un enlèvement de matière. Il n'existe pas de trace du brevet du rodoir à simple expansion. En revanche il existe d'autres systèmes de rodoir brevetés, mais très peu répandus.

Le principe du rodoir à double expansion a été breveté en 1986 par l'industriel NAGEL [15]. Un rodoir double expansion présente deux jeux de pierres actionnables séparément. La



superposition de 2 cames concentriques, décrite par la figure 13, permet d'actionner les deux jeux de pierres de manière indépendante.

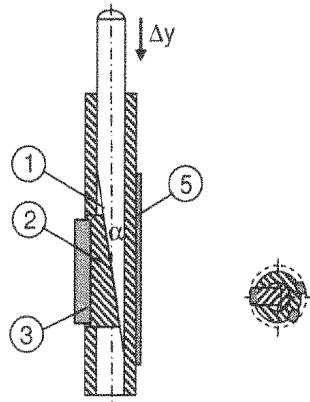


(a) rodoir simple (b) rodoir double  
**Figure 13 : Représentation des cônes d'expansion.**

Les techniques d'actionnement de l'expansion seront présentées dans la partie descriptive des machines de rodage.

La répartition des pierres sur le rodoir peut avoir un impact conséquent sur le temps de cycle de l'opération. Le nombre maximum de pierres d'un rodoir dépend de la largeur des pierres et du diamètre à réaliser.

Il existe des rodoirs à une seule pierre pour les très petits diamètres d'alésage. Dans ce cas, il s'agit rarement de chemise de carter cylindre, mais de centreur nécessitant une grande précision. L'outil de rodage à une pierre est décrit par le plan en figure 14.



**Figure 14 : Rodoir à une pierre pour petits diamètres.**

Sur ce rodoir, on retrouve la pierre abrasive (3) montée sur un support de pierre (2) actionné par une came (1). Ici les patins de guidage (5) sont indispensables, car ils réalisent l'appui réciproque à la force d'expansion. Ces guidages sont réalisés dans un matériau tendre pour assurer l'appui sans usiner la matière.

Pour un rodoir expansif à plusieurs pierres, ces guidages sont également présents, mais ils ont une autre fonction : ils guident le rodoir lors de l'entrée dans le fût en début de cycle, de manière à assurer la coaxialité initiale. La figure 15 représente en 3D un rodoir double expansion adapté à la machine Nagel. Il possède deux jeux de six pierres équi répartis (en rouge et vert).

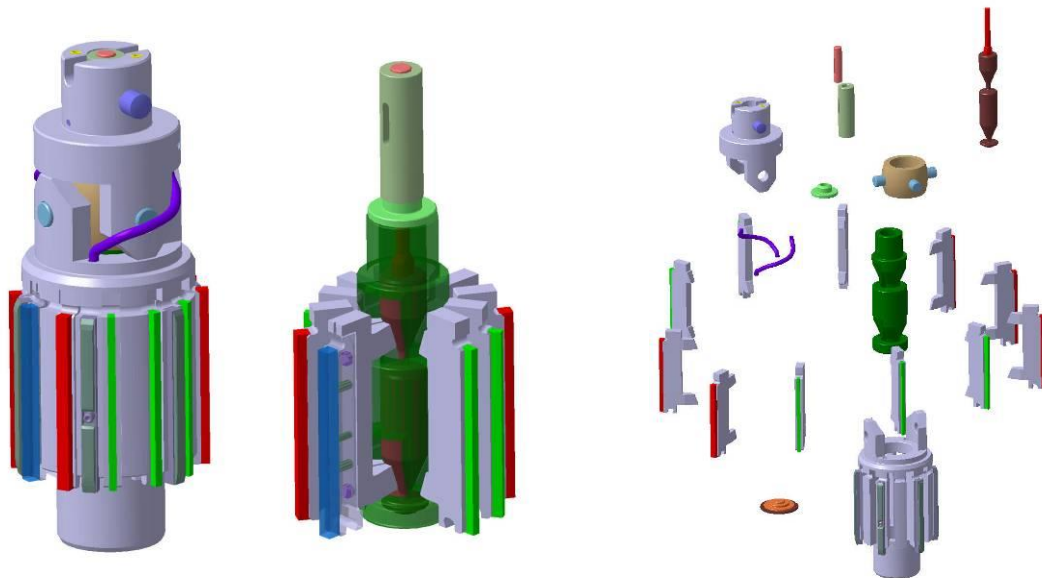


Figure 15 : Rodoir double expansion Nagel.

### 1.3.2. La machine de rodage industrielle

Une rodeuse, comme une machine-outil conventionnelle, a une architecture en 3 parties :

- l'espace de motorisation recouvre les zones avec les moteurs et la mécanique des actionneurs. Cette zone est souvent carénée et seulement accessible à la maintenance ;
- l'espace de travail caractérise l'environnement dans lequel l'outil travaille. Il comporte la pièce et tous les éléments liés à sa manipulation. Il doit également assurer la récupération des « déchets » du processus, à savoir le lubrifiant de coupe ;
- le poste de commande permet d'observer l'espace de travail en étant protégé des projections.

De par leur principe de fonctionnement, les machines de rodage impliquent toutes une installation de machinerie accessoire assez encombrante. Il faut aussi une centrale de filtration du liquide de coupe et un groupe hydraulique de puissance pour actionner certains vérins.

#### 1.3.2.1. Description générale des moyens de rodage

En rodage, comme en perçage, seuls 2 axes sont sollicités pour animer le mouvement de l'outil : rotation et translation axiale. Comme pour toute machine-outil, l'axe de rotation de l'outil est désigné comme axe Z [16]. Sur la plupart des machines, la pièce est fixe et l'outil effectue le mouvement. Dans ce cas, l'ensemble appelé « broche de rodage » assure ces 2 fonctions de mouvement et l'expansion. Le ou les troisièmes axes d'expansion viennent se greffer sur l'axe de l'outil. En plus de réaliser la rotation, la broche permet la translation de l'outil suivant l'axe Z, pour faire rentrer le rodoir dans l'alésage et pour donner le mouvement de battement.

En général, les machines de rodage pour les fûts de carter cylindre moteur ont une structure verticale. L'espace de motorisation se retrouve au-dessus de l'espace de travail entraînant un encombrement vertical important.

Le mouvement du chariot portant la broche suivant l'axe Y permet d'aligner la broche sur les différents cylindres du carter. Cet axe permet de réaliser les cylindres, les uns après les autres, de manière automatique sur la rodeuse Nagel (en photo figure 16).

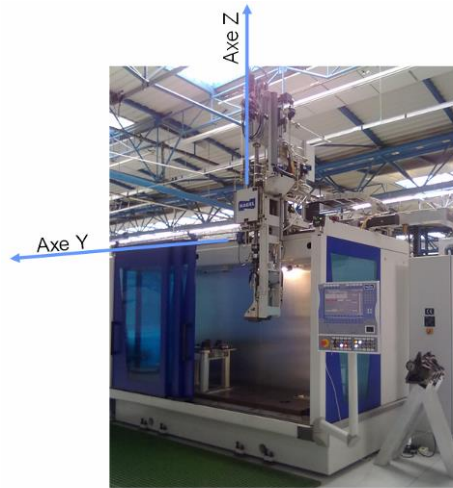


Figure 16 : Photo de la machine Nagel MS-U4 installée au centre Arts&Métiers de Chalons.

### 1.3.2.2. Attachement de l'outil

L'outil rodoir est raccordé à la broche via une rallonge. Cette rallonge est articulée par l'intermédiaire d'un ou deux cardans pour permettre l'autoalignement de l'outil dans l'alésage. Il existe plusieurs types de rallonge de rodoir présentés figure 17. Les systèmes d'autoalignement permettent de réaliser le rodage de manière indépendante de l'opération précédente (l'alésage), car l'outil se centre naturellement.

Les rallonges à double rotule sont les plus couramment utilisées. Le double cardan laisse au rodoir deux réels degrés de liberté sans autres contraintes. Dans ce cas, l'opération de rodage n'influence pas la qualité du positionnement ni la direction du cylindre.

En revanche un cardan rigide nécessite une grande précision de repositionnement entre l'outil d'alésage et de rodage. Dans ce cas les deux opérations sont réalisées successivement dans la même machine, sans changer le posage de la pièce. Ce principe existe dans certaines « machine-transfert ».

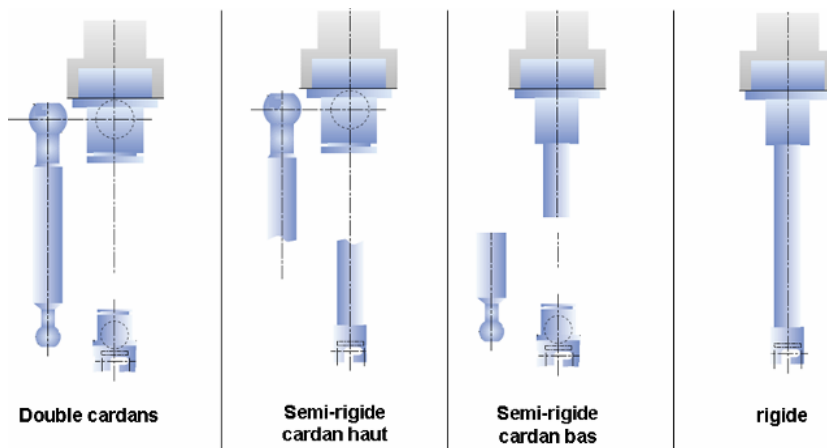


Figure 17 : Différents types de rallonge pour rodoir.

On trouve cependant quelques exceptions aux machines de rodage vertical. Il existe des rodeuses de chemise de carter moteur dont l'axe d'outil est horizontal. Sur ces machines, il est impossible de monter l'outil sur une rallonge permettant l'auto alignement du rodoir dans l'alésage. Le rodoir est donc monté de manière rigide dans l'emmanchement de la broche. Dans ce cas, le rodage est réalisé sur le même posage de pièce que pour l'alésage.

### 1.3.2.3. Les principaux mouvements (translation rotation)

Le mouvement de translation axial a jusqu'à présent été réalisé par un ou plusieurs vérins hydrauliques pilotés par un distributeur proportionnel assurant une vitesse quasi constante. Ce système a l'intérêt d'être très robuste. Les masses en mouvement et les efforts de coupe n'empêchent pas le système de suivre sa trajectoire. On voit maintenant apparaître des mécanismes de vis à bille et des moteurs linéaires sur les machines les plus modernes.

La figure 18 schématise le choix des points d'inversion du mouvement de battement en fonction de la hauteur de la chemise  $H_f$  et de la hauteur des pierres abrasives  $H_r$ . Le taux maximal de sortie du rodoir est d'environ un tiers de la hauteur des pierres.

La course de battement pour un moteur standard est comprise en 130 et 190mm. Les vitesses de battement généralement observées sont de l'ordre de 15 à 25m/min. La période de battement est proche de 1 seconde. Ce rythme rapide nécessite beaucoup d'énergie. Le mouvement de battement est la plus importante source de consommation énergétique de la machine de rodage.

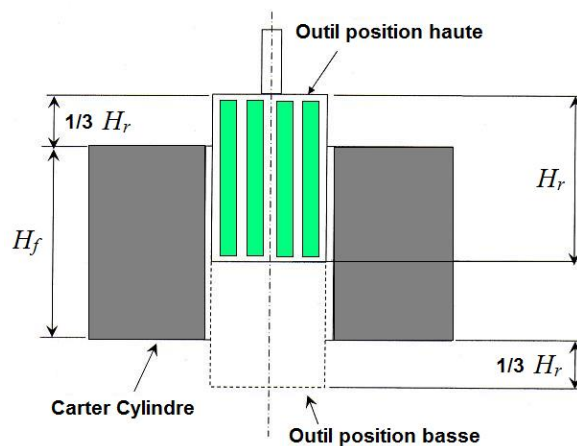


Figure 18 : Mise en place des paramètres de la course de battement avec les points d'inversion.

La rotation de l'outil est transmise par cannelure et chaîne depuis un motoréducteur monté en parallèle à l'axe de la broche. Le moteur asynchrone de la rotation de broche est piloté pour avoir une vitesse de rotation constante.

### 1.3.2.4. L'axe d'expansion

Le système d'expansion est la particularité propre aux broches de rodage. L'actionnement de l'expansion du rodoir se traduit par le déplacement d'un « poignard » qui vient pousser la came du rodoir pour écarter les porte-pierres. Il existe deux systèmes d'actionneur pour réaliser ce mouvement du poignard : les systèmes hydrauliques et les systèmes électromécaniques, comme représenté en figure 19.

- Les systèmes d'expansion hydrauliques équipent les machines de rodage depuis leur origine. L'actionneur est un vérin hydraulique. Il est embarqué dans la broche directement dans l'axe de l'outil. La tige de vérin actionne directement le poignard. L'effort de coupe est donc donné par la pression hydraulique d'alimentation du vérin.
- Les systèmes d'expansion électromécaniques sont apparus avec les commandes numériques. Le système de base n'a pas pu être breveté, car il est simplement composé d'un moteur électrique monté sur un réducteur et une vis à bille à pas fin permettant de transformer la rotation en translation. En revanche certaines techniques de détection de mise en contact rapide des pierres ont été brevetées [17]. Le rapport de réduction doit

être important pour réaliser de très faibles déplacements du poignard avec une force importante. La mise en œuvre mécanique est plus délicate que le vérin, mais le système s'intègre à la broche. Les systèmes d'expansion électromécaniques sont pilotés en position. La consigne de position est souvent exprimée en  $\mu\text{m}$  et correspond en absolu à un diamètre ou en relatif à une avance des supports de pierres abrasives. Pour une commande en vitesse, le système exécute des incréments de position à intervalles réguliers.

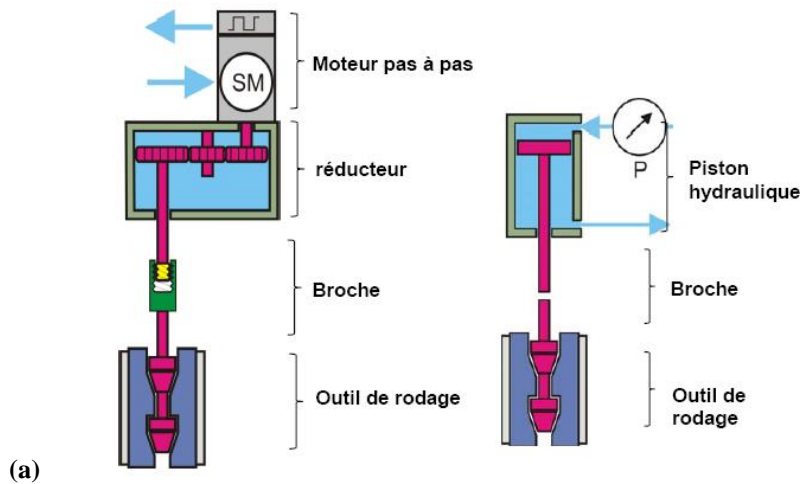


Figure 19 : Schéma du dispositif d'expansion (a) électromécanique, (b) hydraulique.

La figure 20 représente la solution technique retenue par Gehringer pour actionner des rodoir à double expansion, avec une expansion électromécanique et une expansion hydraulique.

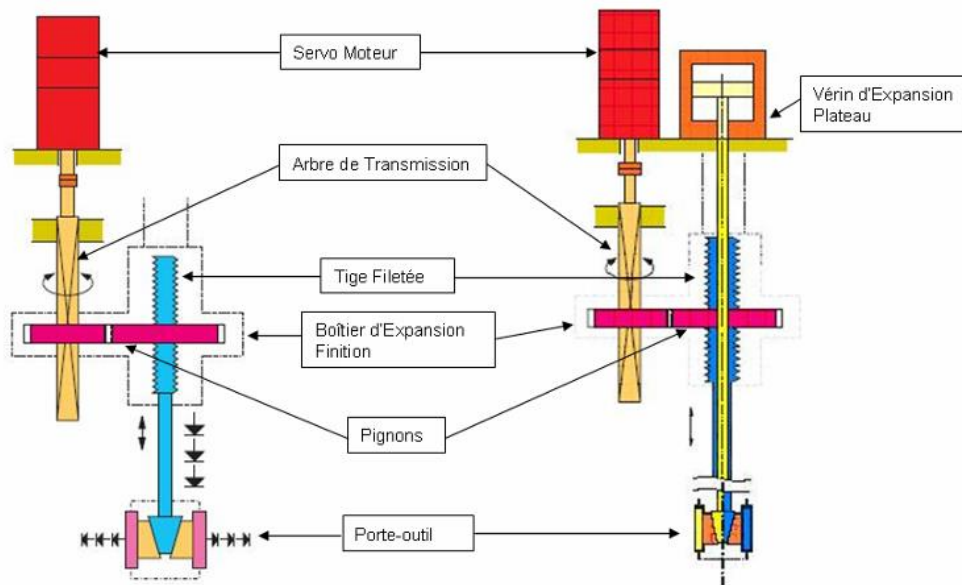


Figure 20 : Schéma du dispositif (a) d'expansion électromécanique et (b) à double expansion.

Il est important de noter que l'utilisation de systèmes d'expansion hydrauliques permet de contrôler l'effort d'expansion alors que les systèmes d'expansion électromécaniques permettent de contrôler la position des supports de pierre. Le diamètre observé de l'avance de l'expansion n'est pas forcément identique au diamètre de travail réel de l'abrasif, car l'usure de l'abrasif n'est pas prise en compte. En revanche, la mesure in-process présentée dans le paragraphe suivant, donne une mesure réelle du diamètre du fut. L'ordinateur de la commande numérique peut alors calculer l'usure de l'abrasif en comparant l'évolution du diamètre réel et l'avance des supports de pierre.

### 1.3.2.5. Le système de mesure in-process

Le système de mesure in-process est une spécificité du rodage. Comme son l'indique la mesure du diamètre du fût est réalisée en temps réel au cours de l'opération. Le principe de fonctionnement décrit en figure 21 repose sur la technologie de mesure par fuite d'air. Ici, le tampon de mesure est le rodoir. Il est équipé de deux buses de soufflage calibrées et diamétralement opposées. Le débit d'air fuyant par une buse augmente quand la paroi opposée s'éloigne. La pression pneumatique d'alimentation des buses est proportionnelle au diamètre local du fût. Ce procédé de mesure précis à l'intérêt de ne pas être trop perturbé par l'environnement de travail du rodage.

La mesure in-process doit être étalonnée régulièrement, car en général c'est l'obtention du diamètre cible par la mesure qui déclenche la fin du cycle de rodage. L'étalonnage est réalisé en plaçant le rodoir dans une bague étalon de diamètre connu et en effectuant une remise à zéro du convertisseur de pression.

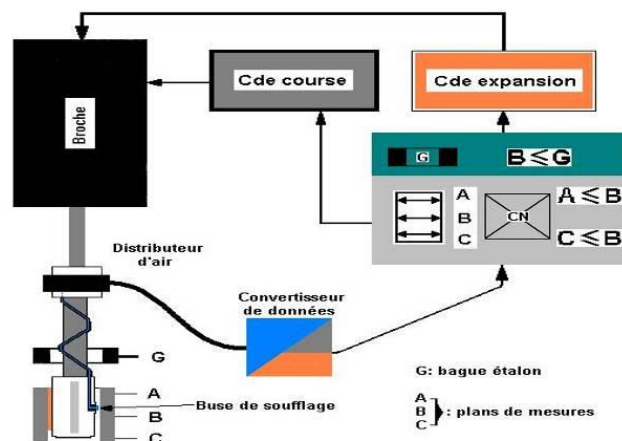


Figure 21 : Principe du système de mesure in-process du Diamètre par soufflage.

Au cours du cycle, le rodoir est animé d'un mouvement de rotation et de battement, donc le diamètre mesuré par les buses de soufflage se déplace dans le fût. L'ordinateur de la commande numérique échantillonne cette mesure en fonction de la position verticale des buses dans le fût. Il mémorise ainsi trois diamètres correspondant à trois altitudes (A, B, C) dans le cylindre. La comparaison de ces trois diamètres permet d'estimer la cylindricité du fût en cours de rodage.

Il est possible de programmer la machine pour diminuer les écarts entre les trois diamètres. Le programme déclenche alors des cycles spécifiques permettant de corriger le défaut de forme calculé au début de l'opération. Ce mode de fonctionnement est dit « macro-forme », il équipe de manière optionnelle les machines Gehring et Nagel.

### 1.3.2.6. Commande numérique

La commande numérique d'une machine de rodage se différencie des commandes classiques de machine-outil, car la scrutation de la mesure in-process et les modifications de paramétrage à la volée nécessitent un processeur très rapide.

A la différence d'une programmation de MOCN (machine-outil à commande numérique), le régleur ne programme pas une trajectoire, il paramètre un cycle prédéterminé par le constructeur de la machine.

Les variables d'entrée du rodage peuvent être représentées sous forme d'un système de paramètres machine et de variables process, comme l'illustre Fritz Klocke [18] dans la figure 22.



Les opérations de rodage ne durent jamais plus d'une minute, pourtant le réglage d'un cycle de rodage repose sur presque trois cents paramètres. Actuellement, les machines nécessitent de très longues mises au point. Seuls, les experts en rodage arrivent à mettre au point ce procédé grâce à leurs connaissances empiriques.

Les algorithmes régissant le déroulement du cycle seront présentés dans la partie simulation du rodage.

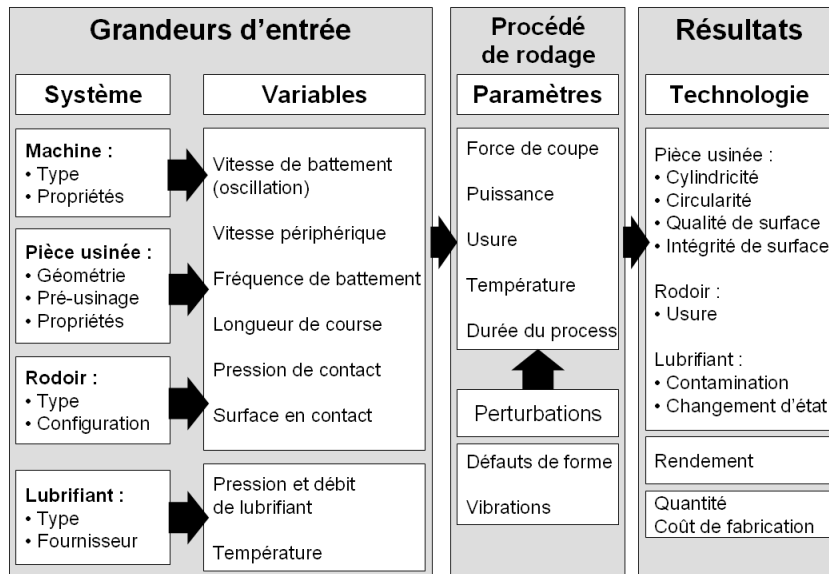


Figure 22 : Variables d'entrée et résultats du rodage [18].

### 1.3.3.L'opération de rodage

En général, la finition d'un fût par rodage, après une opération d'alésage, se décompose en trois étapes :

- une phase d'ébauche ;
- une phase de finition ;
- une phase de finition plateau.

La figure 23 représente les enlèvements de matière de chaque étape suivant la direction radiale du fût. Le plus gros de la matière est enlevé dans une première étape, permettant de corriger la forme. Ensuite les étapes de finition et finition plateau permettent d'améliorer la microtopographie de la surface (diminuer la rugosité).

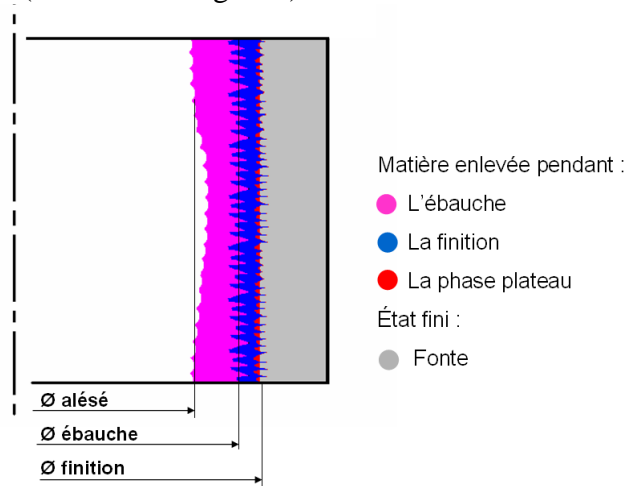


Figure 23 : Enlèvements de matières induit par les différentes opérations de rodage.

Chaque étape ayant des spécificités, nécessite un type d'abrasif particulier. Il n'existe pas d'abrasif permettant de réaliser à la fois un fort enlèvement de matière et une rugosité très fine. Il est donc cohérent de séparer ces étapes pour améliorer les performances globales du processus.

### 1.3.3.1. Le cycle d'ébauche

L'opération d'ébauche est généralement effectuée avec des abrasifs à gros grains et de plus en plus fréquemment en diamant avec un liant métallique. Elle a pour objectif d'enlever un maximum de matière pour atteindre un diamètre donné avec un défaut de forme maîtrisé.

Un système de mesure par soufflage intégré au rodoir permet de mesurer le diamètre réel du fût pendant le cycle de rodage. La fin du cycle de rodage est donnée lorsque la mesure moyennée atteint la valeur de la cote de consigne.

La cote visée en ébauche correspond à peu près à la cote finale augmentée de deux fois la rugosité visée en ébauche. L'objectif est de retirer le maximum de matière en ébauche pour minimiser le volume de matière à enlever en finition. Cependant, il faut laisser suffisamment de matière pour que la finition puisse complètement effacer les traces des pierres d'ébauche.

Pour un rodage ébauche efficace, il est préconisé d'employer un rodoir permettant de mettre un maximum de pierres, pour avoir une surface abrasive importante.

La figure 24 donne le chronogramme des variables machine au cours d'un cycle de rodage ébauche. On peut y observer l'évolution de la position verticale du rodoir, la vitesse de rotation de la broche, la position de l'expansion radiale des pierres et la mesure in-process du diamètre.

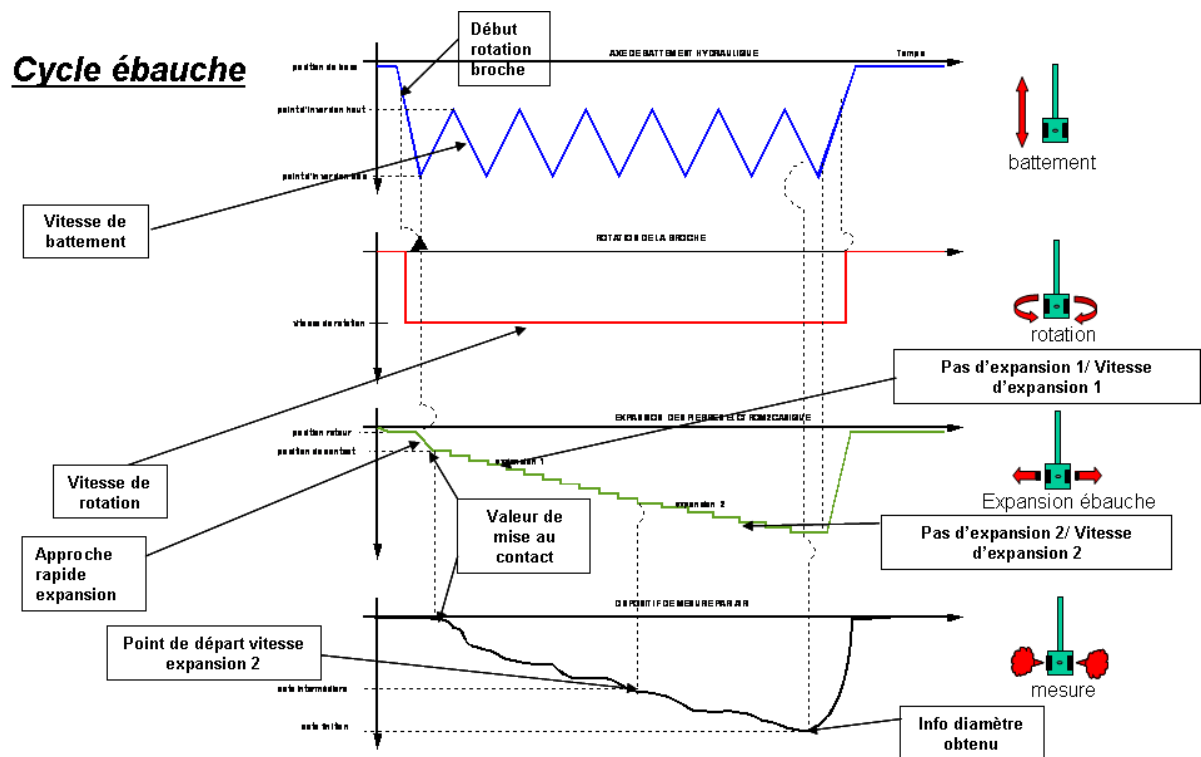


Figure 24 : Cycle de rodage ébauche.

Avant le début du cycle, le système de mesure est étalonné, le carter est serré et la lubrification est démarrée.

Le rodoir descend de sa position d'origine, le mouvement de battement démarre. La rotation est enclenchée dès que le rodoir a pénétré de 5mm.

Au premier passage par le point d'inversion haut, l'expansion est actionnée en vitesse rapide. Cette approche rapide des pierres s'arrête dès que la cote de contact abrasif est atteinte. Dès lors



l'expansion radiale passe en vitesse de travail rapide. La vitesse d'expansion est en réalité échantillonnée. Le système électromécanique d'expansion avance par pas de 1 à 2 $\mu$ m au diamètre suivant les machines. La progression incrémentale de la valeur de l'écartement des pierres permet de générer des petits à-coups propices à la régénération de l'abrasif. Le paramètre de vitesse d'expansion agit sur la fréquence d'incrément des pas de la mécanique d'expansion.

En général, en rodage ébauche on cherche à conserver la vitesse d'expansion rapide tout au long du cycle, c'est-à-dire jusqu'à l'atteinte de la cote finale. Cependant on observe souvent des déformations du carter pendant le rodage. Le calcul de cette déformation due aux efforts d'expansion a fait l'objet d'une simulation sous éléments finis de P. Covington [19]. Pour remédier à ce problème, les fabricants de machines proposent une réduction de la vitesse d'expansion à mi-cycle. L'expansion passe en mode travail à vitesse lente, dès que la mesure in-process atteint une valeur entrée par le régleur. Ce mode de travail déforme moins le carter cylindre que l'expansion rapide. Il permet de terminer la phase d'ébauche plus doucement pour rattraper les défauts de forme engendrés par la déformation du fût causée par l'effort d'expansion.

La fin du cycle d'ébauche est déclenchée quand la mesure in-process atteint le diamètre de consigne. La rotation est arrêtée quand le rodoir est sorti de quelques millimètres au-dessus du fût.

### 1.3.3.2. Le cycle de finition et plateau

L'opération de finition, généralement réalisée avec un abrasif à grains fins, a pour objectif de texturer la surface du fût (ou chemise). En fait cette texturation est issue de la striation de la surface par les abrasifs. La texture avec stries croisées est due à la combinaison du mouvement de battement du rodoir et de sa rotation sur le même axe. L'opération dure approximativement 30 secondes par fût. La cote moyenne atteinte doit être très proche de la cote finale.

L'opération de finition plateau permet d'écarter la surface obtenue en finition. Cette opération est très courte (4 à 8 secondes par fût), elle consiste à appliquer un abrasif à grains extra-fin, avec une faible pression de contact dans le fût.

En enlevant les crêtes du profil de surface obtenue en finition, on génère une surface ayant un profil type plateau / vallée améliorant les performances tribologiques du couple piston-segments / chemise.

Les deux opérations de finition et de plateau sont souvent réalisées successivement grâce à l'emploi d'un rodoir à deux expansions. La figure 25 représente les actions successives des deux expansions pour un cycle de rodage de finition et plateau.

L'utilisation d'un rodoir à double expansion a l'avantage de permettre les deux opérations avec des abrasifs à tailles de grains différentes sans changer d'outil. L'inconvénient lié au rodoir double expansion est qu'il limite le nombre de pierres actives par expansion, diminuant ainsi les performances d'enlèvement de matière.

Le cycle de rodage d'une opération de « finition plateau » est représenté par le chronogramme de la figure 26. Il est très proche du cycle de rodage ébauche puisque l'expansion électromécanique actionne les pierres abrasives de finition de la même manière que les pierres d'ébauche.

Avant le début du cycle, le système de mesure est étalonné, le carter est serré et la lubrification est activée. Comme pour l'ébauche, le rodoir descend de sa position d'origine, le mouvement de battement démarre. La rotation est enclenchée dès que le rodoir a pénétré de 5mm. Au premier passage par le point d'inversion haut, l'expansion est actionnée en vitesse rapide.

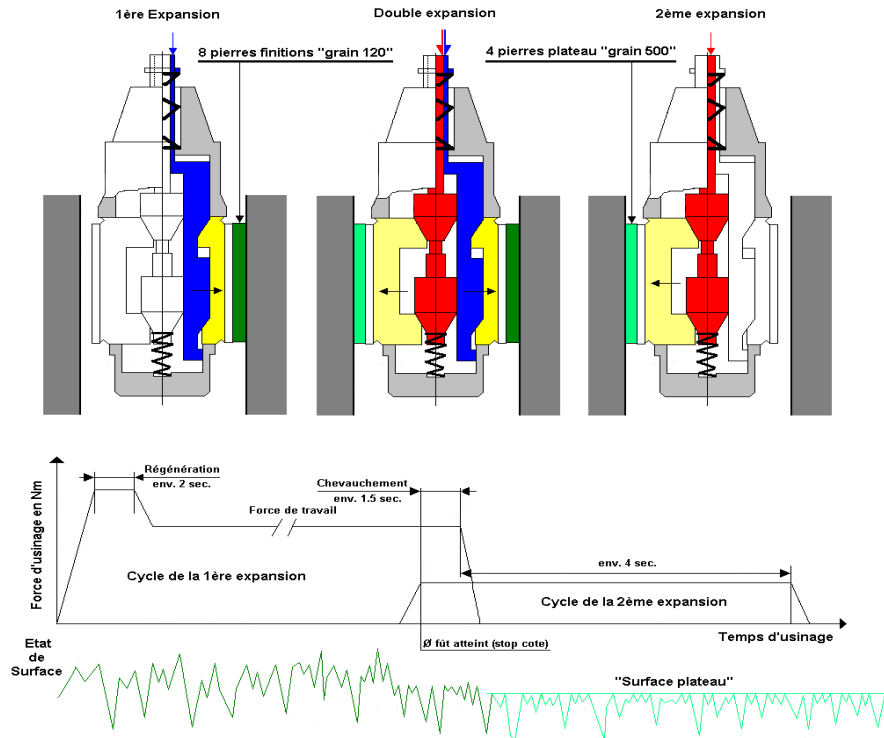


Figure 25 : Actionnement du rodoir double expansion pour cycle de finition et de plateau.

La différence remarquable porte sur les valeurs des vitesses d'expansion. La vitesse d'expansion est adaptée à des abrasifs en carbure de silicium à petits grains. Le passage d'une vitesse de travail rapide à une vitesse de travail lente est nettement moins marqué qu'en ébauche, voire inexistant, car les forces d'expansion en finition ne déforment presque pas le carter.

**Cycle finition/plateau**

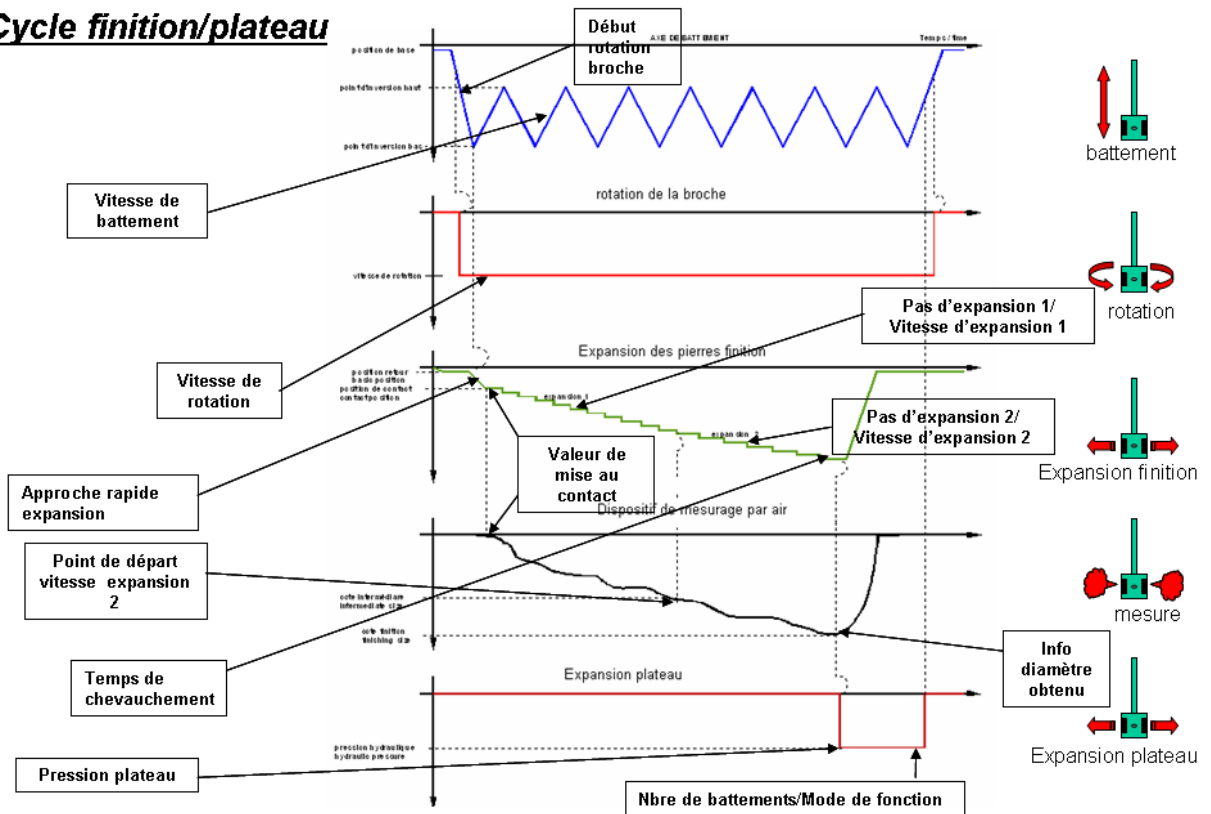


Figure 26 : Cycle de rodage finition et plateau.

Dès que la cote de finition est atteinte, l'expansion des pierres plateau est activée. Pendant un court instant, les deux jeux de pierre sont en travail simultanément. Ce chevauchement d'actionnement des expansions permet au rodoir de conserver parfaitement son axe de déplacement. Les pierres de plateau viennent prendre le relais pour le centrage de l'outil. Sans cette phase de chevauchement, le rodoir risquerait de perdre son axe de rotation et de translation. L'actionnement des pierres plateau est généralement réalisé par un système d'expansion hydraulique. L'intérêt de ce système est la parfaite régulation de la pression de travail des abrasifs quelle que soit la durée de la phase, en l'occurrence, très courte pour le plateau. L'objectif de la phase plateau est d'écarter la surface cylindrique. Cette action peut être menée rapidement, car seuls deux ou trois passages de pierre plateau suffisent pour écarter localement la micro géométrie. L'objectif de cette phase est donc de réaliser deux ou trois passages partout dans le fût. En général, l'écarterement de la phase plateau est homogène après 3 ou 4 battements du rodoir. Ce paramètre est réglé par l'opérateur. Il choisit soit une durée soit un nombre de battements pour déterminer la durée de la phase plateau.

A la fin de la phase plateau, la pression hydraulique d'expansion est coupée, entraînant la rétraction des pierres. Dès lors, le rodoir est remonté en position d'origine machine et l'opération est finie.

Ces étapes successives permettent d'obtenir une surface fonctionnelle dont il faut s'assurer de la qualité multi-échelle. La partie suivante présente les outils mis en œuvre pour mesurer la qualité.

## 1.4. Contrôle qualité des surfaces rodées

Dans un système piston/fût, une typologie particulière de surface est élaborée. Elle est composée des éléments suivants (cf. figure 27) :

- des stries croisées considérées comme des vallées de réserve d'huile ;
- des plateaux de glissement possédant de légères irrégularités. Ils ont pour fonction de s'user au contact des segments et d'user les segments de sorte que les formes respectives s'adaptent afin d'assurer l'étanchéité.

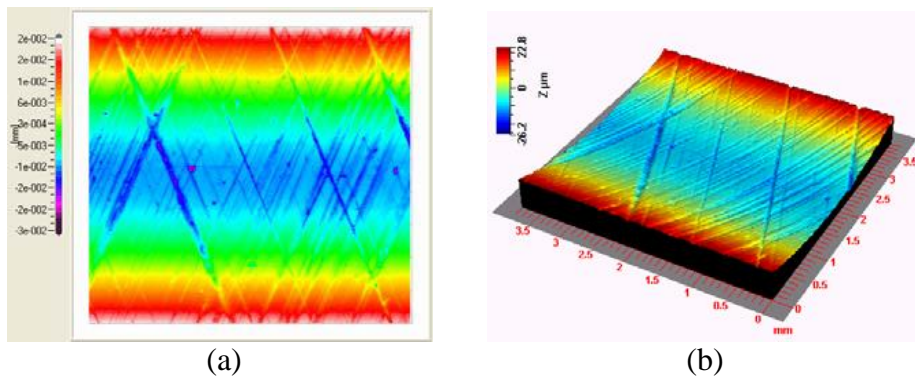


Figure 27 : Surface de fût de carter cylindre (a) Vue 2D, (b) Vue 3D.

Quelques études se sont intéressées à la détermination de l'importance de ces caractéristiques dans la fonctionnalité des surfaces des fûts de carter cylindre et ce, dans l'environnement du système tribologique Segment-Piston-Fût (SPF) de carter. Ces études sont basées sur des tests sur banc moteur ou des simulations numériques du contact SPF [20] via la résolution de l'équation de Reynolds [21]. La synthèse de ces travaux montre que :

- le frottement diminue en réduisant la rugosité de la surface rodée. Par ailleurs, une surface très fine ne possède pas la capacité de rétention d'huile et ne résistera pas aux débris d'usure. Le contact métal-métal (régime de lubrification limite) sera prédominant et pourrait conduire au grippage du moteur ;

- la striation de la surface augmente l'effet hydrodynamique sur les segments grâce aux pores de rétention d'huile formés notamment au croisement des stries.

Le contrôle de la surface obtenue par rodage nécessite, au préalable, la détermination des caractéristiques et le choix des limites (appelées aussi tolérances) de conformité de la surface et de la forme du cylindre. Le contrôle de la qualité des surfaces de fût de carter se base sur la caractérisation en trois niveaux décrits ci-dessous, à savoir la forme, la rugosité et l'aspect :

- le contrôle macroscopique du cylindre, qui consiste à analyser les écarts dimensionnels de forme entre le fût réel et un cylindre parfait ;
- le contrôle de la micro-géométrie passe par l'analyse de la topographie de la surface en termes de répartition des pics, des vallées, des défauts d'ondulation, de rugosité, de profondeur de striation, etc. ;
- l'aspect de surface peut être considéré comme une analyse mésoscopique de la surface. Ce contrôle repose sur l'étude de critères tels que l'angle de rodage, la densité des stries, leur distribution, leur typologie (stries résiduelles, stries de lubrification, stries plateau, stries parasites), l'interruption de stries, trous, irrégularités, etc.

### 1.4.1. Echelle macroscopique : forme du cylindre

Les diamètres des fûts sont mesurés par un comparateur SUBITO. Le zéro de la jauge micrométrique est défini à partir de la bague étalon de diamètre 76,005 mm puis trois relevés de diamètre sont réalisés dans le fût à trois niveaux du cylindre : point mort haut (PMH), point milieu (PM) et point mort bas (PMB). Le diamètre final sera la moyenne des mesures réalisées sur les trois niveaux présentés figure 28.

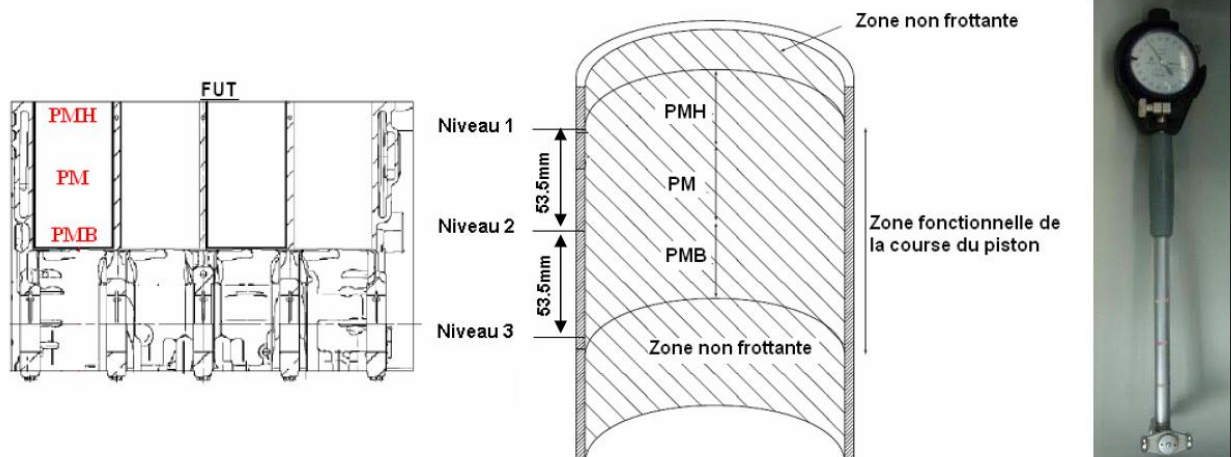


Figure 28 : Définition des zones fonctionnelles contrôlées (Point Mort Haut, Bas et Milieu) et le SUBITO.

L'étanchéité du système tribologique Segment-Piston-Fût (SPF) de carter dépend des écarts de forme des cylindres. Les écarts de circularité et de cylindricité sont contrôlés pour chaque moteur. Ils sont calculés à partir des profils palpés sur des portées cylindriques à trois niveaux du cylindre avec une machine de mesure 2D Mahr Modèle 1100 (cf. figure 29).

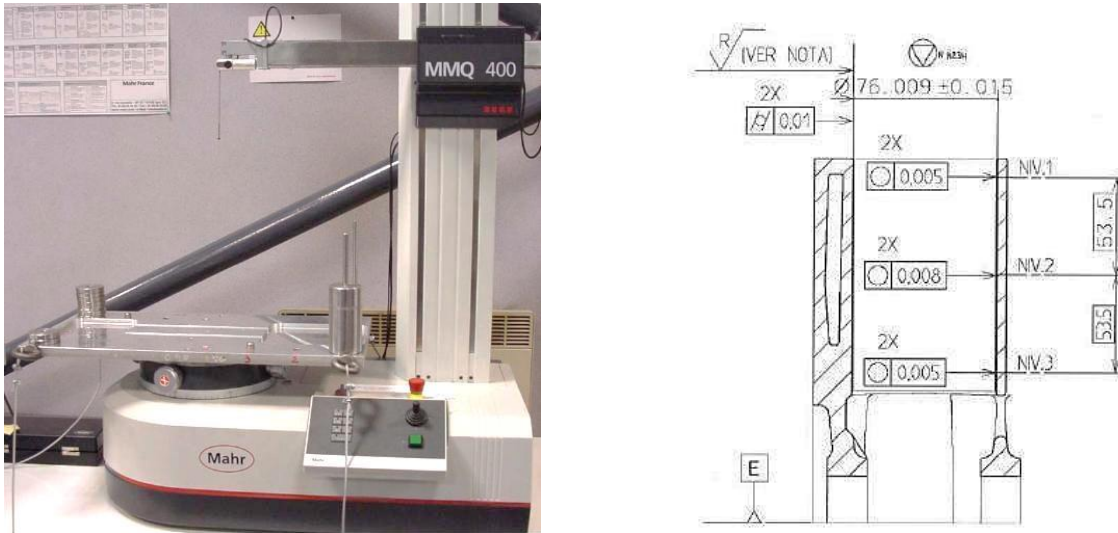


Figure 29 : Machine de mesure d'écart de forme MAHR.

### 1.4.2. Echelle microscopique : Topographie

La méthode la plus commune, qui est utilisée en ligne de production pour la caractérisation de la topographie des surfaces rodées, est basée sur l'analyse de la courbe de portance des profils topographiques. La courbe de portance décrit la variation du taux de longueur portante en fonction de la profondeur du profil. Le taux de longueur portante est défini comme étant le rapport entre la somme des longueurs portantes du profil de rugosité et la longueur d'évaluation.

Il existe, par ailleurs, une panoplie de paramètres extraits à partir de la courbe de portance. Conformément à la norme ISO 13565-2 [22], la surface est divisée en trois parties (figure 30) que sont :

- la zone de rodage caractérisée par le paramètre "Rpk" : les pics les plus saillants vont être usés et disparaître pendant les premières heures de fonctionnement. Une faible valeur de ce critère limitera d'autant le temps de rodage d'un moteur ;
- la zone de fonctionnement appelée aussi le noyau de rugosité est caractérisée par le paramètre "Rk". Elle représente la quantité de matière disponible à l'usure. Plus cette quantité est disponible, plus un moteur fonctionnera longtemps ;
- la zone de lubrification caractérisée par le paramètre "Rvk" détermine la profondeur des creux disponibles pour retenir le lubrifiant. L'absence ou la disparition des creux entraînera le grippage du moteur.

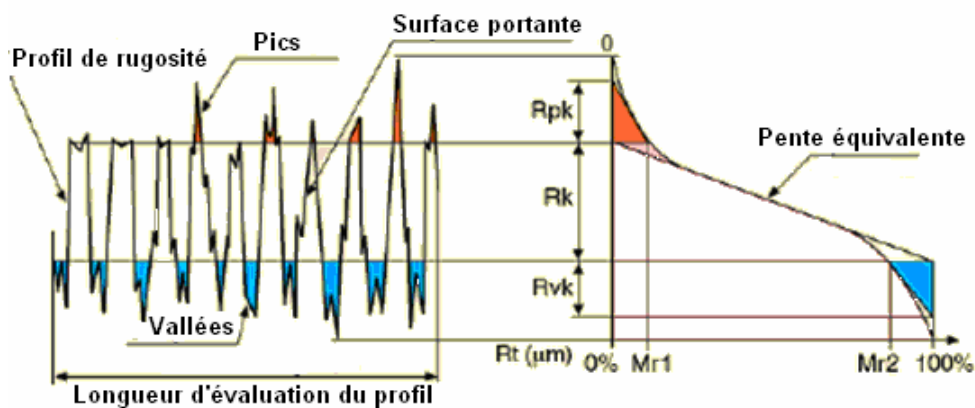


Figure 30 : Paramètre de la norme ISO 13565 définis à partir de la courbe de portance.

Les paramètres  $R_{pk}$ ,  $R_k$  et  $R_{vk}$  présentent l'inconvénient d'être corrélés entre eux. En effet, une simple réduction des pics de la surface implique une modification de la pente de la droite utilisée pour leur détermination. Pour cela, d'autres paramètres sont aussi utilisés par certains constructeurs automobiles. Ces paramètres sont définis dans la norme CNOMO [23] comme suit (cf. figure 31):

- Cr : critère de rodage défini entre les taux de portance à 1% et 45% ;
- Cf : critère de fonctionnement défini entre les taux de portance à 15% et 75% ;
- Cl : critère de lubrification défini entre les taux de portance à 45% et 99% .

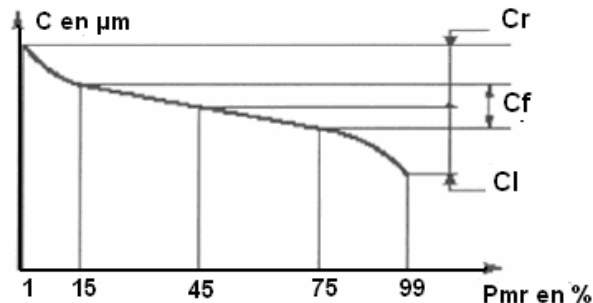


Figure 31 : Les paramètres CNOMO définis à partir de la courbe de portance.

A ce niveau, nous pouvons énumérer plusieurs références tentant de relier ces paramètres soit à la fonctionnalité de la surface [20] soit au procédé de fabrication [9] et [24]. Le point commun entre ces différents travaux est qu'ils se basent tous sur des séries d'essais sans pour autant construire une méthodologie d'analyse non empirique.

### 1.4.3. Echelle mésoscopique : texture de surface

Il n'existe pas une spécification précise de la texture de la surface obtenue par le process de rodage plateau. Les paramètres et les méthodes de contrôle de qualité utilisés ainsi que les tolérances choisies varient d'un constructeur automobile à un autre selon le cahier de charge imposé, le matériau usiné ou encore les conditions opératoires du process (rodage hélico glissant, rodage plateau...).

Les grandeurs issues des mesures de rugosité sont insuffisantes pour décrire la texture de la surface rodée et rendre compte de l'interaction avec le procédé de rodage. L'expert apporte, par un examen visuel approfondi, un complément de qualification de l'aspect de la surface en liaison avec son utilisation future. Cet examen, quoique qualitatif, représente souvent une synthèse de paramètres difficilement quantifiables par d'autres moyens.

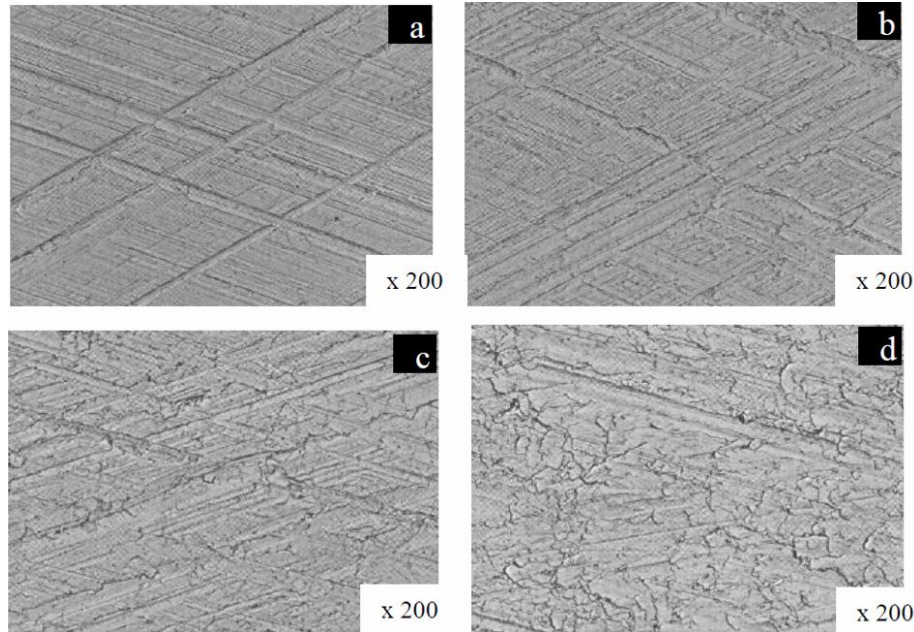
L'expert examine le cylindre à plusieurs échelles. Tout d'abord à l'œil nu, il apprécie le marquage des stries de la surface, puis il réalise un négatif de la surface à l'aide d'un fax film et le visualise au microscope électronique à balayage (MEB) à deux grossissements différents (x100 et x200) pour qualifier l'aspect des stries. Un jugement sur la qualité de l'aspect est rendu en le comparant à des photos MEB de références classées en quatre types numérotés d'un à quatre. Ces quatre classes sont définies comme suit :

- Type1 (Q1): Stries bien croisées et bien marquées ;
- Type2 (Q2): Stries croisées et marquées avec présence de languettes de tailles inférieures à celles des stries de lubrification ;
- Type3 (Q3): Stries croisées et peu marquées avec recouvrement partiel des stries de lubrification par des languettes ;
- Type4 (Q4): Stries peu marquées recouvertes de languettes et de manteaux de tôle.



Il est important de noter que la définition de ces critères est subjective. La figure 32 montre une image microscopique du fax film de surface appartenant à chacune de ces classes. Les aspects de surface correspondant aux types 1 et 2 sont jugés « acceptables » alors que ceux correspondants aux types 3 et 4 sont jugés « non conformes ».

L'expert apprécie donc la qualité de l'aspect par une analyse tridimensionnelle et à différentes échelles.



**Figure 32 : Les différentes qualités d'aspect de surface pour le constructeur Renault : (a) Type 1, (b) Type 2, (c) Type 3 et (d) Type 4.**

La cotation industrielle de l'aspect des surfaces est fixée par un expert suite à un examen visuel des fax-film. La caractérisation de l'aspect textural d'une surface nécessite une vue tridimensionnelle de celle-ci. En effet, la majorité des défauts d'aspect sont des défauts locaux et ne peuvent pas être entièrement caractérisés - notamment en densité et en répartition - par des mesures bidimensionnelles. Depuis quelques années, l'évolution des moyens de calcul vers des moyens plus puissants et plus rapides ainsi que le développement de techniques d'analyse d'images plus avancées permettent le contrôle de l'aspect de surface par l'acquisition d'images 3D. A ce titre, plusieurs méthodologies ont été développées afin d'extraire des paramètres objectifs et quantitatifs des différentes caractéristiques d'aspect des textures de surfaces obtenues par rodage.

L'aspect de surface rodée se traduit alors par deux composantes distinctes :

- la première est textuelle qui précise la texture des stries en termes de profondeur (stries résiduelles, stries de lubrification ou stries de portance), de disposition (distribution et croisement des stries quantifié par l'angle de rodage) et de densité surfacique ;
- la seconde est générique qui décrit les défauts texturaux tels que les porosités, les fissures, les facettes, manteaux de tôles, etc. [25].

Beyerer a développé un modèle permettant de séparer ces deux composantes de l'aspect et ainsi de détecter les principaux défauts texturaux [26]. La surface rodée est modélisée par la superposition aléatoire de lignes de stries et justifiée par la nature stochastique des grains abrasifs. Tous ces travaux ont fait l'objet de la thèse de Leila Sabri [27].

## 1.5. Technologies des moyens industriels de rodage

Cette partie présente dans un premier temps les critères permettant d'analyser les performances des machines de rodage dédiées à la finition de chemise de carter cylindre, pour ensuite établir une comparaison des machines existantes dans l'entreprise Renault. Enfin nous verrons comment l'unité élémentaire de rodage (la broche) est adaptée pour réaliser les opérations en série sur une ligne de fabrication.

### 1.5.1. Performances des axes

Les axes de la machine sollicités pendant l'opération de rodage sont au nombre de trois : la rotation qui donne la vitesse tangentielle de coupe, le battement qui donne la vitesse axiale de coupe et l'expansion qui donne la vitesse radiale de coupe ou la pression de contact des pierres abrasives sur la surface cylindrique.

La rotation est pilotée en vitesse. En général, une consigne de vitesse constante est paramétrée pour chaque étape du cycle de rodage.

Le début de la rotation de la broche s'effectue pendant la descente du rodoir. Ce démarrage rapide dimensionne la motorisation plus que le couple et la vitesse nécessaires à la coupe en rodage. On retrouve donc des moteurs de rotation avec une puissance effective nettement supérieure à la puissance de coupe. Ce surdimensionnement a l'intérêt de pouvoir envisager de roder n'importe quel diamètre. Mais plus le diamètre est grand, plus le rodoir a un grand nombre de pierres, plus il faut un couple important et une fréquence de rotation plus faible pour rester à la vitesse de coupe optimale. De plus, l'augmentation de l'angle de rodage diminue la vitesse de rotation et augmente la vitesse de battement pour conserver la vitesse de coupe optimale.

En plus d'avoir un démarrage rapide, le moteur de rotation doit idéalement avoir un fort couple à bas régime pour pouvoir s'adapter simultanément au rodage de grand diamètre avec un angle de striation important.

Le pilotage du battement est complexe, car la trajectoire suivie n'est pas linéaire. La recherche d'une texture (avec un angle de strie) homogène sur toute la hauteur du cylindre implique la recherche d'une vitesse de translation constante sur toute la course. La consigne de position correspond donc à un signal triangulaire ayant l'amplitude de la course de battement. L'inversion du mouvement au bout de course de battement est donc très dynamique. En réalité le paramètre d'accélération d'inversion est réglable. Il est également possible d'insérer des temporisations en bout de course. La figure 33 représente des trajectoires de la position verticale. On constate que pour le même nombre de battements, le temps de cycle est plus important pour le battement à faible dynamique (courbe verte,  $5\text{m/s}^2$ ).

Pour caractériser l'axe de battement, il faudra analyser l'accélération maximale atteignable en fonction des vitesses de consigne. Cette étude sera menée dans le cadre de la caractérisation physique du moyen de rodage.

Les deux types d'expansion, hydraulique et électromécanique, sont difficilement comparables. L'expansion hydraulique est caractérisée par la dimension du vérin d'actionnement ainsi que la pression d'alimentation admissible.

L'expansion électromécanique est caractérisée par ses vitesses d'avance maximale et la taille de ses incréments de position minimaux. Sur cet axe une notion de précision peut faire partie des critères.



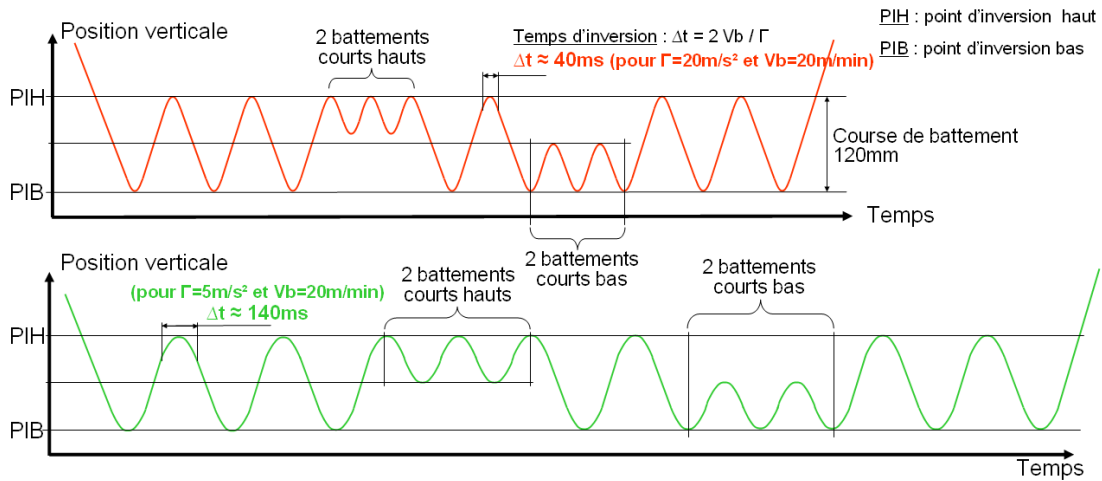


Figure 33 : Position axiale de battement en fonction du temps.

### 1.5.2. Comparaison de l'architecture des moyens industriels

Les deux principaux constructeurs de machine de rodage sont les industriels allemands Gehring et Nagel. Chaque constructeur a sa propre architecture de broche. Sur la figure 34, l'architecture type Gehring est représentée. La broche est entraînée en battement par un vérin en position supérieure. La rotation est transmise par cannelure. Sur les broches Gering à double expansion, le vérin d'expansion hydraulique est situé sur le chariot vertical. En revanche, le moteur électrique d'expansion électromécanique transmet un mouvement de rotation par cannelure jusqu'à un boîtier d'expansion intégré au chariot axial.

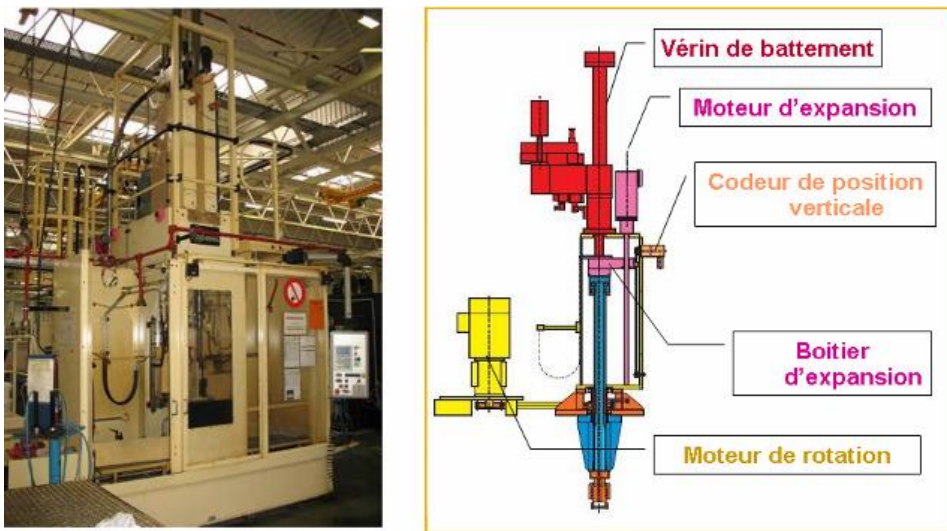


Figure 34 : Architecture de broche Gehring.

La figure 35 représente l'architecture type Nagel. Comme pour Gehring, le moteur de rotation entraîne par chaîne et pignon interposés l'arbre cannelé constituant la broche. Le chariot vertical est actionné par deux vérins de part et d'autre de l'axe de la broche. L'intérêt de ce montage réside dans sa compacité. L'inconvénient majeur est que le moteur d'expansion électrique et le vérin hydraulique d'expansion sont intégrés au chariot de translation axiale. Le moteur subit les à-coups des inversions du mouvement de battement en bout de course. Les deux types d'architectures utilisent des vérins hydraulique pilotés en position pour l'axe de battement. Elles sont toutes les deux optimisées en terme d'encombrement en largeur pour permettre l'intégration en ligne de deux broches avec un entraxe réduit.

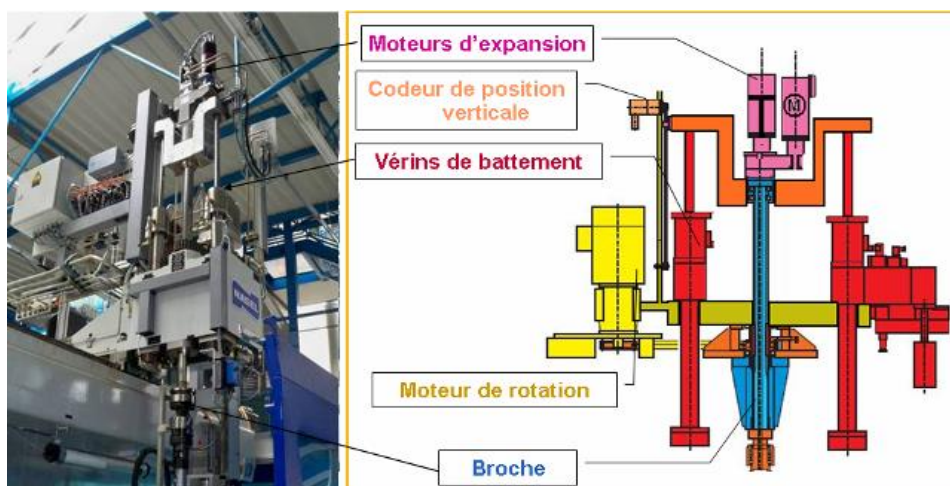


Figure 35 : Architecture de broche Nagel.

Le concept Gehring est cependant plus encombrant en hauteur puisque le vérin est placé en partie supérieure de la machine. Les différences de performances dynamiques seront étudiées dans la partie caractérisation physique du rodage.

### 1.5.3. Intégration en ligne de production et flexibilité

Les installations grandes capacités sont optimisées pour la production d'un seul type de moteur. Une machine industrielle de rodage des carters de moteur intègre un nombre important de broches. En général, les postes où sont effectuées les opérations d'abrasion sont équipés de deux broches pour augmenter la productivité. La figure 36 représente une machine à huit broches courante pour la finition des carters de moteur à quatre cylindres. Le faible entraxe entre deux broches permet d'exécuter simultanément l'opération de rodage sur deux cylindres d'un même carter. Ainsi, après le poste de contrôle dimensionnel d'entrée, le premier poste est consacré à l'ébauche des fûts 1 et 3, le deuxième poste est consacré à l'ébauche des fûts 2 et 4. Le même schéma est reproduit pour la finition. En fin de ligne, un poste est dédié au contrôle dimensionnel. Les diamètres mesurés sont codés et gravés tel un détrompeur sur le côté du carter. Cette classification des diamètres permet l'appairage des pistons et segments à l'assemblage.

Ce type de machine est assimilable à une machine-transfert dédiée au rodage des fûts. Le transfert des pièces d'un poste à l'autre est assuré par un système du type pas de pèlerin. Le schéma de la figure 36 représente une ligne de production capable de produire un carter cylindre toutes les 40 secondes, ce qui porte sa capacité à 450 000 unités par an. Ce type de machine représente un investissement de plus de 2 000 000€.

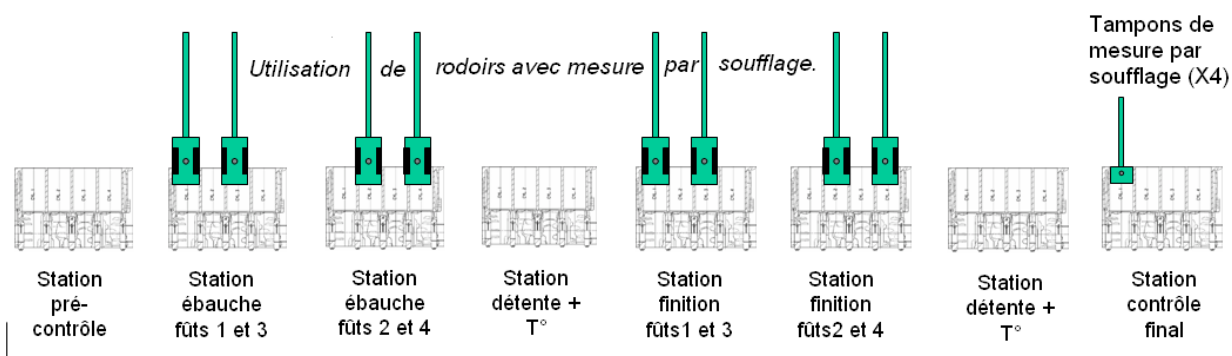


Figure 36 : Exemple de ligne de rodage (8 postes – 3 en cours).

Actuellement ces machines ne sont pas équipées de changeur automatique d'outil et le convoyeur est dédié à un seul type de carter. On convient donc de dire que ces machines ne sont pas flexibles en terme de capacité et en terme de diversité des pièces.

## 1.6. Conclusion

A travers ce premier chapitre bibliographique, nous avons présenté les spécificités fonctionnelles de la surface rodée. L'optimisation de la glissière formée par le piston et les segments dans la chemise repose sur des critères de qualité multi-échelle de la surface cylindrique. La géométrie, la micro-géométrie et l'aspect de surface doivent répondre à des exigences définies par le bureau d'étude. Ces exigences ne peuvent être atteintes que par le procédé spécifique de rodage par abrasion. L'étude bibliographique montre que le choix des abrasifs est complexe car il conditionne la qualité micro-géométrique obtenue. Le procédé de rodage consiste à mettre en mouvement les abrasifs pour réaliser un enlèvement de matière permettant d'atteindre la qualité de surface requise.

L'actionnement des abrasifs suivant trois axes est réalisé par un dispositif tout à fait spécifique complètement décrit dans ce premier chapitre. L'industrie de production de masse impose que les moyens de rodage soient particulièrement optimisés pour satisfaire les cadences de fabrication. La réponse des fournisseurs de moyens de rodage à ces exigences est basée sur des technologies précisément dimensionnées pour une opération définie. Les machines actuelles sont donc complètement dédiées à un seul type de moteur et conçues pour être intégrées dans une ligne de production non flexible.

Au regard de l'existant décrit dans ce chapitre, la recherche de flexibilité soulève l'interrogation de la nécessité du déploiement d'une technologie aussi pointue et dédiée pour le procédé de rodage des carters cylindres. Dans le chapitre suivant nous allons développer un moyen de simuler le procédé afin d'analyser finement les performances requises pour le rodage. La simulation doit mettre en évidence l'influence des paramètres cinématiques du procédé sur les différentes échelles de qualité des surfaces rodées en vue d'élaborer le cahier des charges d'une machine flexible de rodage.

## 2. Simulation du procédé de rodage

### 2.1. Introduction

L'étude bibliographique de la première partie a mis en évidence les spécificités du rodage de carter cylindre. Ce procédé de rodage par abrasion n'est pas aussi bien maîtrisé que les procédés classiques de coupe des métaux. Contrairement aux procédés d'usinage, il n'existe pas de simulateur virtuel en rodage pour aider à la mise au point. La mise au point du procédé de rodage est longue et onéreuse à l'heure actuelle, car elle nécessite de nombreux essais grandeur nature. Un logiciel type FAO permettant une pré mise au point virtuelle permettrait de gagner en temps lors du démarrage de ligne. Le réglage d'un grand nombre de paramètres pourrait ainsi se faire sur le logiciel prédictif. Cet outil numérique de mise au point du procédé est un moyen d'augmenter la flexibilité du procédé en réduisant les durées d'essais de réglage du moyen.

De nombreuses publications abordent le rodage sous des aspects microscopiques, mais il n'existe pas de loi d'enlèvement de matière généralisée telle que les lois de Merchant ou Taylor en usinage par coupe. Nous avons souhaité disposer d'un logiciel qui permette de prédire la qualité des surfaces obtenues en fonction des paramètres du procédé. Pour cela la principale difficulté a été l'élaboration d'un modèle d'abrasion qui lie les différentes échelles impactées par le procédé (micro-, macro- et mésoscopique).

Nous verrons dans la première partie de ce chapitre, l'élaboration du modèle d'enlèvement de matière par abrasion, fruit d'une réflexion transverse aux données de la littérature et à l'expertise du métier de rodage dans l'entreprise Renault. Ce modèle a pour originalité d'interpréter l'action des abrasifs à toutes les échelles. Dans cette première partie, nous présentons également la méthode de discrétisation spatio-temporelle adaptée à ce modèle original ainsi que les différents modules constituant les « briques élémentaires » du logiciel. L'organigramme général de la simulation présenté à la fin de cette partie montre comment les différents modules sont enchaînés pour simuler soit le mode d'expansion électromécanique soit le mode d'expansion hydraulique.

Ensuite, en deuxième partie de ce chapitre, nous décrivons la mise en œuvre et le calibrage du logiciel avec quelques résultats témoins pour comprendre le fonctionnement de la simulation. Nous présentons également toutes les fonctionnalités disponibles aussi bien au niveau de la génération des trajectoires qu'au niveau des expansions.

Enfin, nous donnons en troisième partie, les résultats obtenus pour quelques plans d'expériences virtuelles menées avec la simulation de rodage. Avec l'exploitation du seul modèle cinématique, nous étudions le pouvoir de recouvrement de l'opération. Avec l'exploitation du modèle complet, nous présentons des études de forme, de rugosité et d'aspect des surfaces texturées.

## 2.2. Modélisation du rodage

Le procédé de rodage des fûts par abrasion a fait l'objet d'une modélisation analytique dans l'étude de T. Ueda, A. Yamamoto [14] dans les années 80. Cette étude propose une approche géométrique du rodage, mais les pierres abrasives y sont représentées par des arêtes de coupe. De plus, les trajectoires de battement sont considérées comme idéales (avec accélération infinie). Ces approximations ne permettent pas de prendre en compte les phénomènes liés à la largeur de travail de la pierre, à l'angle de striation et aux inversions du mouvement de battement. Nous proposons dans cette étude d'utiliser une méthode de discrétisation spatio-temporelle pour décrire les actions physiques mises en œuvre dans le procédé quel que soit le paramétrage du cycle de rodage.

### 2.2.1. Représentation des géométries

Toute simulation mécanique du réel commence par l'établissement d'un modèle représentant les éléments géométriques. Les pièces en action sont généralement représentées par un maillage permettant une discrétisation spatiale. Dans le cas de la simulation du procédé de rodage, il est nécessaire de représenter deux éléments : la pièce usinée, dans notre cas, le carter cylindre et plus précisément la surface cylindrique de la chemise, et l'outil de rodage avec ses pierres abrasives.

Dans cette partie, nous verrons tout d'abord le choix d'une modélisation adaptée et ensuite son application à la chemise et au rodoir.

#### 2.2.1.1. Choix du type de maillage : discrétisation spatiale

L'approche globale développée dans l'étude de P. Covington [19] a pour but de calculer la déformation du carter pendant l'opération de rodage. Le calcul en éléments finis repose sur un maillage tétraédrique de la pièce carter représentée en figure 37 et sur l'application de conditions aux limites reproduisant les efforts de bridage et de coupe. Cependant, il est difficile de modéliser l'effort de coupe appliqué par les pierres abrasives sur le fût à cause des mouvements combinés de rotation et de battement. L'article propose de simplifier le modèle d'action des pierres abrasives en considérant que seules deux pierres diamétralement opposées travaillent. Une autre hypothèse simplificatrice utilisée consiste à appliquer à l'intérieur du fût une pression homogène représentant l'effort radial d'expansion. Cette méthode permet de bien analyser la déformée du fût, mais ne peut pas prédire la qualité de la surface.

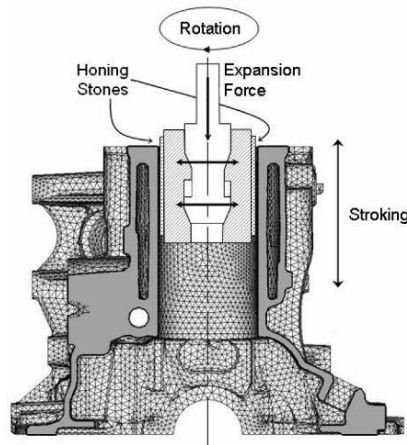


Figure 37 : Maillage 3D du carter cylindre [19].

### 2.2.1.2. Représentation de la surface à roder

La modélisation du rodage est basée ici sur une représentation surfacique. Nous avons développé un modèle cognitif permettant d'ajouter des renseignements sur la micro géométrie de la surface. En effet, le rodage modifie la surface à plusieurs échelles. Il est essentiel pour pouvoir interpréter les actions du rodage à toutes ces échelles. Le maillage en trois dimensions convient si les géométries évoluent de la même manière suivant les trois axes. Dans le cas de l'opération de rodage, le rayon ou le diamètre du fût varie de quelques microns alors que la surface totale du cylindre est de plusieurs cm<sup>2</sup>. Le maillage surfacique est parfaitement adapté à l'étude.

Nous avons donc choisi un maillage des surfaces impliquées en forme de quadrillage appliqué sur le cylindre comme le montre la figure 38. Ce choix permet d'employer des matrices dans lesquelles chaque cellule représente une caractéristique de l'élément de surface associé.

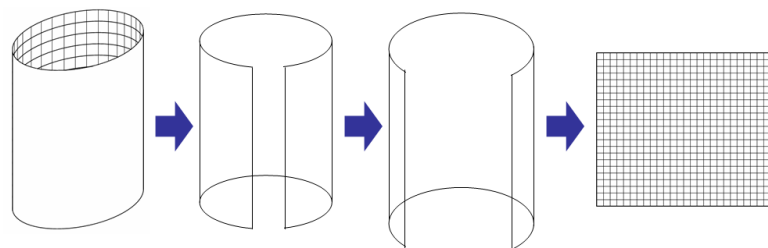


Figure 38 : Maillage surfacique d'un cylindre.

La principale et première caractéristique associée à chaque case du quadrillage est la position radiale moyenne de l'élément de surface cylindrique par rapport à l'axe idéal du cylindre ou par rapport à la surface finie idéale. Cette cote radiale représente pour le fût le rayon observable / palpable par une machine de mesure de défaut de forme en cylindricité (type Mahr). Pour l'outil, cette cote représente le rayon actif des pierres abrasives en contact avec la chemise.

Pour simplifier les calculs, nous avons émis l'hypothèse de très faible évolution du diamètre. En effet, l'augmentation excède rarement 1/10 de mm alors que le diamètre nominal est proche de 70 mm. La variation du rayon d'action entraîne l'augmentation de la surface projetée de la maille (ou du carreau). La figure 39 présente le principe fondamental de l'hypothèse de faible évolution du rayon de rodage.

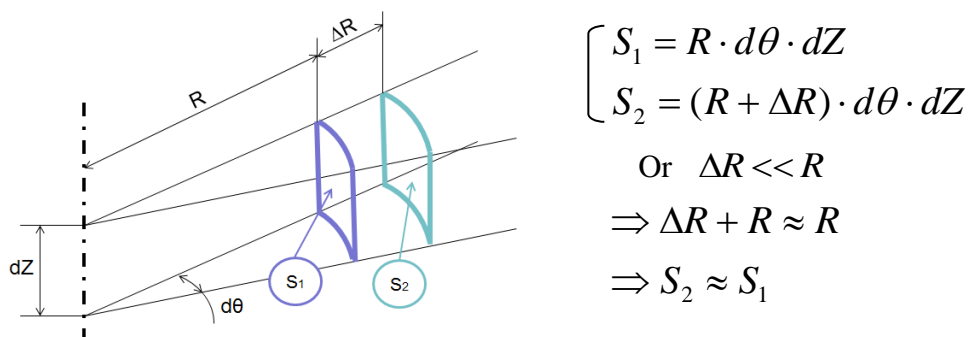


Figure 39 : Hypothèse de faible évolution du rayon.

La discrétisation spatiale passe obligatoirement par des approximations. En effet, il est impossible de prendre en compte des demi-maillages. Le choix réalisé consiste à discrétiser la surface en éléments carrés. Le côté  $dX$  du carré est donné par l'utilisateur de la simulation. Le nombre de mailles ou de cellules en découle par les formules suivantes :

- nombre de cellules sur le périmètre du fût  $Nbp^F$ , avec  $D_f$  le diamètre final du fût, où  $Ent()$  représente la partie entière :

$$Nbp^F = Ent\left(\frac{\pi \cdot D_f}{dX}\right) \quad (3)$$

- nombre de cellules sur la hauteur du cylindre  $Nbh^F$ , avec  $H_f$  la hauteur du fût:

$$Nbh^F = Ent\left(\frac{H_f}{dX}\right) \quad (4)$$

Les matrices représentatives de la surface du fût sont toutes appelée « matrices fûts » et notées avec le préfixe  $F_*$ . Elles sont rectangulaires avec  $Nbh^F$  lignes et  $Nbp^F$  colonnes et leur taille est donnée par :

$$Nbt^F = Nbp^F \times Nbh^F = Ent\left(\frac{\pi \cdot D_f}{dX}\right) \cdot Ent\left(\frac{H_f}{dX}\right) \quad (5)$$

Les caractéristiques locales de la micro géométrie seront également consignées dans des « matrices fût ». Chaque élément de surface renvoie à une cellule de matrice. Ainsi, il est possible de créer autant de matrices que de caractéristiques de la surface. Les matrices d'état contiennent des caractéristiques de surface stockées et mises à jour au cours du temps. Par exemple :

- ( $F_{\text{epaisseur}}$ ) représente l'épaisseur de matière restante par rapport à la cote finale désirée ;
- ( $F_{\text{passage}}$ ) représente le nombre total de passages de pierre abrasive sur la cellule ;
- ( $F_{\text{aspect}}$ ) représente l'historique des actions locales ;
- les deux matrices ( $F_{\text{mini}}$ ) et ( $F_{\text{maxi}}$ ) permettront de calculer la rugosité locale.

La simulation fait également intervenir des matrices fût de variables transitoires calculées à chaque itération, comme la matrice de répartition des contacts ou la matrice des pressions locales qui seront utilisées ultérieurement.

### 2.2.1.3. Représentation de l'outil de rodage

Le rodoir reprend la même discrétisation de la surface cylindrique que celle choisie pour la chemise. Le maillage du rodoir possède exactement le même nombre de mailles sur la périphérie que le maillage de la chemise rodée.

$$Nbp^R = Nbp^F \quad (6)$$

Le nombre  $Nbh^R$  de mailles sur la hauteur du rodoir dépend de la hauteur de la pierre, avec  $H_r$  la hauteur des pierres :

$$Nbh^R = Ent\left(\frac{H_r}{dX}\right) \quad (7)$$

Les matrices représentatives du maillage du rodoir sont toutes appelées « matrices rodoir » et notées avec le préfixe  $R_*$ . Elles sont rectangulaires avec  $Nbh^R$  lignes et  $Nbp^R$  colonnes et leur taille est donnée par :

$$Nbt^R = Nbp^R \times Nbh^R = Ent\left(\frac{\pi \cdot D_f}{dX}\right) \cdot Ent\left(\frac{H_r}{dX}\right) \quad (8)$$

Les cellules du maillage du rodoir correspondant aux espaces entre pierres sont mises à zéro, comme le montre la figure 40.



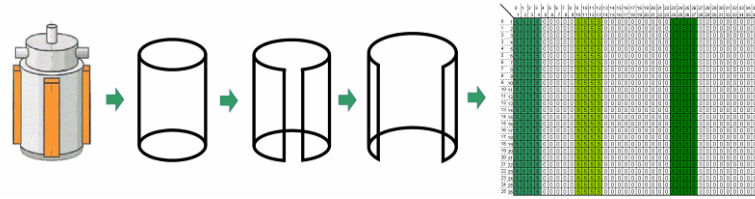


Figure 40 : Génération d'une matrice rodoir à 3 pierres abrasives.

Les cellules correspondantes aux pierres abrasives contiennent des informations relatives aux caractéristiques locales des pierres. Comme pour le fût, des matrices d'état sont définies par exemple :

- ( $R_{epaisseur}$ ) représente l'épaisseur de la pierre abrasive ;
- les deux matrices ( $R_{mini}$ ) et ( $R_{maxi}$ ) permettent de représenter l'indentation locale des grains d'abrasifs.

L'hypothèse de faible variation du diamètre s'applique également au rodoir, on considère donc que la surface d'un carreau du maillage reste constante au cours du cycle dans la limite où  $\Delta R$  est très inférieur à  $R$ .

## 2.2.2. Modèle cinématique

### 2.2.2.1. Discrétisation temporelle

Le procédé de rodage consiste à déplacer le rodoir dans le fût sous certaines conditions. Le paramètre temps doit être intégré au modèle pour que la cinématique du rodage soit prise en compte. Le choix de notre discrétisation spatiale impose une discrétisation de l'espace-temps en cohérence avec les vitesses relatives des deux éléments. L'incrément de temps est défini au début de la simulation et reste constant tout au long de la simulation. Il est calculé à partir de la taille des mailles et de la vitesse relative maximale. Le rodage implique une vitesse de coupe suivant deux directions : périphérique  $V_p$  et axiale  $V_b$ . Cependant suivant les modes de rodage choisis, la vitesse axiale peut être nettement supérieure à la vitesse périphérique ou l'inverse. Or pour chaque itération temporelle, le maillage du rodoir doit se superposer au maillage du fût. Entre chaque itération, le décalage entre les maillages induit par les mouvements ne doit pas excéder une cellule. L'incrément de temps  $\Delta t$  sera ainsi défini par :

$$\Delta t = \min \left( \frac{dX}{V_p}, \frac{dX}{V_b} \right) \quad (9)$$

Cette précaution garantit qu'entre chaque itération, le déplacement relatif d'un maillage par rapport à l'autre n'excède pas la taille d'une maille dans aucune des deux directions (ligne ou colonne). La position relative du rodoir par rapport au fût est également discrétisée de sorte qu'à chaque itération, les cellules des maillages du rodoir et de la chemise se superposent parfaitement. Les indices de position ( $h_i$  et  $p_i$ ) qui repèrent la position du rodoir à l'intérieur du fût à l'itération  $i$  sont calculés par intégration des consignes de vitesse générées par la simulation de la commande numérique. On prend dans ce calcul pour origine du temps l'instant où le rodoir pénètre le fût (cf équation (10)).



$$\left\{ \begin{array}{l} p_i = Ent \left( \frac{\int_{t=0}^{i \cdot \Delta t} V_p(t) \cdot dt}{dX} \right) \\ p_i^{abs} = p_i - Nbp \cdot Ent \left( \frac{p_i}{Nbp} \right) \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} h_i = Ent \left( \frac{\int_{t=0}^{i \cdot \Delta t} V_b(t) \cdot dt}{dX} \right) \end{array} \right. \quad (10)$$

### 2.2.2.2. Superposition fût rodoir et mesures in process

L'abrasion n'a lieu que dans les zones où il y a contact entre l'abrasif et la pièce. Pour chaque itération, il faut déterminer les mailles qui correspondent à ces zones de contact. La fonction, illustrée par la figure 41, permet d'identifier les mailles de la matrice fût qui sont superposées à une maille d'abrasif de la matrice rodoir. Cette fonction, nommée « superposition », prend en entrée une matrice type fût  $F_1$ , une matrice de type rodoir  $R_1$  ainsi que la position relative entre les deux maillages repérée par  $p_i$  et  $h_i$ .

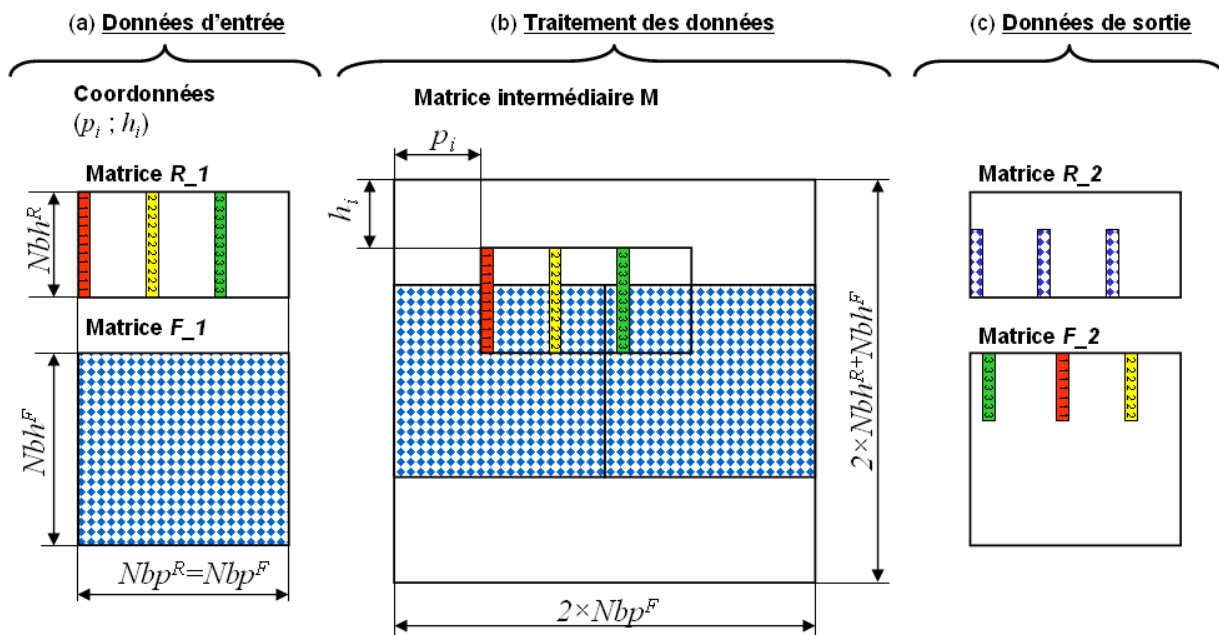


Figure 41 : Fonction d'identification des cellules superposées.

La fonction délivre deux matrices : une matrice fût  $F_2$  et une matrice rodoir  $R_2$ .

La matrice  $F_2$  est remplie de zéros sauf pour les cellules correspondant aux mailles pleines de  $R_1$ . Pour ces mailles, la valeur de la cellule de  $R_1$  est alors recopiée dans la cellule de  $F_2$ .

$F_2$  est donc la matrice des mailles superposées du rodoir vues par le fût (figure 41(c)).

La matrice rodoir  $R_2$  issue de l'opération superposition est remplie de zéros sauf pour les cellules correspondant aux mailles superposées. Pour ces mailles, la valeur de la cellule de  $F_1$  est alors recopiée dans la cellule de  $R_2$ .  $R_2$  est donc la matrice des mailles superposées du fût vues par le rodoir.

Afin de tenir compte de la fermeture du fût et du débordement des pierres au-dessus et en dessous du fût, l'algorithme de la fonction passe par la construction d'une matrice hybride intermédiaire  $M$  de taille  $(Nbh^F + 2Nbh^R, 2Nbp^F)$ . Cette matrice représente l'ensemble des mailles atteignables par le rodoir. Les mailles centrales correspondent à celle du fût.

La mesure du diamètre du fût en cours de rodage est effectuée par un système pneumatique à l'aide de deux buses positionnées de façon diamétralement opposée sur le rodoir entre les pierres. En simulation, la fonction superposition renvoie les valeurs mesurées aux bonnes positions et ceci à chaque itération. De plus, lors du passage des buses aux trois hauteurs spécifiées pour déclencher les battements courts du fonctionnement macro-forme, cette fonction valide ces mesures. Cette fonction permet à chaque itération de mettre en œuvre le calcul de toutes les grandeurs locales uniquement sur les mailles concernées.

### 2.2.2.3. Cinématique du rodage

#### 2.2.2.3.1 Battements

La cinématique complète du rodoir n'est pas simulée. On suppose que la position verticale du rodoir suit sans erreur la trajectoire programmée à l'initialisation. Seules les « mesures in process » sont susceptibles de modifier l'exécution des battements en fonction du mode de battement et du mode d'expansion programmés. Le module « trajectoire\_TR » que nous avons développé, calcule en temps réel et renvoie à chaque itération un vecteur P\_Z comprenant notamment la position, la vitesse et l'accélération du rodoir.

Les différents modes de fonctionnement programmés sont : le mode normal avec ou sans macro-forme, le mode sans battement et le mode libre, ces modes sont décrits en partie 2.3.4.

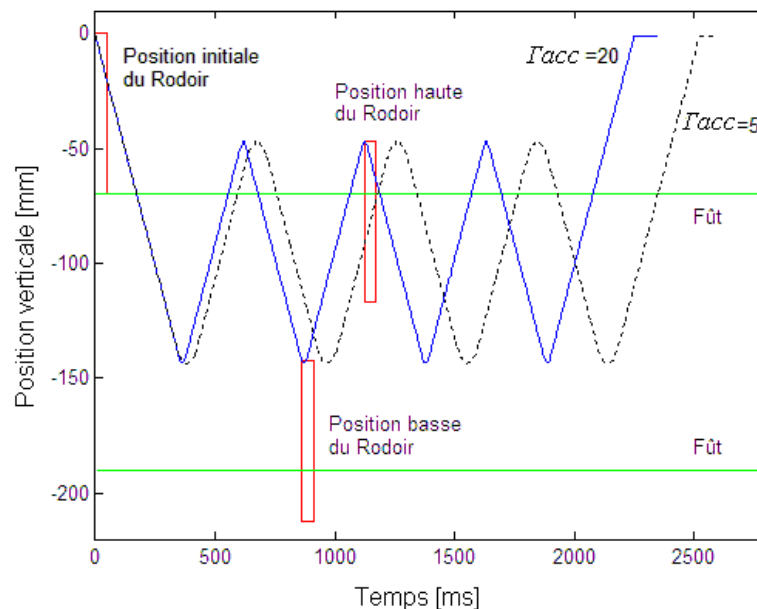


Figure 42 : Battements classiques.

La figure 42 représente les trajectoires du point haut du rodoir lors d'un fonctionnement en mode normal. La vitesse périphérique  $V_p$ , la vitesse de battements  $V_b$  et la vitesse de rotation  $N_{rot}$  qui dépend du diamètre fini  $D_f$ , sont calculées pour imposer la vitesse de coupe  $V_c$  et l'angle de striation  $\alpha$  (cf figure 10) par :

$$V_p = \frac{V_c}{\sqrt{1 + \tan^2\left(\frac{\alpha}{2}\right)}} \quad V_b = V_p \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) \quad N_{rot} = \frac{V_p}{\pi \cdot D_f} \quad (11)$$

Les points d'inversion haut PIH et bas PIB sont placés tels que les pierres du rodoir ne sortent jamais du fût de plus de 1/3 de leur longueur. Pendant la phase d'inversion que nous supposons à accélération  $\Gamma_{acc}$  constante, la trajectoire est parabolique et dure un temps  $T_{inv}$  donné par :

$$T_{inv} = \frac{2 \cdot Vb}{\Gamma_{acc}} \quad (12)$$

La masse du rodoir étant non négligeable, l'inversion de sens du mouvement se fait avec des accélérations limitées constantes pendant les inversions. Elles seront notées respectivement  $\Gamma_{acc_H}$  et  $\Gamma_{acc_B}$  pour les points d'inversion haut et bas. Entre les deux trajectoires rectilignes, on observe un raccordement parabolique.

La figure 42 représente la trajectoire pour 2 accélérations différentes : l'accélération nominale 1,5g utilisée en production et une accélération réduite à 0,5g, qui elle serait atteignable avec un bras robotisé. La diminution de l'accélération entraîne une augmentation du temps d'inversion et par suite des traces horizontales dans le fut rodé.

Le nombre de battements  $N_{bat}$  est paramétré à l'avance. Dans certains cas la mesure in-process simulée déclenche la fin du cycle à l'atteinte d'une cote donnée.

### 2.2.2.3.2 Nombre de passages et pouvoir de recouvrement

On définit le nombre de passages de l'opération pour un point de la surface rodée par le nombre de fois que les pierres abrasives sont passées sur ce point pendant le cycle de rodage. Un passage d'abrasif ne signifie pas obligatoirement qu'il y a enlèvement de matière. Cependant, le critère du nombre de passages est essentiel à la compréhension de l'impact de la cinématique du rodage. La connaissance du nombre de passages d'abrasif sur une maille permet d'établir une cartographie qui donne une vision globale du recouvrement.

Le pouvoir de recouvrement du rodage pour un fût est donné par le nombre minimum et le nombre maximum de passages observés dans le fût après une opération. La cartographie correspond à la représentation de la matrice du nombre de passages ( $F_{passage}$ ). Elle permet de mettre en évidence la non-homogénéité de l'action du procédé de rodage.

Le nombre de passages de pierre dans le fût est obtenu par intégration des trajectoires des pierres. Comme vu en paragraphe 2.2.2.2, à chaque itération, le module superposition délivre ( $F2_{binaire}$ ) la matrice binaire (repérant par des "1" les cellules correspondant à des mailles en contact avec l'abrasif). Le passage d'une pierre entière sur une maille se fera en un nombre d'itérations noté  $N_{pmax}$ . Vu le pas de discrétisation spatio-temporelle retenu au paragraphe 2.2.2.1,  $N_{pmax}$  sera égal au nombre de mailles composant la largeur d'une pierre si le mouvement de coupe est essentiellement donné par la rotation ( $\alpha < 90^\circ$ ) ou égal au nombre de mailles composant la hauteur de pierre si le mouvement de coupe est essentiellement donné par le battement axial ( $\alpha > 90^\circ$ ).

La mise à jour de la matrice du nombre de passages ( $F_{passage}$ ) est le fruit du calcul suivant à chaque itération :

$$F_{passage_{i+1}} = F_{passage_i} + \frac{1}{N_{pmax}} \cdot F2_{binaire} \quad (13)$$

Le nombre de passages n'est pas nécessairement un nombre entier.

### 2.2.2.4. Expansion du rodoir

L'expansion radiale du rodoir crée, dans notre logiciel, un vecteur position radiale  $Position_R$  si elle est actionnée par un asservissement de position électromécanique (EM) ou un vecteur  $Pression_R$  si elle est actionnée par un vérin hydraulique. Ces vecteurs sont calculés en temps réel à chaque itération par le module « expansion\_TR ». Le déclenchement de l'expansion n'est autorisé que si le rodoir est engagé dans le fût de plus de 2/3 de la hauteur des pierres par une variable mise à jour par le module « trajectoire\_TR ». Les différents modes d'expansion programmés sont notés :

- EM1 pour une vitesse d'expansion avec ou sans « stop cote » ;

- EM2 pour 2 vitesses d'expansion ;
- EM3 pour une expansion par échelon ;
- HYDRO pour une expansion régulée en force (ou en pression).

### 2.2.3. Modélisation de l'abrasion

Au cours du développement de la simulation, nous avons associé des modules complémentaires au concept de base qui ne prenait en compte que la cinématique du rodage. Parmi ces modules complémentaires, l'un des plus innovants est celui qui permet de prédire un paramètre de rugosité. Le paramètre de micro géométrie simulable est la rugosité maximale. Encore une fois, la discrétisation spatiale permet d'évaluer ce critère de manière locale, c'est-à-dire pour chaque maille de la surface du fût. Dans cette partie, nous allons voir comment est représenté ce critère de rugosité et comment il est modifié par l'action des pierres abrasives.

#### 2.2.3.1. Modélisation de la rugosité locale maximale

La rugosité maximale d'une surface est la distance mesurée perpendiculairement à la surface entre le plus profond des sillons de la micro-géométrie et le pic le plus protubérant de la surface. Autrement dit, la rugosité maximale correspond à l'écart mesurable par profilométrie entre le haut des pics et le fond des vallées du profil de rugosité. Cette définition de la rugosité maximale a l'avantage d'être facilement programmable dans la simulation.

Nous avons choisi d'étudier deux valeurs d'épaisseur restantes : l'une correspond à la distance entre le sommet des pics de la micro géométrie locale et la cote finale ( $F\_épaisseur^{maxi}$ ), l'autre correspond à la distance entre le fond des vallées de la micro géométrie et la cote finale ( $F\_épaisseur^{mini}$ ), comme représenté figure 43(a). La rugosité maximale s'exprime en microns, elle correspond à la différence entre ces deux valeurs.

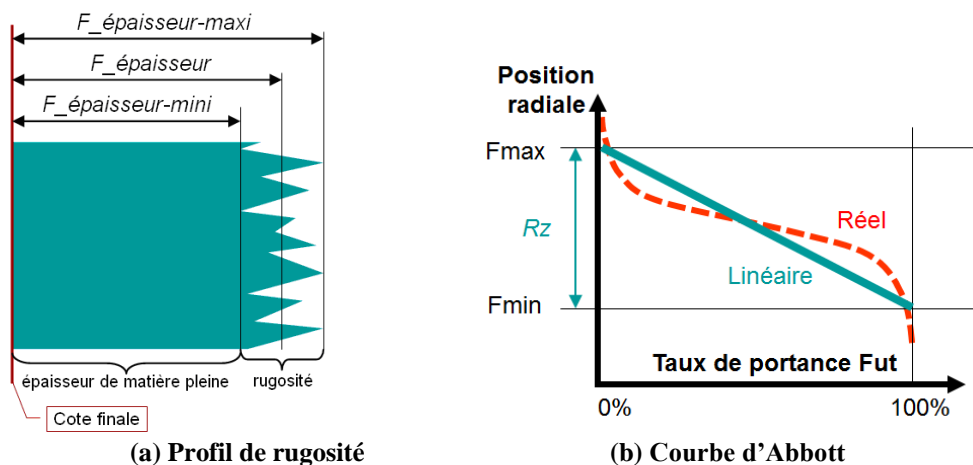


Figure 43 : Représentation de la rugosité maximale pour une maille.

Le concept de rugosité locale maximale implanté dans la simulation ne permet pas de prédire tous les critères de rugosité classiquement utilisés pour caractériser les surfaces rodées. Cependant, la rugosité maximale est un bon indicateur de la qualité de la surface rodée. De façon similaire au nombre de passages, cet indicateur permet de visualiser la distribution de la rugosité sur la surface rodée.

La modélisation de la micro géométrie se base ainsi sur une approximation du taux de portance réel de la surface par une droite, comme représenté en figure 43 (b).

Pour simplifier les notations, nous ne considérons qu'une seule maille du fût pour laquelle la cote radiale correspondant au fond des vallées sera notée  $F_{min}$ . La cote radiale correspondant aux sommets des pics sera notée  $F_{max}$  et la rugosité locale maximale désignée par la suite Rugosité  $R_z$  sera donnée par :

$$R_z = F_{max} - F_{min} \quad (14)$$

Le taux de portance vaut "100%" pour  $F_{min}$  et "0%" pour  $F_{max}$ . Ce modèle de rugosité s'applique également à l'abrasif. Pour celui-ci, les cotes radiales seront notées  $R_{max}$  et  $R_{min}$  et la rugosité maximale  $T_g$  sera donnée par :

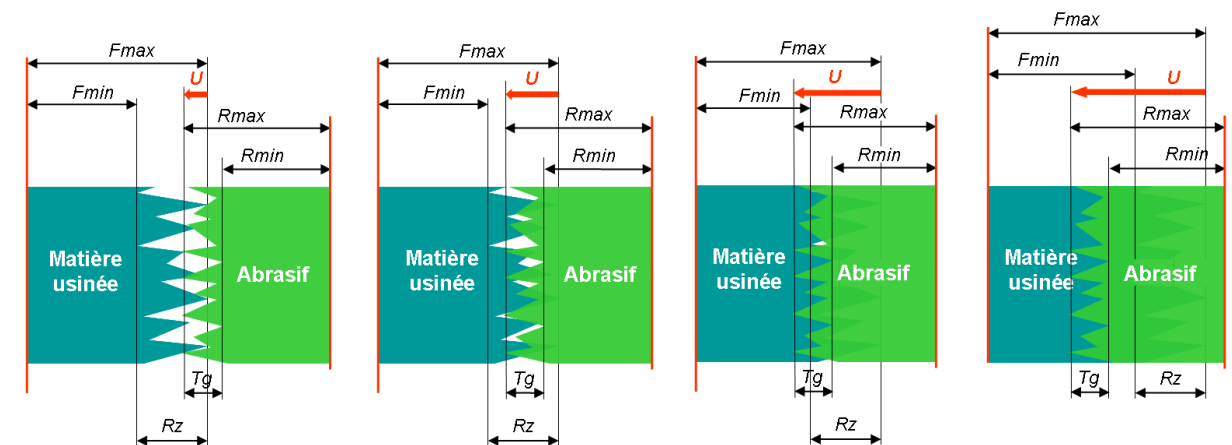
$$T_g = R_{max} - R_{min} \quad (15)$$

Cette grandeur  $T_g$  est représentative de la capacité d'indentation des grains d'abrasif. Si nous considérons que l'abrasif est infiniment dur face à la matière usinée et que l'usure de la pierre est négligeable, la rugosité apparente de l'abrasif n'est pas modifiée au cours du cycle et  $T_g$  reste constante.

Pour chaque itération et pour chaque maille, nous étudions comment l'abrasif pénètre la matière du fût cylindrique et modifie sa rugosité.

### 2.2.3.2. Modification de la rugosité par l'abrasion

Considérons le contact d'une seule maille du rodoir avec une maille du fût. Notons  $U$  la profondeur de pénétration du rodoir dans la matière du fût. En fonction des valeurs de  $U$ , nous sommes obligés d'étudier les différents cas de pénétration représentés par la figure 44 où :



(a) Cas A1 :  $u < T_g < R_z$       (b) Cas B1 :  $T_g < u < R_z$       (c) Cas C1 :  $T_g < R_z < u < T_g + R_z$       (d) Cas D :  $T_g + R_z < u$

Figure 44 Différentes situations pour  $R_z > T_g$ .

- cas A1 : l'abrasif agit seulement sur le haut du profil de rugosité du fût ;
- cas B1 : l'abrasif travaille sur toute la hauteur de l'indentation ;
- cas C1 : l'abrasif travaille en partie en pleine matière du fût ;
- cas D : l'abrasif travaille en pleine matière du fût.

Comme la rugosité  $R_z$  évolue pendant le rodage, il faut également prévoir les cas où  $R_z$  devient inférieur à  $T_g$ . Dans cette hypothèse, la séquence ci-dessus (A1, B1, C1, D) est remplacée par une autre notée (A2, B2, C2, D). Sans oublier le cas (OO) où il n'y a pas contact, car  $U$  est négatif. Nous avons donc en total huit cas à envisager.

Considérons le cas A1 pour lequel l'abrasif n'agit que sur le haut du profil de rugosité du fût.

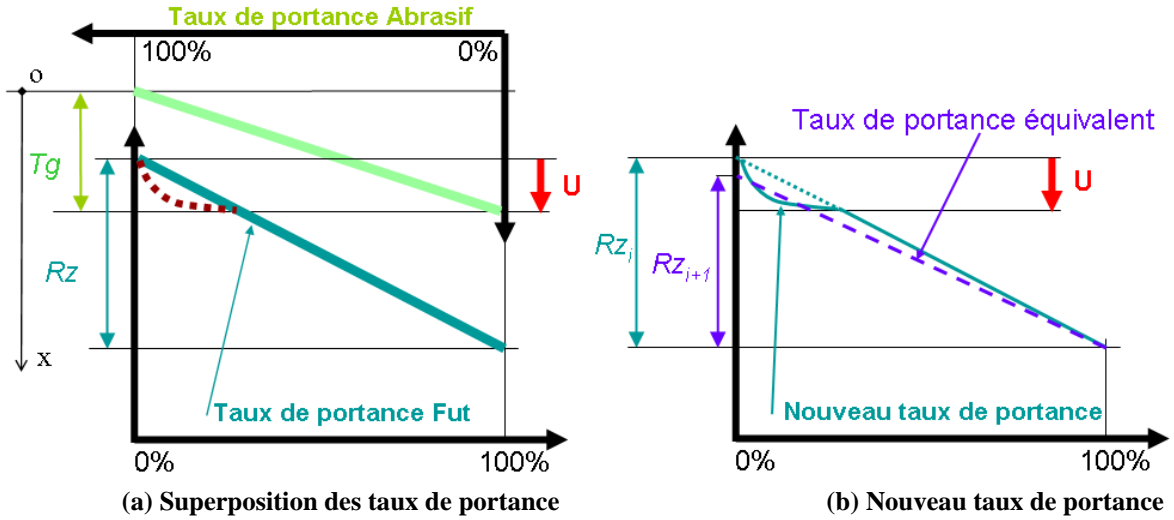


Figure 45 : Modification du profil de rugosité pour le cas A1 :  $U < Tg < Rz$ .

La figure 45 (a) présente la superposition des taux de portance pour ce cas. Soit un repère (Ox) lié au rodage, d'origine  $R_{min}$  et orienté vers le fût. Dans ce repère, le taux de présence de grains abrasifs du rodage s'écrit :

$$T\%_R = \begin{cases} 1 & \text{si } x < 0 \\ T\%_R(x) = \frac{Tg - x}{Tg} & \text{si } 0 \leq x \leq Tg \\ 0 & \text{si } x > Tg \end{cases} \quad (16)$$

Dans ce même repère, le taux de portance du fût s'exprime par :

$$T\%_F = \begin{cases} 0 & \text{si } x < Tg - U \\ T\%_F(x) = \frac{x - Tg + U}{Rz} & \text{si } Tg - U \leq x \leq Tg - U + Rz \\ 1 & \text{si } x > Tg - U + Rz \end{cases} \quad (17)$$

Lors du passage du rodage, dans les zones non abrasées, le taux de portance reste inchangé. Si l'on fait l'hypothèse que le rodage est infiniment dur et qu'il ne s'use pas, seul le taux de portance du fût est affecté. Dans la zone d'interaction, le nouveau taux de portance de la partie haute du fût est le produit du taux de portance initial et du taux de matière coupée par l'abrasif, soit :

$$T\%_F^{nouveau}(x) = T\%_F(x) \times (1 - T\%_R(x)) \quad (18)$$

La partie modifiée du taux de portance est parabolique. Elle est représentée par la figure 45 (b). Le nouveau taux de portance n'est pas linéaire sur l'intervalle de la rugosité. Il peut être approché par un modèle linéaire équivalent de pente  $Rz_{i+1}$  calculée pour respecter la quantité de matière enlevée d'après la formule suivante.

$$\int_0^{Rz_i} T\%_F^{nouveau}(x) \cdot dx = \int_0^{Rz_{i+1}} \frac{x}{Rz_{i+1}} \cdot dx \quad (19)$$

Dans le cas A1, cette expression se traduit par :

$$\int_{Tg-U}^{Tg} \frac{(x - Tg + U)x}{Tg \cdot Rz_i} dx + \int_{Tg}^{Tg-U+Rz} \frac{x - Tg + U}{Rz_i} dx = \frac{Rz_{i+1}}{2} \quad (20)$$

Ce qui donne :

$$Rz_{i+1} = Rz_i - \frac{U^3}{3 \cdot Tg \cdot Rz_i} \quad (21)$$

Les cotes radiales minimale et maximale du fût sont donc réactualisées à l'aide de la récurrence suivante :

$$Fmin_{i+1} = Fmin_i \quad \text{et} \quad Fmax_{i+1} = Fmax_i - \frac{U^3}{3 \cdot Tg \cdot (Fmax_i - Fmin_i)} \quad (22)$$

La figure 46 représente le cas C1 avec  $Tg < Rz < u < Tg + Rz$ . Dans ce cas, une partie de l'abrasif travaille en pleine matière du fût et l'application de la formule (17) se traduit par :

$$\int_0^{Tg-U+Rz_i} \frac{(x-Tg+U)x}{Tg \cdot Rz_i} dx + \int_{Tg-U+Rz_i}^{Tg} \frac{x}{Tg} dx = \frac{Rz_{i+1}}{2} \quad (23)$$

Ce qui donne :

$$Rz_{i+1} = \frac{1}{3 \cdot Tg \cdot Rz_i} \cdot [U^3 - 3 \cdot (Rz_i + Tg)U^2 + 3 \cdot (Rz_i + Tg)^2 \cdot U - 3 \cdot Tg \cdot Rz_i^2 - Tg^3 - Rz_i^3] \quad (24)$$

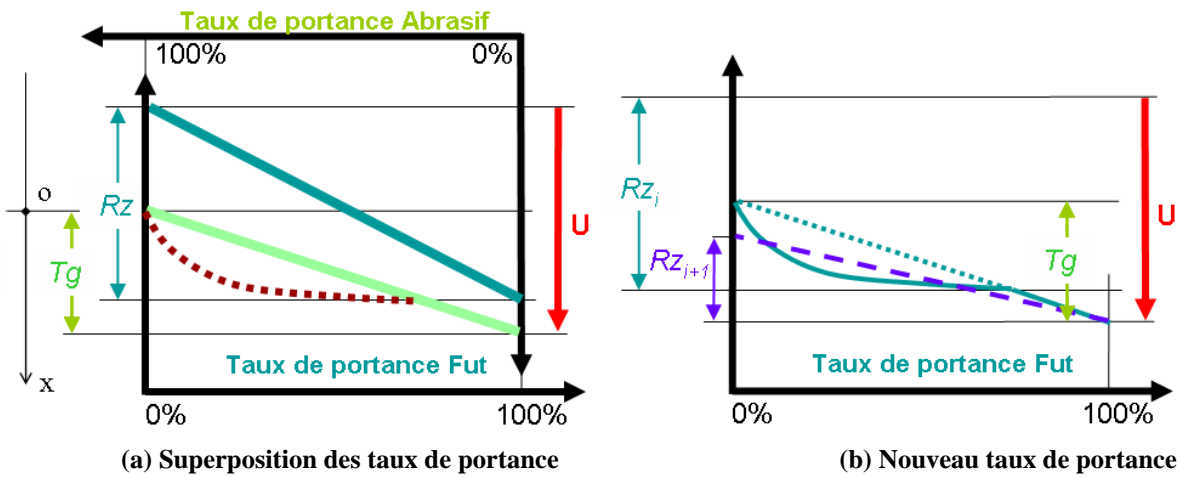


Figure 46 : Modification du profil de rugosité pour le cas C1 :  $Tg < Rz < u < Tg + Rz$ .

Contrairement au cas A1, la cote  $Fmin$  est cette fois-ci affectée. Si nous faisons toujours l'hypothèse d'un rodoir infiniment dur, la nouvelle récurrence s'écrit :

$$Fmin_{i+1} = Fmin_i + Rz_i - U \quad \text{et} \quad Fmax_{i+1} = Fmax_i - U + Rz_{i+1} \quad (25)$$

Les autres configurations d'abrasion dues à la variabilité de  $U$ ,  $Tg$  et  $Rz$  donnent lieu à des résultats différents, mais la méthode de calcul reste identique. Tous les résultats sont donnés dans l'ANNEXE V.

### 2.2.3.3. Force de contact

D'après notre modèle de contact abrasif, la proportion de surface portante en contact pour une cote radiale  $x$  s'écrit :

$$S\%(x) = T\%_F(x) \times T\%_R(x) \quad (26)$$

La force de contact pour une maille sera proportionnelle à la quantité de matière en contact sur toute l'épaisseur de la zone d'interaction. Nous définissons donc un coefficient d'écrasement représentée par une intégrale de la forme:

$$\tau_c = \int_{Contact} S\%(x) \cdot dx \quad (27)$$

Cette expression est à évaluer dans tous les cas évoqués en 2.2.3.2. Dans le cas A1, elle s'écrit :

$$\tau_{cA1} = \int_{Tg-U}^{Tg} \frac{(x-Tg+U).(Tg-x)}{Tg.Rz_i} dx = \frac{U^3}{Tg.Rz_i} \quad (28)$$

Les valeurs obtenues dans tous les cas sont données dans l'ANNEXE V. La figure 47 représente l'évolution de ce coefficient d'écrasement  $\tau_c$ , en fonction de la profondeur de pénétration  $U$  pour  $Tg < Rz$ . Si  $U$  augmente, les différents cas visités sont A1, B1, C1 puis D. La maille est donc soumise à une force de contact radiale  $f_{contact}$  donnée par :

$$f_{contact} = \lambda \cdot \tau_c \quad (29)$$

Le coefficient  $\lambda$  est de la même dimension qu'un coefficient d'élasticité, il est propre au couple outil/matière. Cette force est non-linéaire en fonction de la profondeur de pénétration, mais continue.

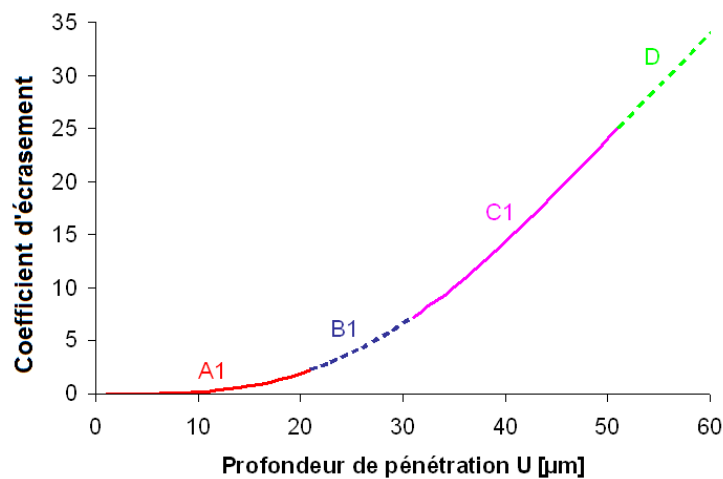


Figure 47 : Coefficient d'écrasement radial pour  $Tg < Rz$ .

#### 2.2.3.4. Validation du modèle de rugosité

Nous proposons une première validation du modèle de rugosité en étudiant la convergence de la rugosité d'une seule maille du fût en contact avec une seule maille d'abrasif au cours d'un calcul itératif ne prenant pas en compte la cinématique. Dans ce calcul, chaque itération correspond à la durée de traversée de la maille par l'abrasif.

La profondeur de pénétration  $U$  évolue en fonction de l'avance imposée de l'expansion et de la progression de  $Fmax$ .



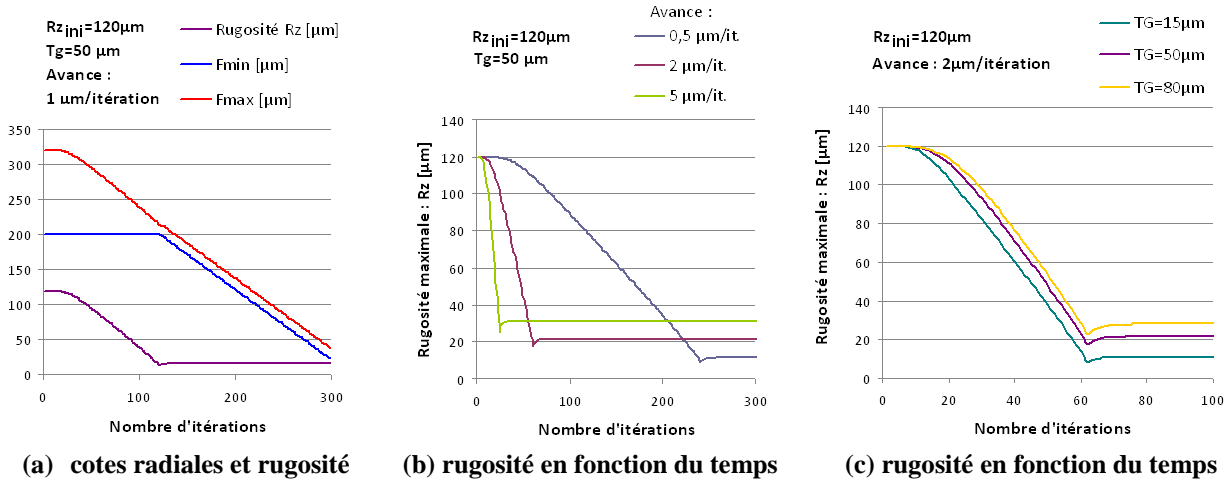


Figure 48 : Évolution de la rugosité maximale.

La figure 48 (a) montre l'évolution des cotes radiales  $F_{max}$  et  $F_{min}$  et de la rugosité en fonction du nombre d'itérations d'abrasion pour une valeur d'avance donnée. On remarque que le régime stable d'abrasion est obtenu une fois que la totalité de la rugosité initiale a été abrasée, ce qui correspond bien aux observations faites par les experts du « métier ».

La figure 48 (b) met en évidence l'influence de la vitesse d'avance d'expansion sur l'évolution de la rugosité. On remarque que la durée du régime transitoire diminue quand la vitesse d'avance augmente. La rugosité finale obtenue en régime stable dépend de la vitesse d'avance. Plus la vitesse d'avance est faible, meilleure est la rugosité finale, ce qui là encore correspond bien aux observations des experts.

La figure 48 (c) donne le graphique de l'évolution de la rugosité en fonction du nombre d'itérations d'abrasion pour différentes indentations des grains d'abrasif (15, 50 et 80 µm). On remarque que l'indentation n'influence pas la durée du régime transitoire, mais influence la rugosité finale obtenue en régime stable.

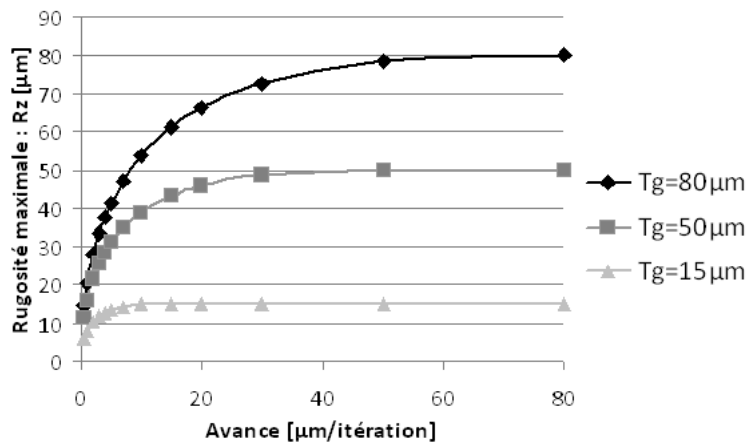


Figure 49 : Rugosité en régime stabilisé en fonction de la vitesse d'expansion pour 3 indentations.

Ce modèle permet de retrouver la rugosité finale propre au couple outil/matière en régime stabilisé d'abrasion. Le régime stable dépend de l'avance d'expansion et de l'indentation des grains d'abrasifs  $T_g$ . La figure 49 représente les rugosités atteintes en régime stable après le régime transitoire en fonction de la vitesse d'expansion pour trois types d'abrasif ayant des profondeurs d'indentations différentes.

Au-delà de la vitesse d'avance correspondant à une vitesse supérieure à une indentation par itération, la rugosité maximale atteinte est égale à cette indentation. Ce mode de fonctionnement

est quasi inexistant en temps normal, puisqu'il correspond à des enlèvements de matière supérieurs à ce qui peut être atteint avec les abrasifs courants. Autrement dit, cela correspondrait à faire une passe en tournage plus profonde que la longueur de l'arête coupante.

Dans la simulation, le modèle d'évolution de la rugosité développé ci-dessus est appliqué à chaque maille du fût en contact avec l'abrasif. La durée représenté par chaque itération sera calculée en fonction de la cinématique. On obtient ainsi une cartographie de la rugosité maximale dans tout le fût.

### 2.2.4. Simulation du rodage avec expansion

Le procédé de rodage de fût de carter cylindre repose sur le principe de l'outil expansif. Selon le mode d'expansion électromécanique ou hydraulique, l'écartement des pierres abrasives est contrôlé en position ou en force.

En faisant l'hypothèse que l'axe du rodoir est confondu avec l'axe du cylindre idéal à atteindre, l'expansion agit sur la position radiale des supports de pierre de la même manière pour toutes les pierres. Cette hypothèse est valide dans la mesure où les pierres ont été mises à rond (comme expliqué en 1.3.1) et qu'elles travaillent sur toute leur largeur.

La position radiale d'expansion pour chaque itération est notée  $Position\_R(i)$ .

#### 2.2.4.1. Expansion électromécanique

Quand l'expansion du rodoir est actionnée par un système électromécanique, la position est asservie sur le codeur du moteur. Dans la simulation, l'avance des supports de pierre  $Position\_R(i)$  est générée par le module « expansion électromécanique » à partir des paramètres fixés par l'utilisateur.

A l'initialisation de la simulation,  $Position\_R(1)$  est égal à la cote de mise en contact qui est calculée à partir des maximums de ( $F\_épaisseur$ ) et ( $R\_épaisseur$ ).

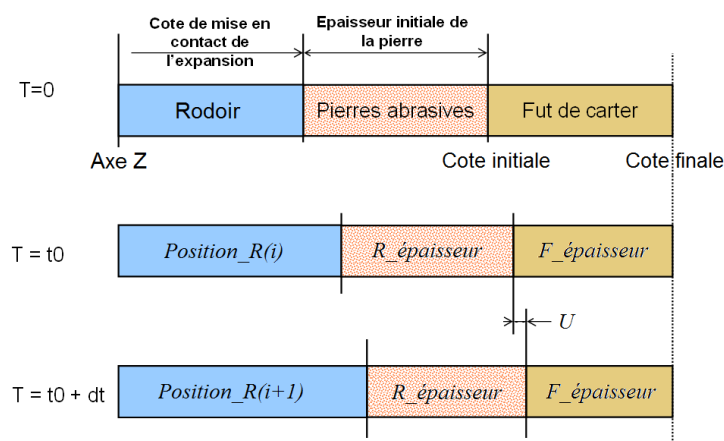


Figure 50 : Calcul de la profondeur de pénétration en expansion électromécanique.

À chaque itération, la profondeur de pénétration  $U$ , pour chaque maille en contact est calculée. Cette profondeur de pénétration locale est donnée par l'équation ci-dessous où les indices ( $m,n$ ) et ( $j,k$ ) sont liés par la définition des contacts locaux calculés à l'étape de superposition.

$$U(m,n) = F\_épaisseur(m,n) + R\_épaisseur(j,k) + Position\_R(i) \quad (30)$$

En fonction du cas dans lequel se situe chaque maille, les valeurs locales de  $F_{min}$  et de  $F_{max}$  sont mises à jour d'après les récurrences développées au paragraphe 2.2.3.2 et pour chaque

maille, la force de contact radiale élémentaire  $f_{contact}(m,n)$  est déterminé grâce aux formules développées en 2.2.3.3. La force radiale totale agissant sur une pierre est proportionnelle à la somme des  $f_{contact}(m,n)$  des mailles en contact. La grandeur réellement accessible au niveau de la machine étant la pression exercée par le vérin, nous avons exprimé une telle pression par la formule :

$$P = P_0 + \frac{1}{dX^2} \cdot \sum_{\text{maille}(m,n) \text{ en contact}} f_{contact}(m,n) = P_0 + \frac{\lambda}{dX^2} \cdot \sum_{\text{maille}(m,n) \text{ en contact}} \tau_c(m,n) \quad (31)$$

$P_0$  représente la pression à appliquer sur le vérin afin de contrer la force de rappel des ressorts du rodoir à la mise en contact des pierres avec le fût.  $P_0$  sera déterminé par des expériences de calibration.

### 2.2.4.2. Expansion hydraulique

Quand l'expansion du rodoir est actionnée par un vérin hydraulique c'est la pression du vérin notée  $P_{consigne}$  qui impose la force totale de contact. Celle-ci se répartit entre les différentes mailles en contact en fonction de leurs positions respectives, mais ces positions ne sont pas connues.

Plutôt que de chercher à établir une cartographie instantanée des pressions locales de contact, nous avons opté pour simuler une imposition de la pression totale. À chaque itération, en proposant une position  $P_R(i)$ , nous calculons la pression  $P(i)$  qui en résulte et par dichotomie, nous faisons évoluer  $P_R(i)$  jusqu'à ce que  $P(i)$  soit égal à  $P_{consigne}$  avec une précision imposée. Quand l'algorithme a trouvé la bonne valeur, la simulation se poursuit comme dans le cas de l'expansion électromécanique. L'enlèvement de matière, la rugosité et les autres propriétés de surface sont calculés comme précédemment.

### 2.2.4.3. Prise en compte de la déformation du fût.

Pour prendre en compte l'élasticité du fût, on peut définir un coefficient de raideur radiale  $k(m,n)$  pour chaque maille du fût. Ces coefficients sont regroupés dans la matrice  $F_{Kfut}$ . Quand la pierre passe sur une maille, la pression de contact déforme la surface qui se retire radialement d'une profondeur  $\Delta u$  telle que :

$$\Delta u = k(m,n) \times \tau_c(m,n) \quad (32)$$

Nous faisons l'hypothèse que la profondeur de pénétration est diminuée d'autant. Le calcul d'enlèvement de matière prend ainsi en compte le retrait élastique. Pour un carter se déformant peu, comme le Renault K9K, on peut négliger cette déformation. Pour un carter allégé en aluminium, il faut créer la matrice  $F_{Kfut}$  en prenant en compte l'architecture du carter moteur.

### 2.2.5. Représentation de la texture de la surface rodée

La prédiction de la qualité de la texture obtenue par rodage est fondée sur une analyse de l'historique de la formation de la micro-géométrie de la surface.

Dans la simulation, nous procédons à l'enregistrement systématique des traces laissées par chaque passage. Cette opération fastidieuse permet de constituer une base de données pour chaque maille de la surface du fût. Dans cette base de données, on retrouve pour chaque maille les caractéristiques de chaque passage de pierre abrasive ayant entraîné de l'enlèvement de matière à savoir :

- la direction de la vitesse de coupe instantanée  $\Phi$  ;

- les valeurs d'épaisseur locale du fût avant le passage  $F_{max}^{AV}$ ,  $F_{min}^{AV}$ , et après le passage  $F_{max}^{AP}$ ,  $F_{min}^{AP}$  ;
- la profondeur de pénétration  $U$  et la profondeur d'indentation des grains d'abrasifs locale  $T_g$  ;
- la vitesse ou la pression d'expansion globale instantanée.

Cette base de données peut rapidement devenir très volumineuse. Nous avons ainsi choisi de la limiter en taille. Elle devient donc glissante et ne conserve que les traces des derniers passages. L'utilisateur peut choisir la taille de cette base de données en fonction des performances de son ordinateur.

À la fin de la simulation, la lecture de cette base de données dans l'ordre inverse de la chronologie permet de reconstituer l'historique des passages pour chaque maille.

On définit le nombre de traces apparentes de l'aspect de surface  $Nb_{Traces}$  par le nombre de passages ayant laissé des traces apparentes. Les traces visibles sur la surface après l'opération sont issues des passages dont le front de pénétration est compris entre  $F_{min}$  final et  $F_{max}$  final, c'est-à-dire dans la rugosité finale. Dans le cas illustré par la figure 51, la maille concernée présentera 6 traces visibles formées par les 6 derniers passages d'abrasif.

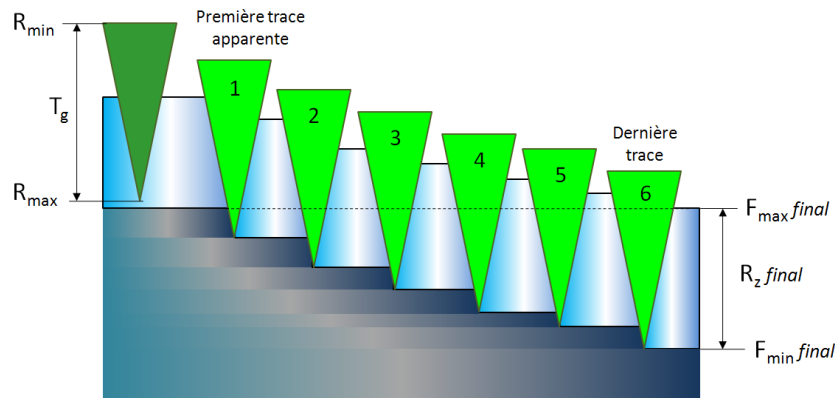


Figure 51 : Dénombrement des stries apparentes.

Les données concernant ces traces apparentes permettent de calculer les caractéristiques locales de l'aspect de surface texturée.

Les trois principaux critères d'aspect de surface sont la densité de stries, la répartition des stries en hélice montante ou descendante et le taux de stries conformes. La densité de stries est directement proportionnelle au nombre de traces apparentes. Notre logiciel donne la cartographie du nombre de traces apparentes. Le classement des traces apparentes en fonction de leur angle,  $\Phi$  positif ou négatif permet de calculer le ratio des stries montantes/descendantes. Il est exprimé en pourcent et donne le nombre de traces apparentes orientées positives sur le nombre total de traces apparentes.

De la même manière, le calcul du taux de stries conformes est issu du classement des traces apparentes en deux catégories conformes ou non conformes suivant le critère de l'angle  $\Phi$  dans l'intervalle de tolérance.

### 2.2.6. Organigramme général de la simulation du rodage

Le logiciel exécute le programme de simulation suivant l'organigramme présenté en figure 52. À l'initialisation, l'utilisateur rentre le paramétrage géométrique du fût et de l'outil. Il renseigne les données micro-géométriques nécessaires comme la rugosité initiale du fût et la profondeur d'indentation des grains de l'abrasif. Avant de lancer le calcul, l'utilisateur définit les paramètres de l'expansion et des trajectoires.

Dès lors, le calcul est lancé, le programme rentre dans une boucle itérative où l'enlèvement de matière par abrasion est calculé pour chaque instant.

À chaque itération, nous calculons la nouvelle position relative du rodoir dans le fût avec le module cinématique (décrit en 2.2.2). Ce module génère également le top final de sortie de boucle quand le cycle de rodage est terminé et que le rodoir est sorti du fût.

Le calcul du nombre de passage est effectué aussitôt l'exécution de la fonction superposition qui permet de déterminer les mailles du fût en contact avec des pierres abrasives.

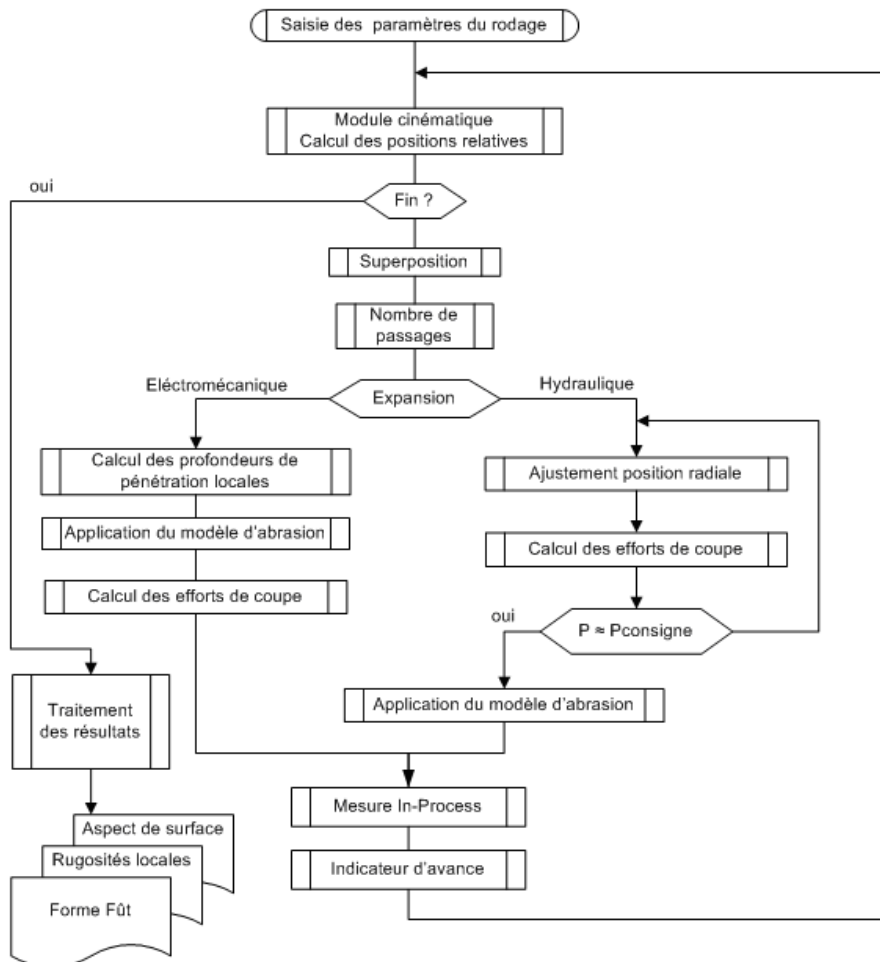


Figure 52 : Organigramme général de la simulation.

Ensuite selon le mode d'expansion initialement prévu, le programme s'exécute différemment :

- Pour l'expansion électromécanique, les profondeurs de pénétration locales sont calculées à partir de la valeur de la position d'expansion. L'enlèvement de matière s'applique aussitôt en fonction des pénétrations. On calcule ensuite l'effort de coupe.
- Pour l'expansion hydraulique, la position d'expansion est ajustée pour que la pression totale soit égale à la pression de consigne. L'enlèvement de matière est ensuite appliqué.

Dans les deux cas, la mesure in-process est évaluée. Le signal de cote atteinte est émis à ce stade pour être exploité par le module cinématique à l'itération suivante.

Plus la discrétisation est fine, plus la simulation est longue. L'indicateur d'avance permet d'afficher l'évolution du calcul à l'utilisateur.

À la fin de la simulation, les résultats sont traités pour obtenir les différents graphiques. Les cartographies de qualité d'aspect de surface sont issues de la compilation de l'historique des traces d'abrasif dans le fût.

L'ensemble du logiciel a été programmé de façon modulaire dans l'environnement Matlab®. La mise en œuvre détaillée du logiciel est abordée dans la partie suivante.

## **2.3. Mise en œuvre de la simulation**

La simulation du rodage permet de prendre en compte les principaux paramètres de programmation d'une machine de rodage réelle, essentiellement grâce aux modules générateur de trajectoire et générateur d'expansion qui sont conçus comme les commandes en temps réel implantées dans les automates de la machine de rodage. Ces modules du code de calcul génèrent à chaque itération les différentes variables d'entrée nécessaires à l'application des modèles.

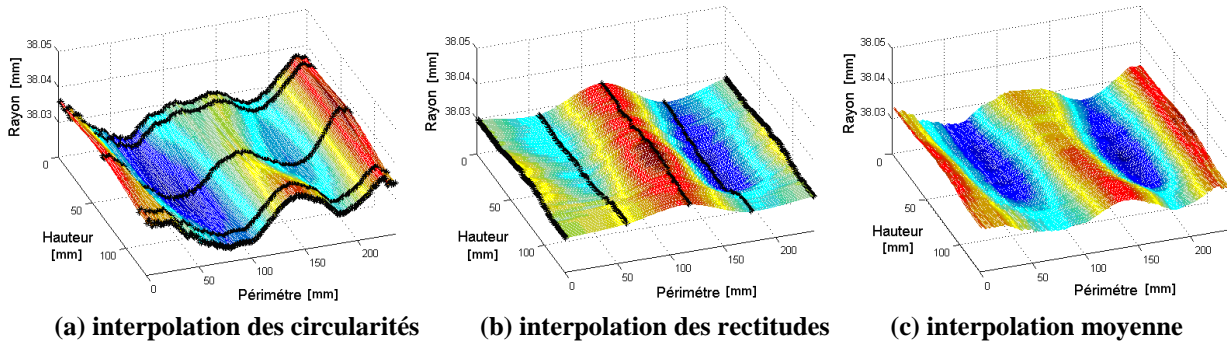
Dans tous les cas, au début de la simulation, l'utilisateur doit : définir la taille des mailles, la géométrie du cylindre, la géométrie du rodoir, et choisir la trajectoire des mouvements de rotation et de translation ainsi que le mode d'expansion.

### **2.3.1. Définition du fût à roder**

En version basique, le rodage est simulé pour un fût idéal parfaitement cylindrique spécifié par sa hauteur et son diamètre initial et sa rugosité. À ce stade, il faut également renseigner le diamètre fini souhaité qui servira d'objectif pour le module de commande et d'origine pour le repère radial.

Des fûts idéaux avec des défauts de forme paramétrés par l'utilisateur peuvent être générés puis rodés. Les « matrices fût » issues d'un rodage peuvent être conservées, stockées et réutilisées pour effectuer une autre opération. Cette propriété sera particulièrement utile pour l'étude du rodage plateau.

Il est également possible de simuler le rodage d'un fût réel et ainsi prendre en compte les défauts de forme d'un fût réel. On construit alors une « matrice fût réel » à partir des mesures de circularité et de rectitude effectuées sur un échantillon. Les mesures de formes "standard" (définies paragraphe 1.4) délivrent un grand nombre de points issus des 3 circularités et des 4 rectitudes. Après définition du maillage souhaité pour la matrice fût, un premier traitement consiste à moyenniser les mesures correspondant à chaque maille. Puis nous procédons à une interpolation cubique pour créer les points intermédiaires non mesurés. Les 3 circularités mesurées n'étant pas situées sur les extrémités haute et basse du fût, nous créons les circularités haute et basse sur les bords du fût. Ainsi l'interpolation génère une matrice fût sur l'ensemble du maillage comme le montre la figure 53 (a). On y distingue en noir les points de mesure imposés. Pour les 4 rectitudes, une opération semblable est réalisée. Les rectitudes mesurées sont prolongées linéairement jusqu'aux bords haut et bas du fût comme le montre la figure 53 (b). Afin d'assurer la continuité le long d'une circonférence, une rectitude supplémentaire est créée en recopiant la rectitude de la position 0° à la position 360° avant de procéder à l'interpolation cubique.



**Figure 53 : Maillage d'un fût réel par des mesures de forme 3D.**

Les machines de mesure délivrent les coordonnées des points mesurés dans des repères différents pour les rectitudes et les circularités. Il n'est donc pratiquement pas possible de faire coïncider les mesures absolues des rectitudes et des circularités. Pour tenir compte des deux mesures, nous créons notre fût réel en faisant la moyenne des deux interpolations précédentes comme le montre la figure 53 (c). Cette matrice est ensuite transformée en matrice « Épaisseur de matière restante » pour être utilisée dans la simulation de rodage.

Il est également possible de configurer une séquence spécifique de mesure sur la machine à mesurer 3D pour obtenir un point de mesure par maille. Cette opération de mesure n'est cependant pas standard et est beaucoup plus longue.

### 2.3.2. Définition du rodoir

Les paramètres physiques du rodoir (dimensions, masse, inertie...) ne sont pas utiles pour la simulation. Seules les pierres sont en contact avec le fût. Il faut donc renseigner la taille (hauteur, largeur, épaisseur), le nombre, la rugosité maximale  $Tg$  et le positionnement des pierres. Pour  $n$  pierres, les positions sont données par les  $n-1$  angles entre les axes des pierres consécutives. Il faut veiller à respecter une certaine symétrie dans le positionnement, car nous supposons que les forces se répartissent (« uniformément ») sur toutes les pierres en contact avec le fût. Un seul jeu de pierres peut être défini à la fois. L'action d'un rodoir à double expansion nécessite deux passes dans le logiciel : la première avec les conditions de coupe et les caractéristiques d'abrasif de la finition et la deuxième pour l'opération de plateau en reprenant les données issues du premier calcul et les nouvelles caractéristiques d'abrasifs. Les deux buses de mesure sont portées par le rodoir et placées de façon symétrique. Leur position en hauteur et en angle est paramétrable.

### 2.3.3. Génération des trajectoires

La trajectoire des pierres sur la surface du fût est la conséquence des dynamiques du mouvement de translation  $z(t)$  et du mouvement de rotation  $\omega(t)$  du rodoir. Le logiciel développé représente fidèlement les battements classiques des machines industrielles. Dans ces cas, l'angle de strie  $\alpha$  et la vitesse de coupe  $V_c$  sont imposés par l'utilisateur, la vitesse de rotation supposée constante et la vitesse de battement sont calculées par le programme. Le logiciel propose également des trajectoires originales à  $\omega(t)$  variable.

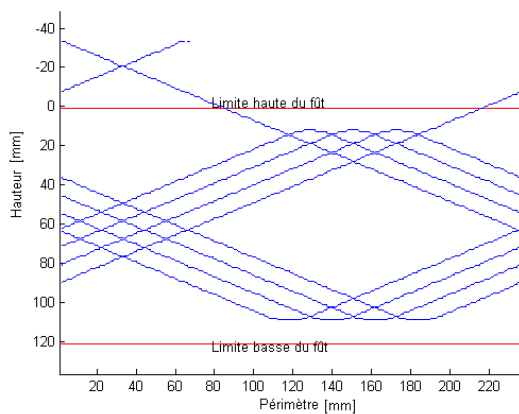
#### 2.3.3.1. Trajectoire sans battements

Lorsque l'on sélectionne ce type de trajectoire, il faut renseigner la vitesse de coupe  $V_c$  qui va fixer la vitesse de rotation, la vitesse d'approche  $V_{app}$  qui sera également utilisée comme

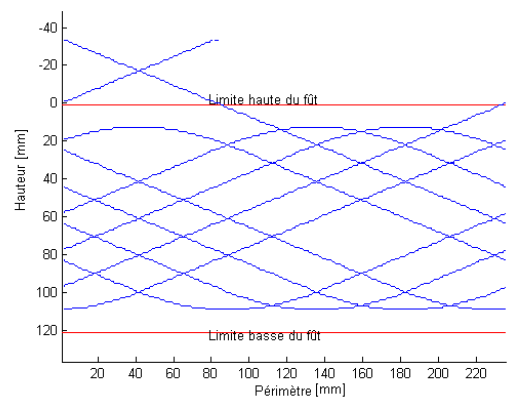
vitesse de sortie, le nombre de tours  $N_t$  et la cote  $Z_0$  du haut du rodoir pendant le rodage. Ce mode de fonctionnement qui simule l'action d'un abrasif sur un cylindre tournant est peu courant, mais il sera très utile pour étudier les forces et les rugosités sans être influencé par les battements.

### 2.3.3.2. Trajectoire avec battements classiques

En rodage normal, la vitesse de rotation  $\omega(t)$  du rodoir est constante et la translation axiale  $z(t)$  s'opère à vitesse constante alternée, formant le mouvement de battement représenté en figure 42. La longueur de la course du mouvement de battement est normalement calculée de manière à ce que le rodoir dépasse d'un tiers de la hauteur des pierres, mais ce « taux de sortie » du rodoir  $T_{sortie}$  est réglable. Il modifiera automatiquement l'amplitude des battements. Il faut noter que dans la pratique, si  $T_{sortie}$  est supérieur à 50% et que les buses sont placées à mi-hauteur des pierres abrasives, la « mesure in process » devient inopérante.



(a) Accélération d'inversion  $\Gamma_{acc}=20 \text{ m/s}^2$

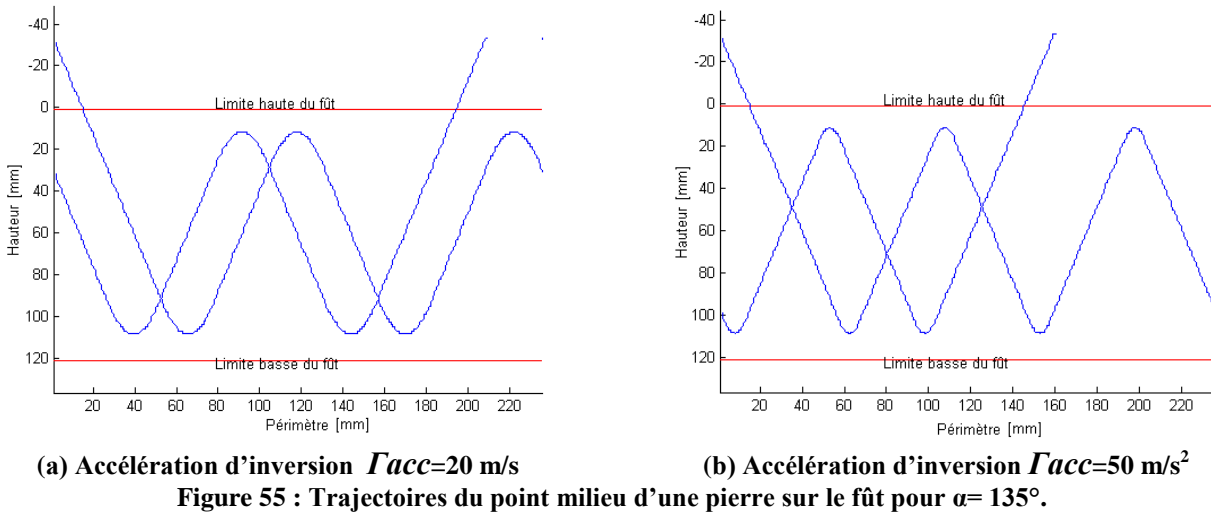


(b) Accélération d'inversion  $\Gamma_{acc}=5 \text{ m/s}^2$

Figure 54 : Trajectoires du point milieu d'une pierre sur le fût pour  $\alpha = 45^\circ$ .

La figure 54 simule la trajectoire du point milieu d'une pierre pour 4 battements et 2 accélérations différentes. Comme nous utilisons un repère orthonormé lié au fût, l'angle de strie de  $\alpha = 45^\circ$  apparaît exactement sur la figure. Pour des accélérations d'inversion de  $20 \text{ m/s}^2$ , la partie parabolique de la trajectoire est relativement peu marquée. Pour les accélérations maximales atteignables avec un bras robotisé, soit environ  $5 \text{ m/s}^2$ , la phase d'inversion couvrirait pratiquement la moitié du périmètre du fût (figure 54 b). On remarque également que la durée des inversions agit sur la répartition des traces sur le fût.



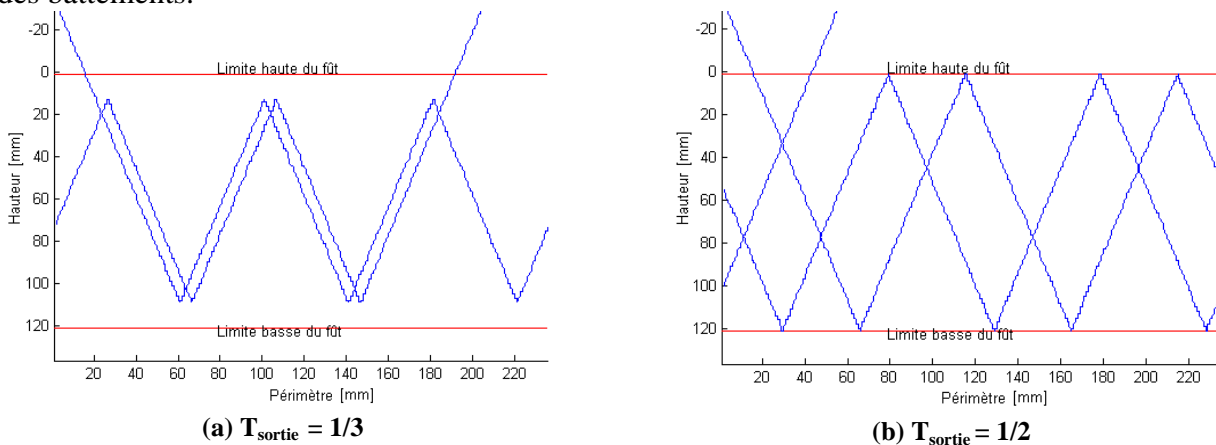


En rodage HSH (Helical Slide Honing) avec un angle de strie  $\alpha = 135^\circ$ , ce phénomène est déjà très marqué pour l'accélération habituelle de  $20 \text{ m/s}^2$  comme le montre la figure 55 (a). Pour obtenir une incidence raisonnable des inversions sur la qualité des trajectoires, il faut pour ce type de rodage des machines capables de grandes dynamiques. Par exemple, la figure 55 (b) montre ces trajectoires pour des accélérations d'inversion de  $50 \text{ m/s}^2$ .

### 2.3.3.3. Trajectoire avec battements spéciaux

Pour pouvoir prévoir et tester le fonctionnement d'une nouvelle génération de machine de rodage, nous avons implémenté dans le logiciel des battements non-linéaires coordonnés avec des vitesses de rotation variables en fonction du temps. Ces techniques de commande regroupées sous le vocable « asservissement hélicoïdal » font actuellement l'objet d'un dépôt de brevet. Certaines optimisent la géométrie des trajectoires, d'autres respectent la constance de la vitesse de coupe et permettent de créer des textures de rodage originales.

En agissant de façon synchrone, par exemple de façon sinusoïdale, sur la vitesse de battement et sur la vitesse de rotation, la trajectoire peut être parfaitement triangulaire ce qui génère une texture idéale même en rodage HSH, comme le montre la figure 56 (a). Pour agir sur la répartition des traces sur le fût, il ne reste plus qu'à agir sur l'amplitude des battements, c'est-à-dire sur le taux de sortie du rodoir et/ou sur le nombre et la répartition des pierres sur le rodoir. La figure 56 (b) montre la trajectoire du point milieu d'une seule pierre sortant de moitié lors des battements.



**Figure 56 : Trajectoires du point milieu d'une pierre sur le fût avec battements sinusoïdaux pour  $\alpha=135^\circ$ .**

La figure 57, présente la génération de textures circulaires grâce à des battements modulés sinusoidalement. La texture générée est paramétrée par le nombre  $Np$  de cercles créés sur un périmètre du cylindre et le nombre  $Nz$  de cercles créés sur la hauteur du fût. Pour obtenir une texture complète, il faut au moins un nombre de battements égal à  $Np$  comme le montre la figure 57 (d).

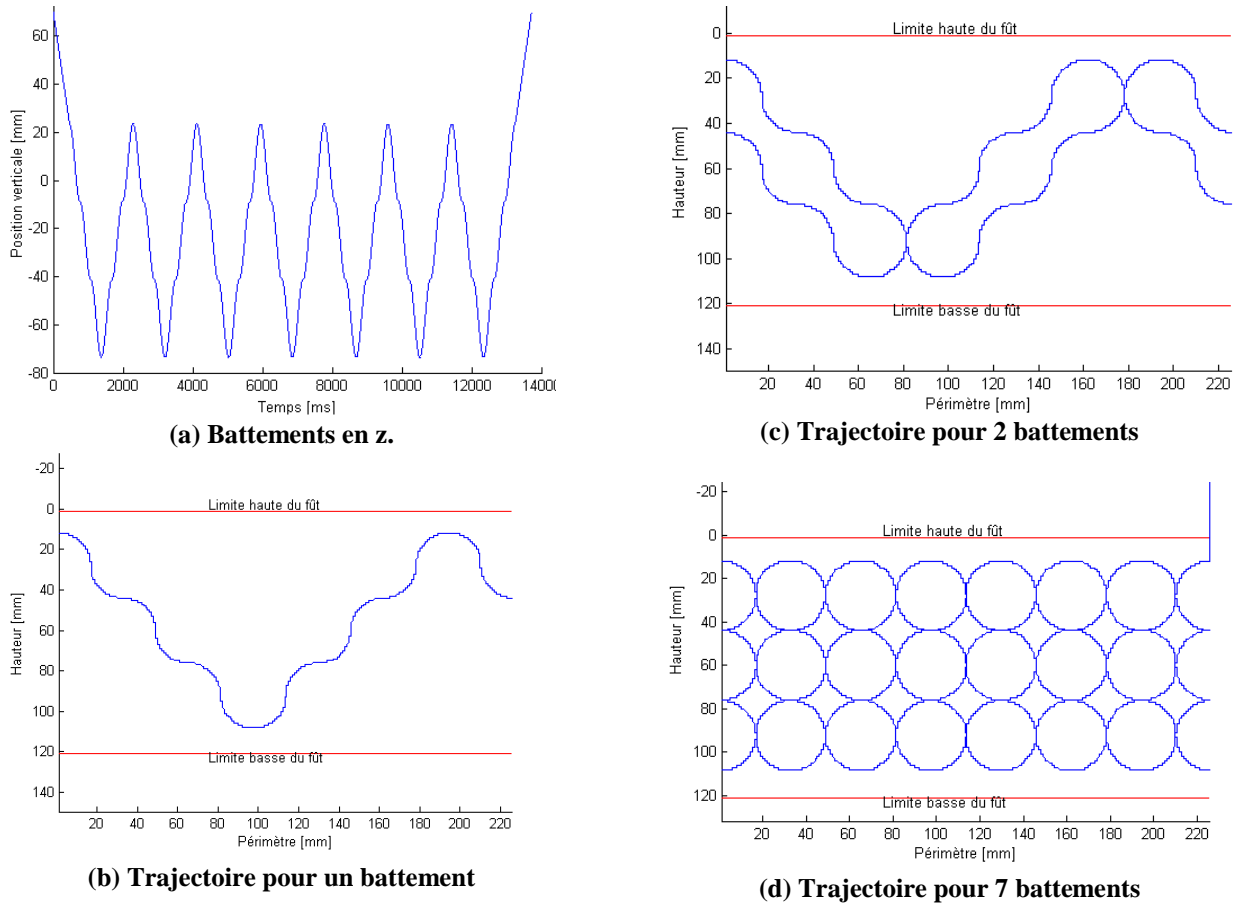


Figure 57 : Exemple de trajectoires battements circulaires avec  $Np=7$  et  $Nz=3$ .

### 2.3.4. Cycles de rodage

#### 2.3.4.1. Cycles préprogrammés

Pour un cycle préprogrammé, l'utilisateur définit le temps de rodage, soit en consignat un nombre de battements, soit en consignat une durée du cycle. Ce type de cycle est généralement utilisé pour la phase de rodage plateau qui a pour but de balayer toute la surface sans pour autant retirer beaucoup de matière.

Ce mode de fonctionnement de la simulation permet notamment de visualiser rapidement le pouvoir de recouvrement du procédé au bout d'un nombre donné de battements.

Pendant le cycle préprogrammé, il est possible de générer des changements de consigne de vitesse d'expansion en électromécanique ou des consignes de pression en expansion hydraulique. Le basculement de la première à la deuxième pression ou vitesse s'effectue au bout d'un nombre de battements ou à un instant consigné par l'utilisateur.

### 2.3.4.2. Cycles avec « stop-cote »

Le cycle de rodage dit « stop-cote » est très présent dans l'industrie. Il consiste à utiliser la mesure in-process pneumatique du rodoir pour déclencher la fin du cycle.

Ce fonctionnement est complètement pris en compte dans la simulation. Il est possible d'observer à chaque itération le diamètre mesurable par le système pneumatique. Le signal de fin de cycle est émis quand la mesure in-process atteint un des seuils programmés.

L'utilisateur peut définir un changement de vitesse ou de pression d'expansion à partir d'une cote de diamètre donné. La fin du cycle est déclenchée quand le signal de la mesure in-process atteint le diamètre final entré par l'utilisateur.

La simulation de ce type de cycle permet notamment de calculer le temps de cycle nécessaire à l'opération et nous permettra en particulier de valider le modèle d'enlèvement de matière.

### 2.3.4.3. Cycle avec « Macro-forme »

Le cycle dit « macro-forme » est tout à fait adapté aux cycles d'ébauche, il a pour but de rattraper rapidement les défauts de cylindricité du fût.

Basée sur la mesure in-process, l'action du correcteur macro-forme consiste à générer des mouvements de battement spécifiques pour rattraper le défaut de forme. Nous avons implémenté dans la simulation le même algorithme que celui des machines Nagel. Son principe de fonctionnement est représenté en figure 58. La mesure in-process est échantillonnée de manière à délivrer trois mesures correspondant à trois diamètres aux niveaux bas, milieu et haut du fût.

Au cours du cycle de rodage, la commande scrute les trois mesures de diamètre. Si l'écart entre les diamètres dépasse un seuil, une consigne de modification de la trajectoire de battement est émise. Cette consigne impose au générateur de position de battement d'effectuer des battements de faible amplitude dans la zone où le diamètre est trop petit par rapport aux autres. On voit, par exemple, sur la figure 58 que le diamètre niveau haut est légèrement plus petit que ceux des niveaux milieu et bas. La correction macro-forme déclenche alors une série de battements couvrant le niveau haut, jusqu'à ce que le diamètre rattrape ceux des niveaux milieu et bas.

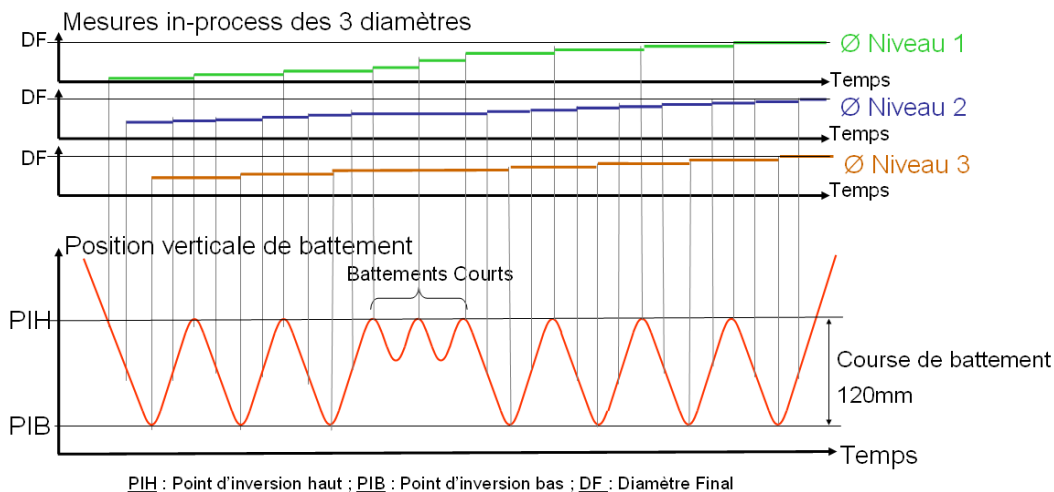


Figure 58 : Action de la correction « macro-forme ».

Les plages d'altitude de mesure de ces niveaux sont définies par les formules suivantes, où  $Pm$  est la largeur de la bande de mesure et  $Hf$  est la hauteur du fût:

$$\begin{aligned}
 H_{Niveau1} &= \begin{bmatrix} h_{N1} - \frac{P_m}{2} & h_{N1} + \frac{P_m}{2} \end{bmatrix} & P_m &\geq 3 \cdot dX \\
 H_{Niveau2} &= \begin{bmatrix} h_{N2} - \frac{P_m}{2} & h_{N2} + \frac{P_m}{2} \end{bmatrix} & h_{N1} &= \frac{1}{4} \cdot H_f \\
 H_{Niveau3} &= \begin{bmatrix} h_{N3} - \frac{P_m}{2} & h_{N3} + \frac{P_m}{2} \end{bmatrix} & h_{N2} &= \frac{1}{2} \cdot H_f \\
 & & h_{N3} &= \frac{3}{4} \cdot H_f
 \end{aligned} \tag{33}$$

Le système de mesure in-process effectue la moyenne des mesures pour chaque plage de mesure.

Dans le cadre de la simulation, il est possible d'implémenter n'importe quel algorithme de correction de forme. L'intérêt aussi d'avoir implémenté l'algorithme de base de la machine Nagel est de pouvoir comparer les résultats à isopérimètre entre simulation et production industrielle. Il est aussi possible de prédire par la simulation le comportement de la machine réelle et donc le temps de cycle propre lié aux défauts de forme.

### 2.3.5. Génération de l'expansion

Comme expliqué au paragraphe 2.2.2.4, deux modes d'expansion sont disponibles. En expansion électromécanique, la position radiale des pierres et leur avance sont imposées par un asservissement. En expansion hydraulique, c'est la pression qui est imposée par le vérin.

#### 2.3.5.1. Expansion électromécanique

La position de repos des pierres est placée automatiquement à quelques microns de la cote de contact.

Le premier mode d'expansion électromécanique EM1 est caractérisé par une position radiale des pierres variant linéairement avec une vitesse d'expansion  $V_{exp1}$  imposée à partir de la cote de contact. Nous avons la possibilité d'imposer un impact de départ plus fort, quantifié par un pourcentage de la rugosité maximale  $Rz$  du fût. Si la fonction « stop-cote » est activée, l'expansion s'arrête lorsque la « mesure in process » atteint la cote d'arrêt imposée. Autrement l'avance se poursuit durant le nombre de battements maximal fixé par le module trajectoire. Si la cote d'arrêt est atteinte, les pierres reviennent à la position de repos. Sur une machine industrielle de rodage, l'expansion peut être maintenue en position pendant un nombre de battements supplémentaires. Cette phase est alors appelée étincelage . Dans le logiciel développé, le paramètre  $Nbattsu$  permet de créer et de contrôler la durée de cette phase.

La figure 59 (a) présente le rodage de type EM1 : la cote moyenne initiale du fut est située à  $-100\mu\text{m}$  par rapport à la cote finale désirée qui est prise comme origine. La rugosité initiale  $Rz$  vaut  $40\mu\text{m}$ , donc  $F_{max}=-120\mu\text{m}$  et  $F_{min}=-80\mu\text{m}$ . L'expansion programmée à  $4\mu\text{m/s}$  avec un facteur d'impact nul démarre donc à la cote  $-120\mu\text{m}$  quand le rodoir est enfoncé au  $2/3$  dans le fût. On constate au départ peu de pression, car la pierre abrasive n'agit que sur les crêtes du profil de rugosité de la surface en contact. Après 10 s, l'expansion atteint  $F_{min}$  et les grains d'abrasifs sont en pleine matière. Le régime stabilisé d'abrasion donne dans ce cas la pression maximale d'environ 60 bars et ceci jusqu'à la cote d'arrêt de l'expansion programmée à  $-50\mu\text{m}$ . Ensuite, l'expansion est maintenue en position pendant cinq battements supplémentaires pour effectuer la phase d'étincelage. Durant cette phase, la pression diminue et tend vers zéro. Cette phase d'étincelage est peu utilisée en rodage, car la rugosité tend rapidement vers zéro avec un état de surface médiocre.

Le second mode d'expansion électromécanique EM2 permet de programmer une deuxième vitesse d'expansion  $V_{exp2}$  qui sera effective jusqu'à une cote d'arrêt imposée.

La figure 59 (b) présente le rodage de type EM2 : ce mode correspond à l'application de deux vitesses d'expansion successives. Après une première vitesse d'expansion de  $4\mu\text{m/s}$ , la deuxième vitesse d'expansion de  $2\mu\text{m/s}$  est déclenchée à  $20\mu\text{m}$  de la côte finale. Pour ce type de cycle, nous avons démarré l'expansion avec un facteur d'impact de 25%. Cette astuce de programmation sur les machines réelles permet aux régleurs de diminuer le temps de cycle. Cette forte avance initiale a pour effet d'augmenter la force de coupe plus rapidement et donc d'enlever plus de matière. Le régime stable d'abrasion pour la première vitesse d'expansion est atteint après 10s. La commutation de la première à la deuxième vitesse est déclenchée par l'atteinte de la cote d'arrêt qui correspond  $-25\mu\text{m}$ . Le passage à la vitesse d'expansion inférieure de  $-2\mu\text{m/s}$  perturbe l'effort de coupe qui se stabilise à environ 40 bars. Enfin, l'atteinte de la cote zéro déclenche la phase d'étincelage pendant les cinq battements supplémentaires.

Dans le mode d'expansion électromécanique en échelon, EM3, les pierres sont positionnées à une cote échelon imposée.

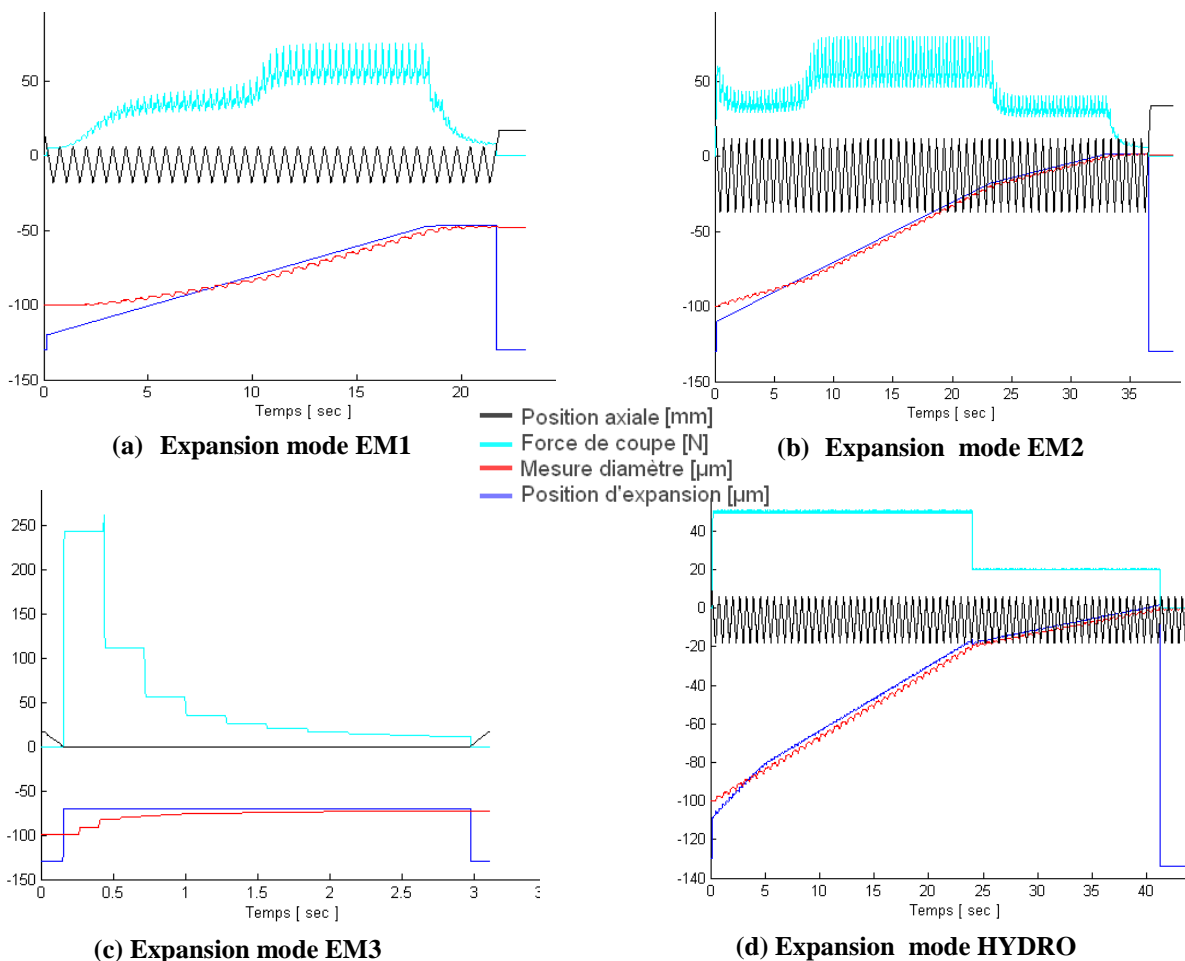


Figure 59 : Évolution des trajectoires, du diamètre et de la force de coupe.

La figure 59 (c) présente ce mode d'expansion avec un échelon de  $30\mu\text{m}$  et un mode de trajectoire sans battement. La cote mesurée évolue de  $-100\mu\text{m}$  à la valeur finale imposée de  $-70\mu\text{m}$ . La pression décroît par paliers, chaque palier correspond à un tour du rodoir. Ce mode purement théorique est utilisé pour calibrer le modèle.

### 2.3.5.2. Expansion hydraulique

En mode d'expansion hydraulique HYDRO, la pression est imposée par le vérin. Dans le logiciel, il faut imposer une première *pression1* et la première cote d'arrêt. Si on le souhaite, une autre valeur *pression2* peut être appliquée jusqu'à la deuxième cote d'arrêt.

La Figure 59 (d) présente ce mode d'expansion avec une pression de 50 bars puis une pression de 20 bars cette dernière étant appliquée entre les cotes d'arrêt -20  $\mu\text{m}$  et 0. L'impact initial et la vitesse d'expansion sont cette fois-ci la conséquence de la pression imposée et de la rugosité initiale du fût.

### 2.3.6. Calibration et étalonnage du logiciel

Pour pouvoir comparer les résultats simulés avec ceux issus d'une expérimentation réelle, il faut initialiser le logiciel avec les bons paramètres géométriques, les bonnes valeurs cinématiques et les mêmes éléments de commande. Ces opérations qui ont été décrites précédemment permettent d'exploiter le modèle cinématique de la simulation.

L'enlèvement de matière, la forme et l'aspect de surface sont conditionnés par les propriétés de la surface à roder, par les propriétés de l'abrasif et par les performances de la machine. La rugosité initiale  $R_z$  est déterminée par mesure tactile de la surface. L'indentation des grains d'abrasifs  $T_g$  est proche de la valeur de la rugosité maximale 3D définie par la norme ISO 13565 [22] appliquée à la surface de l'abrasif.

La mesure fine de la surface de l'abrasif est délicate, car le palpeur doit « glisser » sur la surface sans se détériorer. Ces mesures ont été réalisées avec un appareil de mesure de rugosité tactile, en employant un cycle particulier. Le palpéage est effectué sur une série de génératrices parallèles pour construire l'image 3D de la surface. L'utilisation d'un palpeur avec un rayon de 10  $\mu\text{m}$  (à 90°) filtre le signal, mais garantit le palpéage de la surface abrasive sans détériorer le palpeur.

La formule (31) montre qu'avec notre modèle la pression dépend de  $P_0$  et de  $\lambda$ . Par simulation à pression imposée, on calcule un moyen débit de matière dépendant de la vitesse de coupe et de la pression. La figure 60 extraite de l'étude expérimentale de la machine Nagel de Balasubrialanian et al. présente l'influence de la pression de rodage sur l'enlèvement de matière et sur la rugosité.

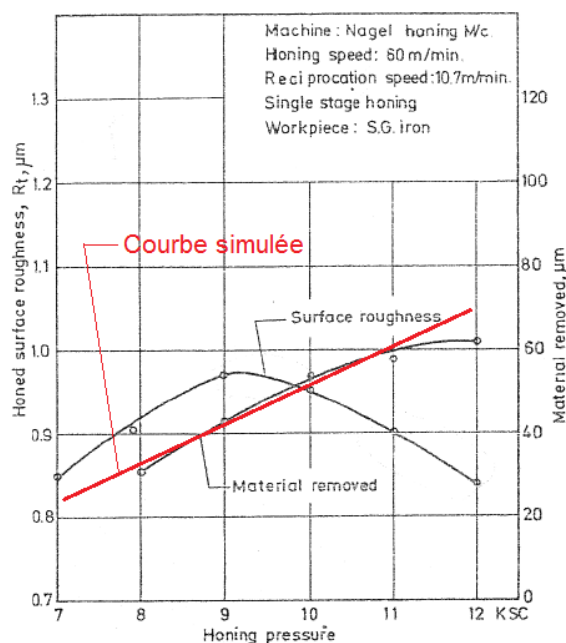


Figure 60 : Enlèvement de matière en fonction de la pression [28]

Dans un premier temps nous avons calibré notre simulation sur cette expérience avec une vitesse de coupe de 60m/min. Par itération nous avons cherché les paramètres  $P_0$  et de  $\lambda$  permettant de faire coïncider l'enlèvement de matière simulé à la partie linéaire de la courbe de la figure 60. Par la suite pour chaque couple outil-matière il faudra déterminer cette courbe d'enlèvement de matière en fonction de la pression d'expansion pour calibrer le logiciel.

## 2.4. Résultats de simulation

### 2.4.1. Exploitation du modèle cinématique

La cartographie du nombre de passages permet d'étudier l'homogénéité de l'action du procédé de rodage et le pouvoirs de recouvrement d'une opération. Dans la suite, nous présentons quelques exemples d'utilisation de ces notions.

#### 2.4.1.1. Nombre de passages et pouvoir de recouvrement

##### 2.4.1.1.1 Influence de la répartition des pierres

La cartographie du nombre de passages met en évidence la différence d'action du rodage en fonction de la géométrie de l'outil. Elle peut servir d'aide au choix du rodoir. Sur la figure 61, les cartographies du nombre de passages pour deux géométries d'outils différentes sont élaborées pour un même cycle de rodage de trois battements. Ce court cycle de rodage, pouvant correspondre à une opération de rodage plateau, est paramétré avec une vitesse de coupe de 50m/min et un angle de strie de 45°.

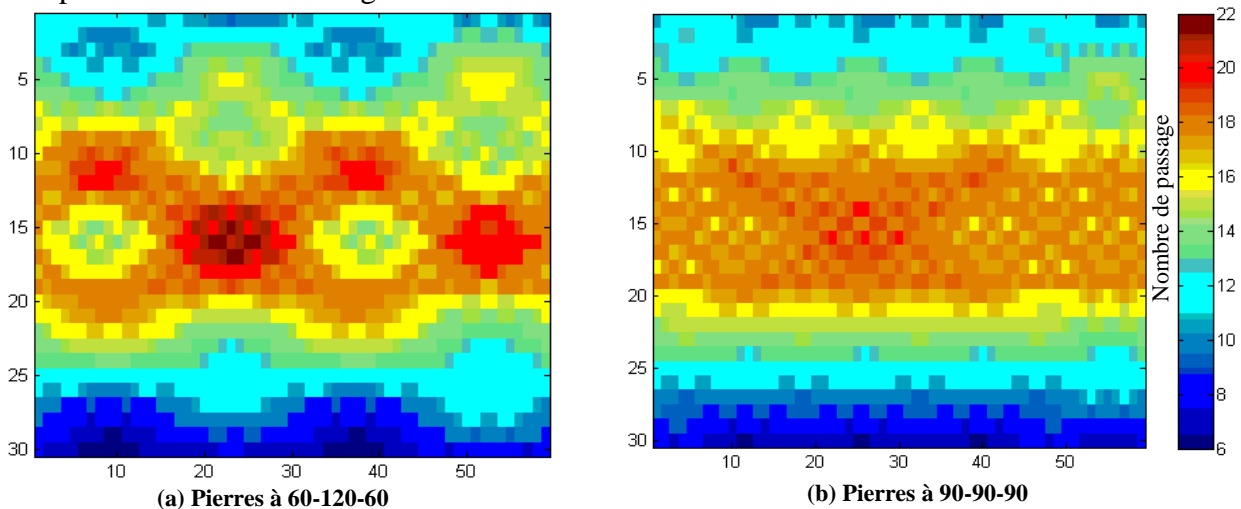


Figure 61 : Nombre de passage à iso paramètres pour un rodoir à 4 pierres réparties différemment.

##### 2.4.1.1.2 Influence de la dynamique

La cartographie du nombre de passages permet aussi de comparer l'impact des paramètres de la cinématique du rodage sur le recouvrement de la surface cylindrique. Les figure 62 (a) et (b) présentent les cartographies du nombre de passages pour deux cycles de rodage quasi identiques définis par : Vitesse de coupe 60m/min ; Angle de rodage 45° ; Diamètre final 76mm ; Hauteur du fût 140mm ; Hauteur des pierres 70mm ; Largeur des pierres 7mm ; Nombre de pierre 4 ; Répartition des pierres 3X90° ; Dépassement en inversion 33%.



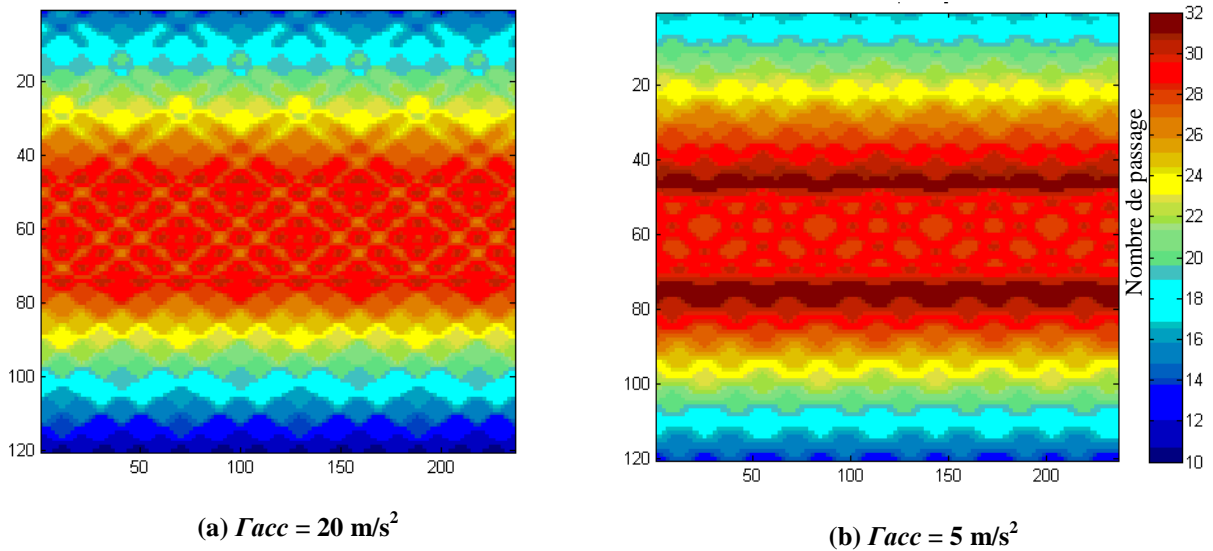


Figure 62 : Influence de l'accélération d'inversion de battement.

Pour la figure 62 (a), l'accélération d'inversion de 20m/s<sup>2</sup> est celle couramment utilisée sur les machines, le pouvoir de recouvrement est de 10-29. Pour la figure 62 (b), le paramètre d'accélération a été fixé à 5m/s<sup>2</sup> et le pouvoir de recouvrement vaut 10-32. On remarque que la diminution de l'accélération augmente fortement le nombre de passages en haut et en bas du fût.

### 2.4.1.2. Optimisation d'une phase Plateau HSH

Le calcul du pouvoir de recouvrement d'un cycle de rodage peut mettre en évidence des zones de non-recouvrement. Les cartographies du nombre de passages pour une phase plateau en rodage HSH (angle de strie à 135°) sont représentées figure 63. On constate notamment que le motif formé par les différents passages est symétrique par rapport à l'axe vertical.

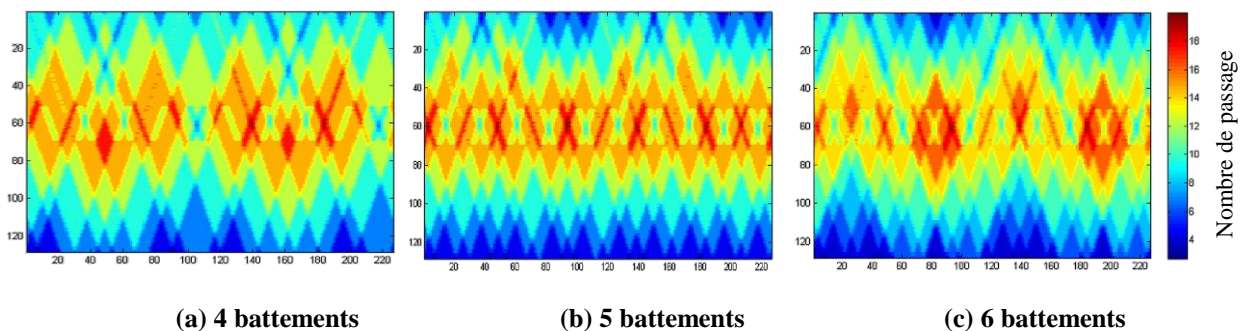


Figure 63 : Recherche du nombre de battements nécessaires en phase plateau HSH.

On observe également dans cette configuration qu'un nombre de battements impair génère une surface où le nombre de passages est plus homogène sur le périmètre.

La figure 63 met en évidence le nombre de battements minimum nécessaire pour que l'opération couvre toute la surface. On montre ainsi que pour quatre battements, certaines zones restent vierges et n'ont subi aucun passage d'abrasif. Dans ce cas le risque est de générer une surface dont la rugosité n'est pas homogène figure 63 (a). À partir de cinq battements (figure 63 (b)), tous les points de la surface ont subi au moins deux passages d'abrasif ce qui signifie que le recouvrement du procédé est total.



Cette simulation par ailleurs a permis de minimiser les essais de rodage industriels qui avaient comme but de définir le nombre de battements nécessaires pour la phase de plateau pour le nouveau procédé de rodage dit HSH.

## 2.4.2. Forme des surfaces rodées

### 2.4.2.1. Représentation des défauts de formes

La cartographie de la matière restante dans le fût contient toutes les informations nécessaires pour calculer les défauts de forme habituellement contrôlés par une machine de mesure 3D.

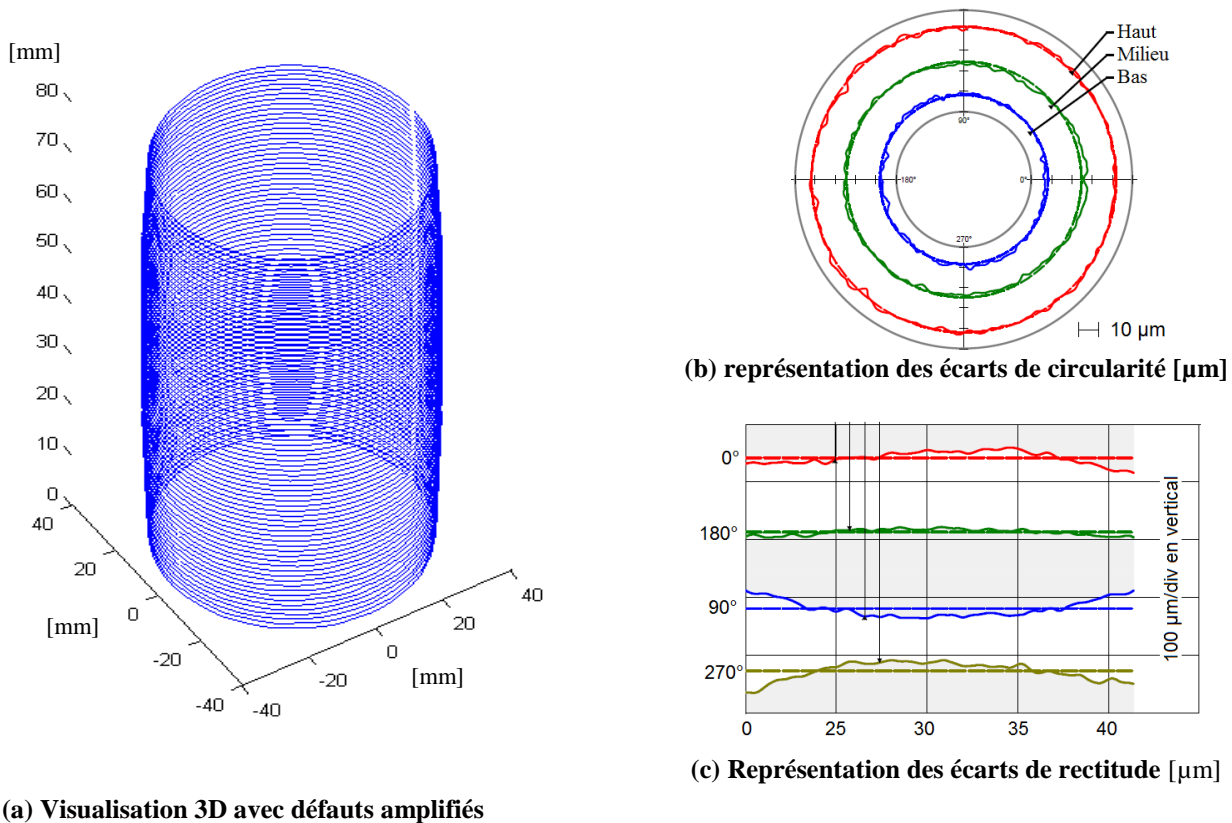


Figure 64 : Représentation des défauts de formes.

La figure 64 (a) donne par exemple la représentation 3D d'un fût avec le défaut de forme amplifié. Pour valider la qualité de forme d'un fût rodé, dans l'industrie, il est usuel de mesurer 3 circularités et 4 rectitudes. La simulation permet de présenter ces mesures telles qu'elles sont définies par la norme ISO GPS [29]: défaut de circularité et défaut de rectitude (figure 64 (b) et (c)).

### 2.4.2.2. Influence de l'amplitude des battements

Lors d'un rodage simulé, nous pouvons observer la forme finale obtenue. Les graphes de la figure 65 représentent les l'épaisseur de matière restante à l'issue des opération de rodages à expansion hydraulique comme ceux de la figure 59 (d) arrêtés à une cote d'arrêt 0.

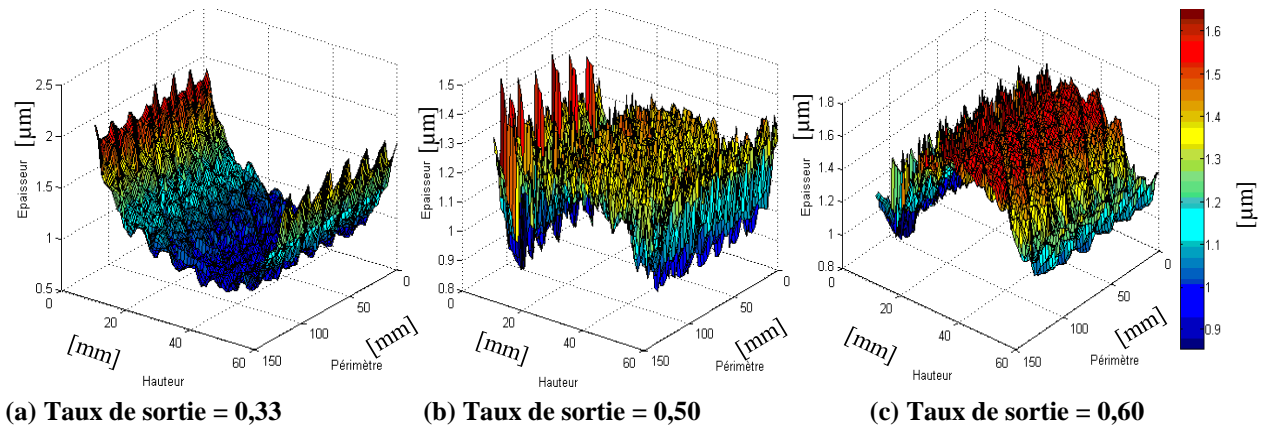


Figure 65 : Défauts de formes en fonction de l’amplitude des battements.

La cote d’arrêt étant une moyenne entre  $F_{max}$  et  $F_{min}$ , les cotes finales maximales restent positives de quelques microns. Pour un taux de sortie du rodoir habituel de 1/3, nous observons une légère forme tonneau. Étant donné qu’en expansion hydraulique, la pression totale ne se répartit que sur les mailles en contact, l’enlèvement de matière sur les bords haut et bas du fût peut être augmenté par une augmentation de l’amplitude des battements. Ce phénomène est démontré analytiquement dans l’ouvrage [18]. La modification de la longueur de la course est utilisé par les régleurs pour corriger un défaut de cylindricité initial. Pour un taux de sortie du rodoir de 0,5, la forme obtenue figure 65 (b) est presque lisse et pour 0,60 représenté sur la figure 65 (c) on obtient une forme d’hyperboloïde à une nappe. Ces résultats contribuent à valider le modèle d’enlèvement de matière mis en œuvre dans notre logiciel.

### 2.4.2.3. Influence de la raideur du fût

Pour prouver que la simulation peut prendre en compte l’élasticité du fût, nous avons créé une matrice de coefficients d’élasticité radiale qui possède des valeurs nulles en six points et dont les élasticités varient sinusoidalement en  $p$  et en  $h$  avec une valeur maximale  $k_{max}$ . Cette valeur a été choisie pour que le retrait élastique  $\Delta u$  qui résulte de l’application de la pression locale maximale ne dépasse pas 5  $\mu m$ . Une telle matrice représente une chemise maintenue en 6 points. La figure 66 (a) représente la cote  $F_{moyenne}$  pour un fût non élastique rodé avec 6 pierres selon l’expansion EM2 décrite par la figure 59 (b) et une vitesse d’expansion lente de 2  $\mu m/s$ . Le défaut de forme ne dépasse pas 0,15  $\mu m$ .

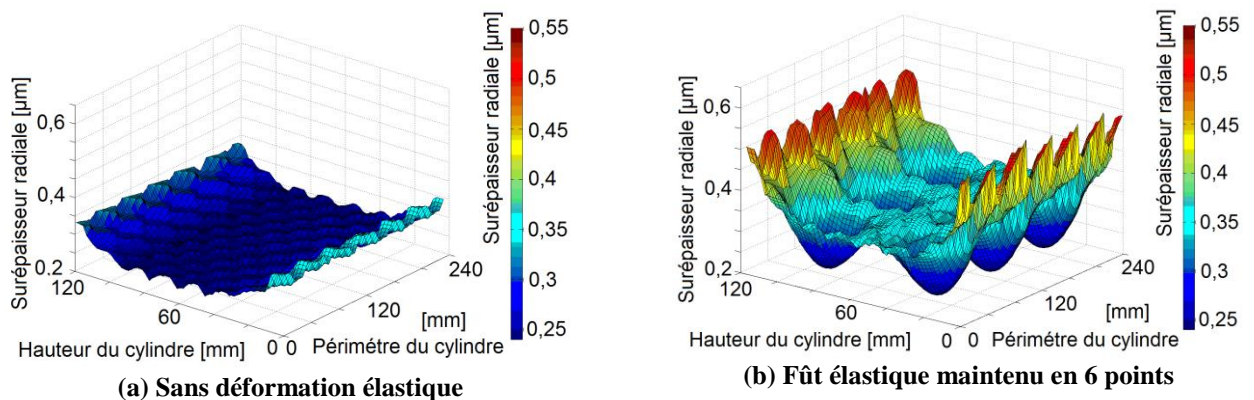


Figure 66 : Défauts de forme induits par l’élasticité du fût.

La figure 66 (b) représente avec les mêmes échelles la cote  $F_{moyenne}$  pour un fût élastique rodé dans les mêmes conditions. Pour les six points de maintien où la raideur est infinie, la quantité de matière enlevée est identique au cylindre sans déformation. En dehors l'élasticité engendre un défaut de forme dû à une surépaisseur de matière restante. Le défaut de forme sur les bords atteint alors  $35\ \mu\text{m}$ , soit  $20\ \mu\text{m}$  de plus que dans le cas idéal.

### 2.4.3. Rugosité des surfaces rodées

#### 2.4.3.1. Représentation de la rugosité

Le modèle de rugosité appliqué à la discrétisation spatio-temporelle fournit l'évolution de la rugosité maximale  $R_z$  pour toutes les mailles du fût. On peut ainsi tracer des cartographies de cette rugosité maximale dans tout le fût.

Traditionnellement, la rugosité est mesurée en trois zones de la chemise (définies en 1.4). Les zones palpées pour la mesure de la micro géométrie sont localisées sur la cartographie de la figure 67. Dans le logiciel, les valeurs des rugosités haute, moyenne et basse sont obtenues en moyennant les rugosités locales de chacune de ces zones.

La rugosité moyenne ainsi obtenue est stockée après chaque battement, on peut alors tracer des courbes d'évolution de celle-ci au court du cycle de rodage.

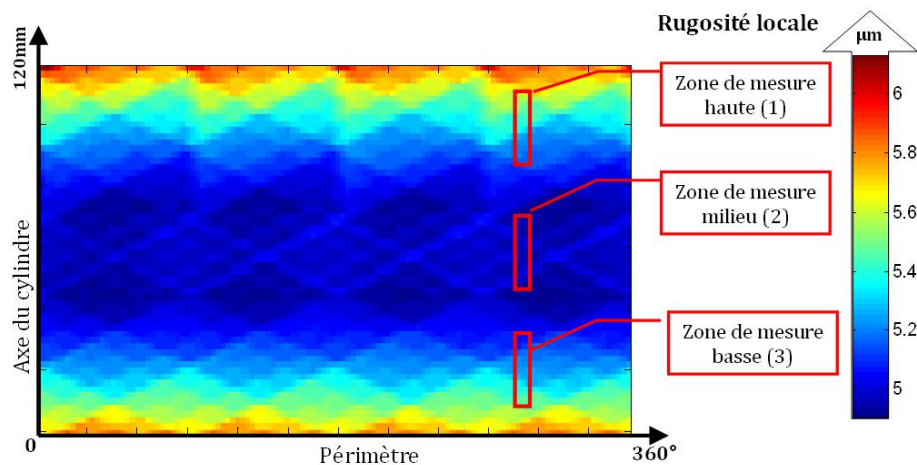


Figure 67 Cartographie de rugosité et zones de mesure

#### 2.4.3.2. Évolution de la rugosité en rodage électromécanique

La figure 68 (a) représente les évolutions de la rugosité moyenne en fonction du nombre de battements pour des rodages de type EM2. Toutes les simulations sont effectuées avec un pas d'échantillonnage spatial  $dX$  de 2mm. La rugosité initiale du fût vaut  $R_z=40\ \mu\text{m}$ . La vitesse d'expansion rapide est de  $4\ \mu\text{m/s}$  jusqu'à la cote  $-20\ \mu\text{m}$ , la vitesse d'expansion lente est de  $2\ \mu\text{m/s}$  jusqu'à la cote 0. Cinq battements d'étincelage ont été systématiquement ajoutés.

La rugosité dépend directement de la vitesse d'expansion et diminue avec elle. Dans cette simulation, nous retrouvons ainsi les tendances observées expérimentalement dans la thèse de Leila Sabri [27].

Les deux simulations avec le même abrasif  $T_g=40\ \mu\text{m}$  montrent que la rugosité diminue quand on augmente le nombre de pierres sur le rodoir.

Les deux simulations avec six pierres montrent que la rugosité diminue quand on prend un abrasif plus fin ( $T_g=20\ \mu\text{m}$  au lieu de  $T_g=40\ \mu\text{m}$ ).

Nous présentons en figure 68 (b) l'étude de la rugosité maximale en fonction de la vitesse d'expansion ou en fonction du nombre de pierres. Quel que soit la capacité d'indentation des grains d'abrasifs, la rugosité maximale atteignable en régime stabilisé augmente avec la vitesse d'expansion mais diminue avec le nombre de pierre.

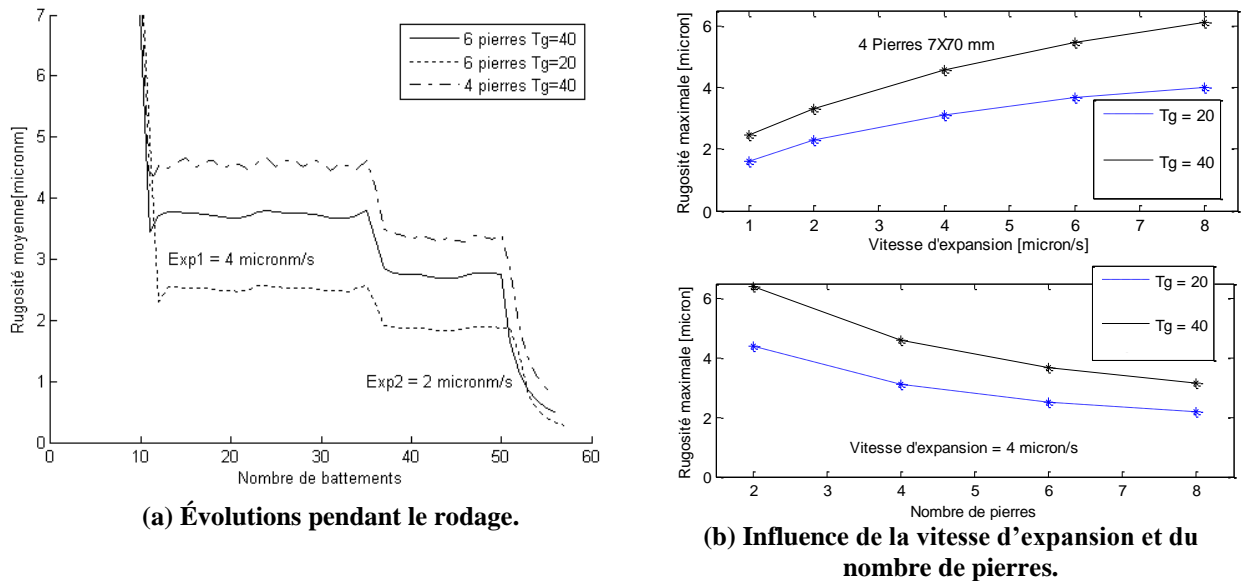


Figure 68 : Étude de la rugosité en rodage avec expansion électromécanique.

### 2.4.3.3.Évolution de la rugosité en rodage hydraulique

La figure 69 (a) représente les évolutions de la rugosité moyenne en fonction du nombre de battements pour des rodages en mode expansion HYDRO. Toutes les simulations sont effectuées avec un pas d'échantillonnage spatial  $\Delta X$  de 2mm. La rugosité initiale du fût vaut  $R_z=40 \mu m$ . La pression1 est de 50 bars jusqu'à la cote  $-20 \mu m$ , la pression2 est de 20 bars jusqu'à la cote 0. La rugosité dépend directement de la pression et diminue avec elle.

Les deux simulations avec le même abrasif  $Tg=40 \mu m$  montrent que la rugosité diminue quand on augmente le nombre de pierres sur le rodoir.

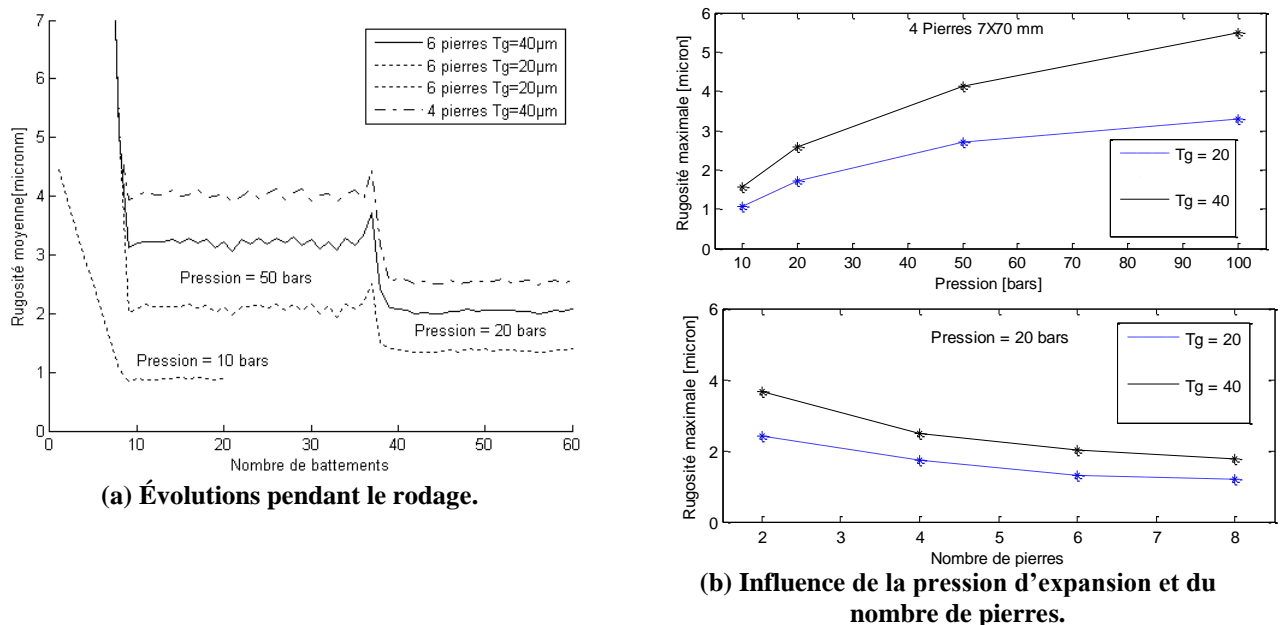


Figure 69 : Étude de la rugosité en rodage avec expansion hydraulique

Les deux simulations avec 6 pierres montrent que la rugosité diminue quand on prend un abrasif plus fin ( $T_g=20\ \mu\text{m}$  au lieu de  $T_g=40\ \mu\text{m}$ ).

La figure 69 (b) présente l'étude de la rugosité maximale en fonction de la pression ou en fonction du nombre de pierres. Quelle que soit la capacité d'indentation des grains d'abrasifs, la rugosité maximale atteignable en régime stabilisé augmente avec la pression d'expansion et diminue avec le nombre de pierre.

#### 2.4.4. Aspect de surface texturé des surfaces rodées

L'aspect de surface recherché correspond à une texture formée par les stries apparentes laissées par les passages successifs des pierres abrasives. La figure 70 présente les vues microscopiques des surfaces en fonction de leur taux de conformité.

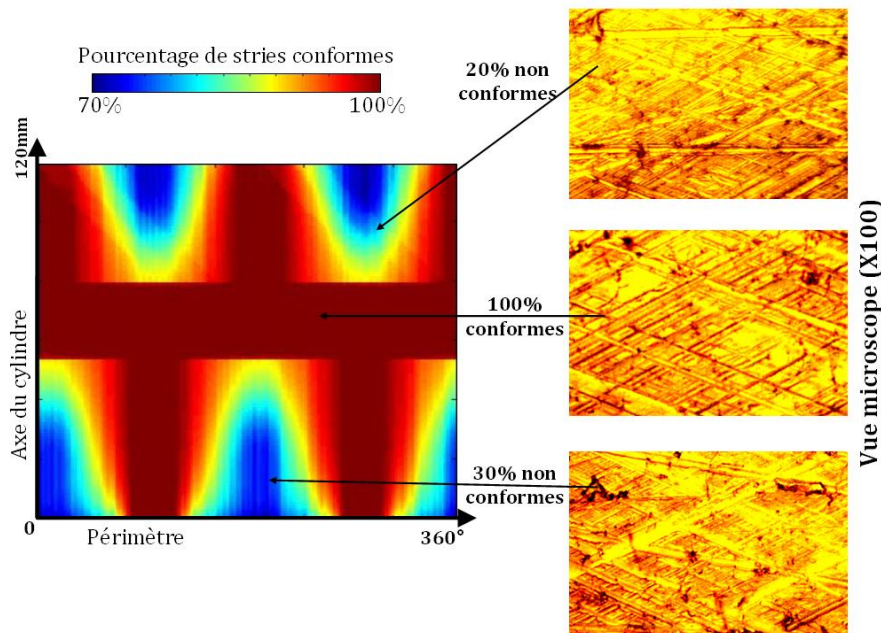


Figure 70 : Aspect de surface simulé.

L'analyse habituelle de la texture qui se fait par acquisition de la micro-géométrie, fournit différents critères de l'aspect de surface.

Avec notre logiciel, nous évaluons ci-dessous ces critères de qualité de texture pour trois types de rodage :

- le rodage classique (à  $45^\circ$ ) réalisé sur une machine conventionnelle de rodage ;
- le rodage HSH (à  $135^\circ$ ) réalisé sur une machine conventionnelle de rodage, avec une vitesse de coupe dégradée ;
- le rodage HSH (à  $135^\circ$ ) réalisé sur une machine de rodage grande vitesse permettant de conserver une vitesse de coupe optimale.

##### 2.4.4.1. Aspect de surface en rodage classique

La figure 71 représente les 3 cartographies d'aspect de surface à l'issue d'un rodage finition classique dont les paramètres sont répertoriés dans le tableau 5.

On constate sur la cartographie figure 71 (a), qu'après l'opération de rodage finition classique la densité de stries est homogène sur la plus grande partie de la surface, au niveau du milieu. Sur les bords haut et bas, la densité de stries est légèrement dégradée, cela s'explique par le fait que dans ces zones l'enlèvement de matière est obtenu par un moins grand nombre de passages



qu'au milieu du fût. Chaque passage en haut ou en bas enlève nettement plus de matière qu'au milieu, les traces laissées sont donc plus profondes, mais moins nombreuses qu'au milieu. La cartographie du taux de stries montantes, figure 71 (b), révèle que le procédé est homogène puisque la texture est composée de 45 à 65% de stries orientées positives. Enfin la cartographie du taux de stries conformes, valide la qualité de la texture. On remarque ainsi que l'ensemble des mailles de la surface présente entre 70 et 100% de stries conformes. La zone centrale, à mi-hauteur présente une large bande où les stries sont parfaitement croisées (100% de conformité).

Tableau 5 : Paramétrage cycle rodage finition classique.

FUT		RODOIR		CINEMATIQUE	
Fut initial	idéal	Nombre de pierre	6	Vitesse de coupe	60m/mn
Diamètre initial	75,985mm	Répartition angulaire	6X60°	Angle de strie	50°
Diamètre final	76,005mm	Largeur de pierre	7mm	Accélération d'inv.	20m/s <sup>2</sup>
Hauteur du fût	120mm	Hauteur de pierre	70mm	Dépassement en inv.	33%
Rugosité initiale	100µm	Indentation des grains	80µm	Vitesse d'expansion	8µm/s

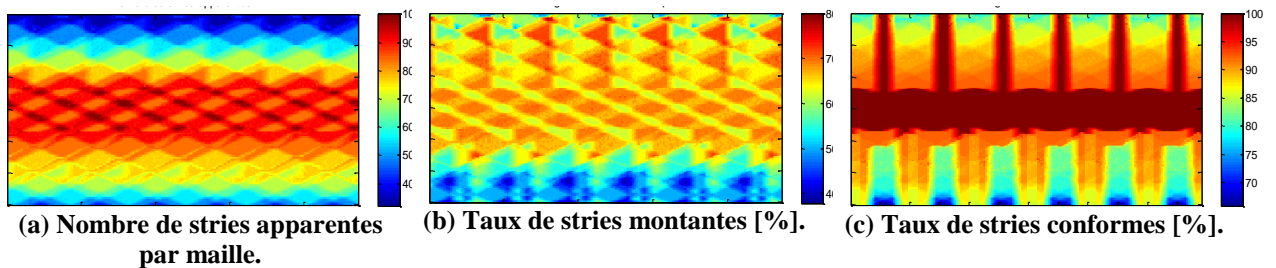


Figure 71 : Cartographie d'aspect de surface en rodage classique.

En observant les photographies réelles des surfaces rodées, on retrouve la zone centrale 100% conforme (cf. figure 72). Les critères d'aspect de surface de la simulation peuvent être comparés à ceux issus des mesures des répliques scannées par interférométrie optique.



Figure 72 : Images de surfaces issues d'un rodage classique.

#### 2.4.4.2. Aspect de surface en rodage HSH version dégradée

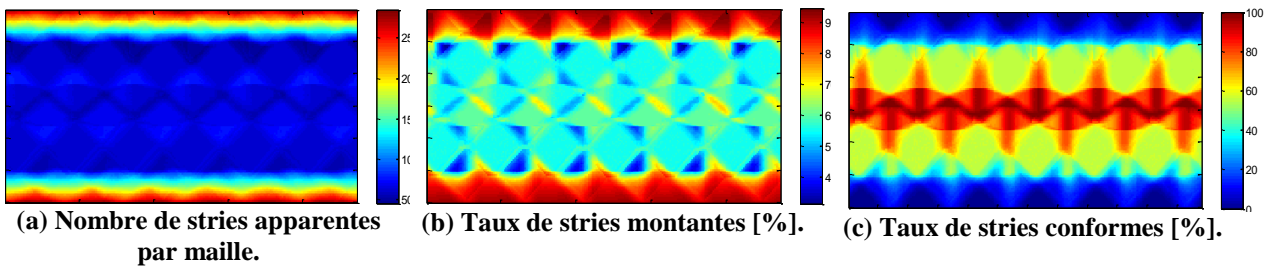
Nous avons simulé un cycle de rodage correspondant à la méthode HSH réalisé sur une machine conventionnelle. Une machine classique de rodage est limitée en vitesse et en accélération sur l'axe vertical du mouvement de battement. Pour cette raison, le suivi d'une trajectoire avec un angle de rodage de 135° impose une forte diminution de la vitesse de coupe.

De plus, la faible accélération d'inversion (de 10m/s<sup>2</sup>) génère de longues durées d'inversion à vitesse de coupe encore plus dégradée. Les conditions de rodage sont décrites dans le tableau 6. On observe sur la cartographie de la figure 73 (a) que la densité de stries est homogène dans une vaste zone centrale. La densité de stries est plus élevée sur les bords, car le temps d'inversion est trop long.

La texture est composée en moyenne de 55% de stries montantes au milieu, ce qui est cohérent avec la surface observée réellement. Enfin, en figure 73 (c), on remarque clairement que les bords ne sont pas rodés avec un angle de strie conforme.

**Tableau 6 : Paramétrage cycle rodage finition HSH sur machine conventionnelle.**

FUT		RODOIR		CINEMATIQUE	
Fut initial	idéal	Nombre de pierres	6	Vitesse de coupe	35m/mn
Diamètre initial	75,985mm	Répartition angulaire	6X60°	Angle de strie	50°
Diamètre final	76,005mm	Largeur de pierre	7mm	Accélération d'inv.	10m/s <sup>2</sup>
Hauteur du fût	120mm	Hauteur de pierre	70mm	Dépassement en inv.	33%
Rugosité initiale	20µm	Indentation des grains	80µm	Vitesse d'expansion	8µm/s

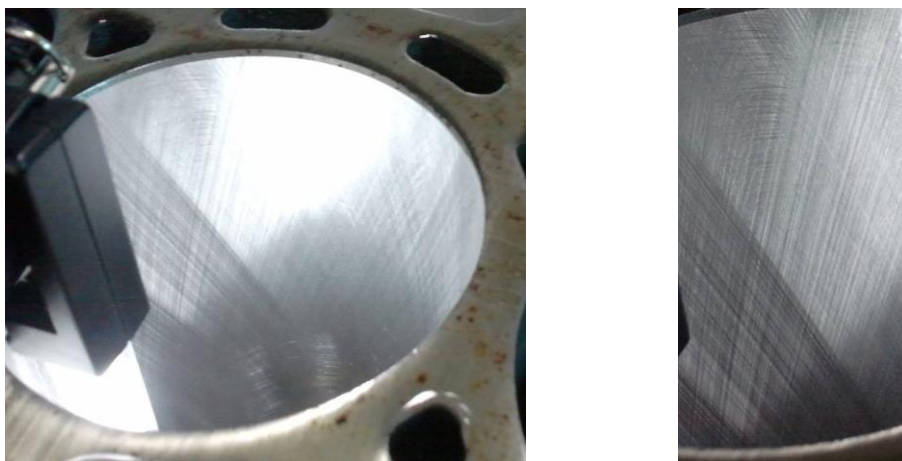


**Figure 73 : Cartographie d'aspect de surface en rodage HSH dégradé.**

Dans ces conditions de rodage, on observe sur les surfaces rodées réelles ces défauts d'aspect prévus par la simulation. La photo, figure 74, montre la texture non conforme observée à l'échelle macroscopique.

### 2.4.4.3. Aspect de surface en rodage HSH sur machine grande vitesse

Pour compléter l'étude précédemment réalisée, nous avons simulé un cycle de rodage HSH pour lequel la vitesse de coupe n'est quasiment pas dégradée et les temps d'inversion sont réduits. Ce paramétrage correspondant à celui d'une machine grande vitesse est présenté en tableau 7.



**Figure 74 : Image d'un fût rodé avec  $\alpha=135^\circ$  sur une machine conventionnelle.**

Les cartographies d'aspect de surface de la figure 75, permettent de prédire une bonne texture dans ces conditions de rodage. La densité de stries est proche de ce qui résulte d'un bon rodage classique.

La répartition montante/descendante des stries est homogène et proche de 50%.

L'angle de texture de  $135^\circ$  est bien respecté à 100% sur une bande centrale de 40 mm. Autour de la bande, deux larges zones présentent près de 70% de stries conformes. Sur les bords, on trouve au minimum 40% de stries conformes.

Tableau 7 : Paramétrage cycle de rodage finition HSH sur machine grande vitesse.

FUT		RODOIR		CINEMATIQUE	
Fut initial	idéal	Nombre de pierres	6	Vitesse de coupe	60m/mn
Diamètre initial	75,985mm	Répartition angulaire	6X60°	Angle de strie	50°
Diamètre final	76,005mm	Largeur de pierre	7mm	Accélération d'inv.	20m/s <sup>2</sup>
Hauteur du fût	120mm	Hauteur de pierre	70mm	Dépassement en inv.	33%
Rugosité initiale	100µm	Indentation des grains	80µm	Vitesse d'expansion	8µm/s

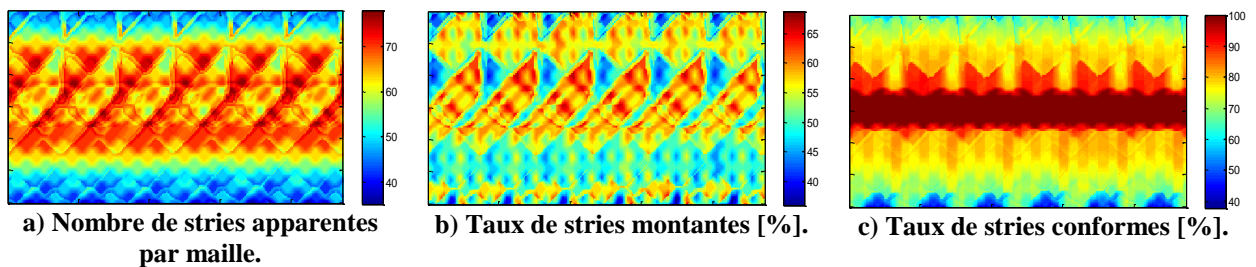


Figure 75 : Cartographie d'aspect de surface en rodage HSH sur machine grande vitesse.

Ne disposant pas d'une machine grande vitesse à l'heure actuelle, nous ne pouvons pas comparer ces résultats simulés avec une expérimentation. Cette étude appuie notre motivation pour concevoir une nouvelle génération de machine de rodage très performante. Les constructeurs de machine de rodage équipent par ailleurs les machines modernes de moteurs linéaires puissants pour réaliser ce type de texture préconisée par les concepteurs de moteur.

## 2.5. Conclusion

Cette étude présente le développement d'un logiciel de simulation de rodage reposant sur une représentation macroscopique de la surface rodée et de l'outil de rodage désigné « rodoir ». Cette approche innovante permet de reproduire et d'interpréter numériquement les phénomènes d'abrasion en rodage, en considérant non pas un seul grain d'abrasif, mais toutes les pierres du rodoir. En considérant chaque élément de surface abrasive comme un ensemble de micro arêtes de coupe, nous avons élaboré un modèle d'abrasion pertinent qui lie directement les caractéristiques de l'abrasif à son action d'enlèvement de matière en fonction de leurs trajectoires et de leurs dynamiques respectives. Un maillage cognitif dédié permet de stocker de l'information pour chaque cellule.

Ce modèle d'abrasion original est basé sur la superposition des taux de portances de l'abrasif et de la matière. La linéarisation de ces taux de portance a permis une mise en œuvre numérique récursive de leur évolution. À l'issue des calculs permettant de quantifier l'action de l'abrasif à chaque itération, les caractéristiques micro macro et mésoscopiques de la surface rodée sont actualisées. Les spécificités des expansions électromécaniques et hydrauliques sont implémentées et comparées.

Le logiciel intègre un générateur de cycles de rodage fonctionnant de la même manière qu'une commande numérique de machine de rodage, avec le même paramétrage. Les résultats de



rugosité et d'aspect de surface sont donnés sous forme de cartographies (micro et mésoscopique). Les défauts de forme du cylindre sont directement calculés en trois niveaux. Les principales simulations ont été validées par des essais expérimentaux. Le modèle a fait l'objet d'une publication internationale dans les annales du CIRP, revue [30].

Un certain nombre d'astuces de programmation garantissent aujourd'hui une durée de simulation relativement courte. Pendant sa phase de développement, cet outil numérique a déjà rendu des services aux experts métier rodage en interne Renault. En effet, le module cinématique a permis de mettre au point le procédé de rodage HSH, en facilitant la détermination du nombre de battements nécessaires en phase de finition plateau pour obtenir une surface homogène.

Le modèle de coupe par abrasion développé est dédié au procédé de rodage, cependant il est tout à fait possible de l'extrapoler à d'autres procédés d'enlèvement de matière par abrasion (rectification affutage meulage). Ces autres applications du modèle sont autant de perspectives de développement que de projets de recherche. De nombreuses perspectives d'évolution et d'amélioration de la simulation sont encore à exploiter. Le remplacement du modèle linéaire de taux de portance par un taux de portance discrétisé et la mise en place de taux de portances directionnels devraient permettre de prédire d'autres critères de rugosité. Le logiciel pourrait également intégrer l'usure des abrasifs, mais les données expérimentales sont très délicates à obtenir (temps d'expérience très long). La déformation instantanée du fût sous la contrainte de coupe en prenant en compte les phénomènes de torsion et d'écrasement axial de la surface cylindrique est également une problématique envisageable.

Via les cartographies, le simulateur permet de générer des surfaces virtuelles avec des caractéristiques multi-échelles données. Ces surfaces pourront servir à la simulation tribologique du contact piston/segment/fût dans l'objectif de mettre en relation les paramètres du procédé de rodage avec les qualités fonctionnelles requises pour le produit moteur.

Le simulateur multi-échelle du rodage est un outil incontournable à la flexibilité du procédé de fabrication. En effet, il permet de raccourcir concrètement la phase de mise au point du rodage pour le lancement en fabrication d'un nouveau moteur ou pour le changement d'une spécification produit. La mise au point de nouvelles variantes de procédé de rodage est simulable avec cet outil et permet la réduction des essais expérimentaux à l'échelle 1.

La simulation a permis d'étudier théoriquement l'influence d'un grand nombre de paramètres du procédé de rodage. Les essais expérimentaux du chapitre suivant vont venir confirmer les tendances observées dans ces simulations. L'identification des performances d'enlèvement de matière des abrasifs couramment utilisés vient étayer le choix du modèle d'abrasion mis au point dans la simulation. La caractérisation physique précise des technologies des moyens de rodage permet de quantifier les limites actuelles des paramètres du procédé.

# 3. Caractérisation physique du rodage industriel

## 3.1. Introduction

L'analyse bibliographique menée dans le chapitre 1 a montré qu'il n'existe pas d'études exhaustives et systématiques de l'influence des paramètres du procédé sur la qualité des surfaces rodées. De ce fait, il n'existe pas non plus de règles de conception ou de dimensionnement des moyens de rodage. La caractérisation physique du rodage a pour objectif de compléter par l'expérimentation les données disponibles dans la littérature. En particulier, nous essaierons de mettre en évidence les performances minimales requises au niveau des machines de rodage pour atteindre les qualités imposées.

Le modèle théorique de l'abrasion développé dans le chapitre 2 est basé sur les expériences de la littérature et sur les constatations des experts métiers. La caractérisation d'un couple abrasif/matière usinée est nécessaire pour chaque type d'abrasif avant d'envisager une simulation fine. La qualification des abrasifs déployés dans le procédé Renault a donc fait l'objet d'études expérimentales permettant de caractériser l'aspect physique de l'abrasion. L'ensemble des expérimentations menées a permis de construire la caractérisation énergétique du rodage, dans l'objectif d'optimiser le choix des abrasifs et des conditions de coupe pour développer un procédé flexible.

En première partie de ce chapitre nous commençons par caractériser l'axe d'expansion puis l'axe de battement axial des moyens de rodage existants. Dans le cadre du développement d'une technologie flexible, la caractérisation d'un bras robotisé six axes est présentée en vue de l'utiliser comme actionneur de battement. L'influence de l'accélération de battement sur la qualité des surfaces rodées est étudiée pour vérifier la faisabilité du procédé sur un tel moyen.

Ensuite l'étude expérimentale de l'abrasion avec les pierres couramment utilisées chez Renault permet de calibrer la simulation. Une étude expérimentale originale de formation de la texture est présentée en vue de valider le modèle de coupe du chapitre 2.

Enfin, les expériences menées, complétées par des mesures de forces, ont permis de conclure quant à la caractérisation énergétique de l'abrasion en rodage.

## 3.2. Caractérisation de la dynamique du rodage

Le procédé de rodage requiert une machine et un outillage très spécifiques. Ce chapitre est dédié aux expériences menées sur le matériel existant dans le but de compléter des données techniques inexistantes. Dans un premier temps, nous proposons une méthode de mesure de la raideur de l'ensemble des ressorts de rappel des rodoirs. Ensuite la caractérisation dynamique de l'axe de battement est menée de manière expérimentale sur plusieurs moyens.

### 3.2.1. Mécanisme d'expansion du rodoir

#### 3.2.1.1. Caractérisation des raideurs du rodoir

Le mécanisme d'expansion d'un rodoir repose sur une came conique qui écarte les portepierres par translation. La rétractation des pierres et la remontée de la came conique sont assurées par un jeu de ressorts. Il y a en général un ressort qui travaille en compression en bout de came et deux ressorts toriques entourant les supports de pierre qui travaillent en traction. La force résultante de ces trois ressorts dépend de la position de la came. La mesure de la force par l'expérience permet de déterminer la raideur des ressorts. Pour finir, nous étudierons à partir de quelle accélération le mécanisme d'expansion est perturbé à cause de l'inertie de ses composants et de la raideur des ressorts. Nous avons utilisé une machine d'essais de traction/compression pour observer la réponse en effort du rodoir. Le montage expérimental est photographié figure 76. Un système d'adaptation permet d'une part de positionner et brider le corps du rodoir et d'autre part d'exercer la force sur la tige de la came (le poussoir ou poignard). L'essai consiste à enfoncer le poussoir à très faible vitesse tout en observant la force de poussée.



Figure 76 : Montage du Rodoir sur la machine de traction / compression.

L'acquisition de la force et de la position axiale au cours du cycle permet de déterminer les constantes recherchées. Par exemple, sur l'enregistrement de la figure 77, on peut voir sur le cycle rouge l'évolution de la force en fonction de la position du poignard pour le rodoir muni de tous ses ressorts. La prise de contact et la montée en effort de l'origine jusqu'au point A correspondent à la force de démarrage  $F_d$ . De A à B, seul le ressort axial est comprimé, les supports de pierres ne bougent pas. Ensuite de B à C, la came entre en contact avec les coulisseaux, l'expansion des pierres commence. Les ressorts toriques s'étirent et engendrent une force résistive qui s'ajoute à celle du ressort axial pendant la phase d'expansion de C à D. On pousse l'expansion jusqu'à un déploiement de 7,5 mm, puis on rétracte à faible vitesse pour observer la détente du système. On remarque un hystérésis d'environ 140N (de D à E) qui correspond essentiellement aux frottements secs des glissières  $F_s$ . On réalise la même mesure en enlevant les supports de pierre et les ressorts toriques pour déterminer la raideur  $k_a$  du ressort axial seul (cycle en bleu). Dans ce cas, l'hystérésis est négligeable, car il n'y a pas de frottement sec dans la glissière axiale.

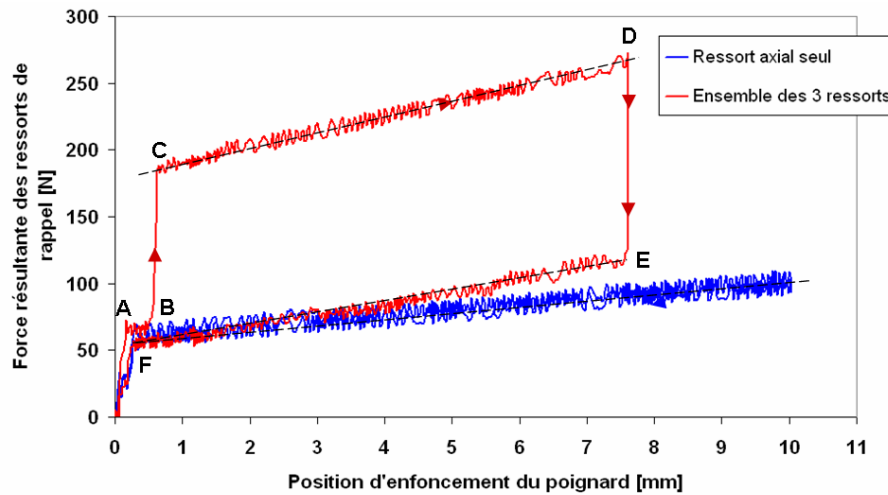


Figure 77 : Force d'expansion à vide du rodoir finition Nagel D75 (Expansion 1).

A partir des mesures réalisées, on déduit de la pente de montée en charge (C-D) de l'ensemble des ressorts, la raideur totale du système. De même, on calcule la raideur du ressort axial à partir du deuxième essai. La raideur des ressorts toriques peut être calculée par déduction de la raideur axiale de la raideur totale. Pour rapporter la raideur au déplacement radial des pierres (et non au déplacement axial du poussoir), il suffit de prendre en compte l'angle de la came conique qui transforme la translation axiale en translation radiale.

Ces expériences ont été réalisées pour trois rodoirs, dont un à double expansion. Les valeurs des forces et des raideurs sont résumées dans le tableau 8. On remarque que chaque rodoir a ses caractéristiques particulières. En effet, la géométrie du rodoir avec le nombre de pierres, et le nombre d'expansions conditionne l'emplacement et la dimension des ressorts de rappel.

Tableau 8 : Ressorts de rappel du rodoir.

	Rodoir ébauche	Rodoir finition Nagel D75		Rodoir finition D72
		Expansion 1	Expansion 2	
	6 pierres	6 pierres	6 pierres	6 pierres
Raideur ressort axial $k_a$	3,8 kN/m	3,8 kN/m	2,5 kN/m	7 kN/m
Raideur totale $k_t$	19 kN/m	13 kN/m	14 kN/m	22,5 kN/m
Force de démarrage $F_d$	75 N	70 N	50 N	30 N
Frottement sec $F_s$	110N	140 N	90N	80N

Le rodoir D72 se différencie des autres, car il ne provient pas du même constructeur et il est neuf, réalisé avec des ressorts plus raides, mais avec un tarage initial moins important. Pour la simulation  $P_0$  de la formule (31) est pris égal à la somme de la force de démarrage  $F_d$  et des frottements secs  $F_s$  divisée par la surface d'abrasif.

### 3.2.1.2. Effets inertiels

Sur les machines classiques, le rodoir subit deux mouvements qui peuvent engendrer des perturbations sur l'action du mécanisme d'expansion.

Le mouvement de rotation à vitesse constante engendre une force centrifuge appliquée à chaque porte-pierre. Cette force est contrée par les ressorts de rappel.

Le mouvement de battement engendre de fortes accélérations aux points d'inversion (en fin de course). Les schémas figure 78 représentent ces forces appliquées aux centres de masse des solides concernés.

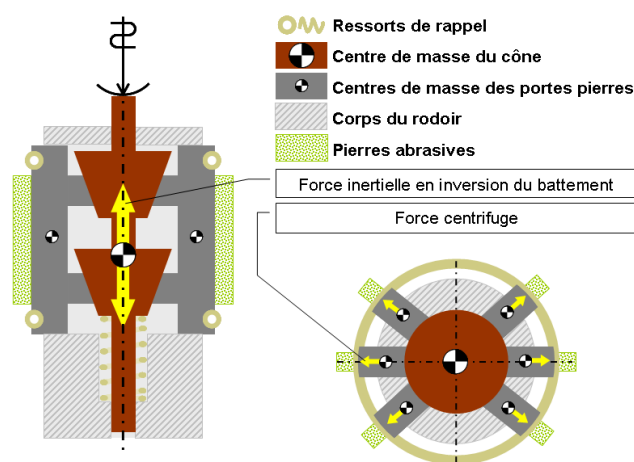


Figure 78 : Schéma du rodoir avec les ressorts et les forces inertielles perturbantes.

Nous simplifions le problème en le rapportant à un seul porte-pierre de masse  $m_{pp}$  équivalente aux six porte-pierres. En négligeant les frottements des éléments glissières, nous pouvons appliquer le principe fondamental de la dynamique au poussoir puis au support de pierre modélisé. La force inertielle axiale fait intervenir la masse de la came conique  $m_{cc}$  et l'accélération d'inversion. Les composantes inertielles des efforts sont définies par les équations ci-dessous.

$$\text{Force centrifuge : } F_R^p = m_{pp} \cdot \Omega_{rot}^2 \cdot R \quad (34)$$

$$\text{Force inertielle axiale : } F_A^p = m_{cc} \cdot \Gamma_{inv}$$

A vide, la résultante des ressorts toriques de rappel s'oppose à la force centrifuge. L'écartement  $\Delta r$  des pierres dû à la force centrifuge est donné par

$$\Delta r = \frac{F_R^p - F_s - F_d}{k_r} \quad (35)$$

En situation de rodage, les pierres sont plaquées sur la surface cylindrique, elles ne peuvent pas s'expanser plus. La force centrifuge vient directement s'ajouter à la force de coupe qui étire déjà les ressorts. Cette perturbation est peu contraignante, car elle est constante au cours d'un cycle de rodage classique (à vitesse de rotation constante).

La masse de la came conique soumise à l'accélération d'inversion basse peut engendrer un enfoncement des cônes qui se traduit par un léger jeu  $\Delta a$  au contact du poussoir. Ce décalage peut se mettre sous la forme suivante :

$$\Delta a = \frac{F_A^p}{k_t} \quad (36)$$

Les forces  $F_s$  et  $F_d$  sont données dans le tableau 8. La masse d'un support de pierre  $m_{pp}$  est de 300g. Son centre de gravité se situe à  $R=25\text{mm}$  de l'axe de rotation. Après calcul, on trouve que l'écartement  $\Delta r$  des pierres dû à la force centrifuge devient significatif pour des fréquences de rotation supérieures à 350tr/min pour le rodoir ayant les ressorts toriques les moins raides. En condition normale de rodage la plage de vitesse de rotation n'excède pas 250 tr/min. On peut donc négliger cette perturbation. En revanche, l'accélération axiale qui intervient en bout de course de battement peut engendrer un enfoncement du poignard supérieur à  $5\mu\text{m}$  quand l'accélération dépasse les  $30\text{ m/s}^2$ . Ce décalage induit une perturbation sur la force d'expansion proche de 100N. En conclusion, la force de perturbation qui s'ajoute à la force de coupe peut être négligée tant que l'accélération est inférieure à  $45\text{m/s}^2$  pour du rodage ébauche et finition.

Par contre en rodage plateau, cette perturbation doit être prise en compte car elle représente 20% de la force de consigne pour une accélération de 45m/s<sup>2</sup>.

### 3.2.2. Mécanisme de battement axial

Cette partie est consacrée aux essais dynamiques. Dans la littérature il y a bien Gousskov et al. dans [31] qui ont développé un modèle viscoélastiques de l'expansion radiale et ont étudié l'influence dynamique des mouvements de rodage sur cette expansion. Dans le cadre de notre étude, il s'agit d'une analyse du mouvement de battement et de ses performances dynamiques et non du comportement radial de l'expansion. L'objectif de ces études est de déterminer les caractéristiques cinématiques indispensables à la réalisation de rodages conformes. La composante axiale de la vitesse de coupe est donnée directement par ce mouvement alternatif entre point mort bas et point mort haut. Le motif de la texture obtenue sur la surface est directement lié à cette vitesse de coupe.

#### 3.2.2.1. Dans le cas de la machine Nagel (Pôle Process ECO<sup>2</sup> - ENSAM)

Un premier calcul de l'accélération en mouvement de battement basé sur le relevé des positions permet d'établir une valeur moyenne de l'accélération disponible pendant les phases d'inversion. Pour harmoniser les données, on définit l'accélération moyenne comme suit :

$$\Gamma_m = \frac{2 \times |v_b|}{\Delta T_i} \quad (37)$$

Avec  $\Delta T_i$  le temps d'inversion à 10% de la vitesse de consigne.

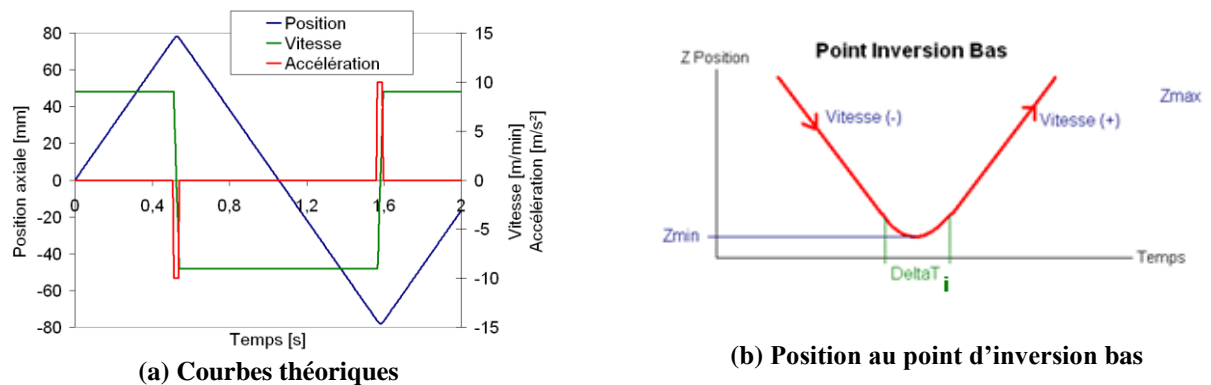


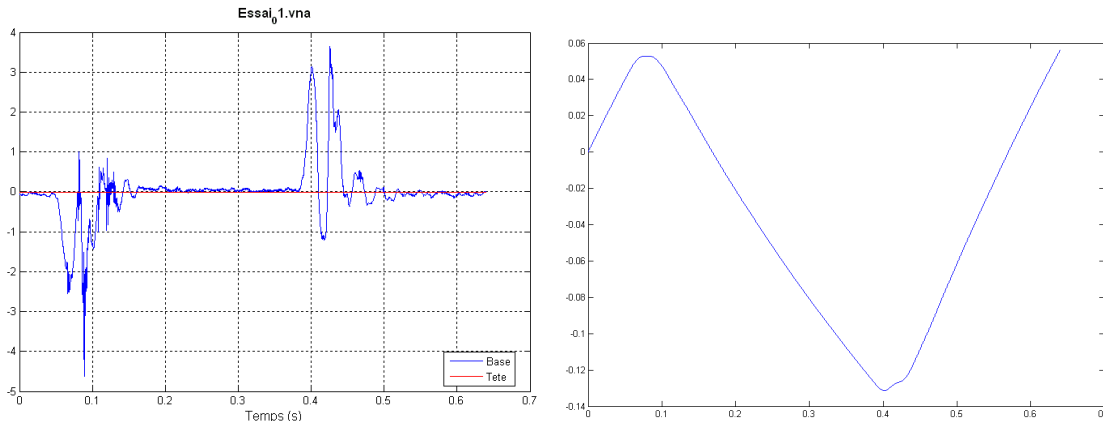
Figure 79 : Position, vitesse et accélération de battement en point d'inversion bas.

Pour étudier plus finement le mode de fonctionnement de cet axe hydraulique, un accéléromètre placé directement sur la partie mobile de la broche, a été utilisé. Il a permis d'acquérir l'accélération réelle instantanée ( $\Gamma_i$ ). La figure 80 (a) est un enregistrement de l'accélération instantanée pendant la période d'un battement (montée-descente-montée). La résolution choisie est de 1V par g (9,81m/s<sup>2</sup>).

Après filtrage numérique du signal puis double intégration en prenant comme vitesse initiale, la vitesse de consigne et comme position initiale "0" à l'instant initial, nous arrivons à reconstruire la trajectoire réelle du mouvement vertical de la broche par rapport au bâti. Ce résultat (cf. figure 80 (b)) permet de valider la fiabilité de l'acquisition.

On remarque que l'accélération instantanée de la machine peut atteindre  $\pm 3,5g$  soit à peu près 35m/s<sup>2</sup> alors que la moyenne est de 20m/s<sup>2</sup>. Cette moyenne correspond à la consigne

d'accélération rentrée dans la commande numérique. Les à-coups perçus par l'accéléromètre trahissent le mode de régulation du mouvement de battement. En réalité, le distributeur différentiel inverse le mouvement, d'abord en freinant brusquement, puis il temporise et enfin renvoie et régule pour atteindre la vitesse de consigne.

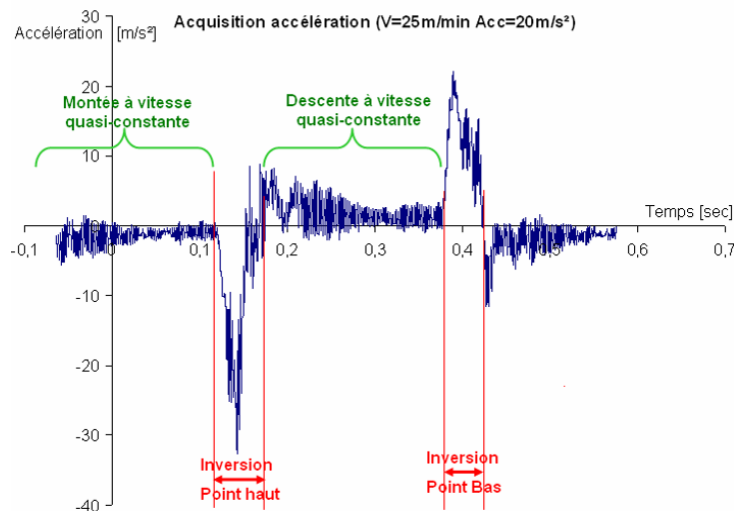


(a) Signal issu de l'accéléromètre (b) Reconstitution de la position  
**Figure 80 : Accéléromètre monté sur la broche de la machine Nagel (axe Z)**

En conclusion, sur la machine Nagel, quelle que soit la consigne d'accélération donnée, la réaction est identique, seule la temporisation change. Les plages d'accélération d'inversion basse (<10m/s<sup>2</sup>) ne sont pas accessibles. Il n'est pas possible de réaliser une trajectoire parabolique propre, les à-coups d'inversion persistent.

### 3.2.2.2. Dans le cas de la machine Gehring (DF3P – Renault, usine de Cléon)

On s'intéresse maintenant aux mêmes mesures d'accélération effectuées cette fois-ci sur la machine de rodage Gehring du DF3P.



**Figure 81 : Signal issu de l'accéléromètre monté sur la broche de la machine Gehring.**

On place un accéléromètre axial sur un élément en mouvement vertical, mais non tournant de la broche (par exemple au niveau du joint rotatif de transmission hydraulique et pneumatique). Ainsi on enregistre les accélérations subies par tout le système mécanique en mouvement pendant au moins un battement et demi (montée/descente/montée). Le signal enregistré est représenté dans la figure 81.

Après traitement, chaque acquisition permet de calculer l'accélération moyenne pendant les phases d'inversion et l'accélération instantanée maximum. L'accélération moyenne en inversion est calculée à partir de la vitesse (issue de l'intégration du signal de l'accéléromètre). Le temps d'inversion correspond au temps pendant lequel la vitesse observée est inférieure à 90% de la vitesse de consigne. L'ensemble des mesures réalisées est recensé dans le tableau 9.

**Tableau 9 : Mesure d'accélération du mouvement de battement.**

Essais	Consignes		Echantillonnage	Accélération instantanée maximum		Accélération moyenne fonction du temps d'inversion à 10%	
	num.	Vitesse		Accél.	Freq.	Haut	Bas
#	[m/min]	[m/s <sup>2</sup> ]	[kHz]	[m/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>2</sup> ]	[m/s <sup>2</sup> ]
1	15	15	5	-29,83	14,49	17,0	13,2
2	22	15	10	-18,54	16,91	15,2	12,8
3	25	15	10	-22,80	19,81	16,6	13,2
4	25	20	10	-32,65	22,08	21,4	16,0
5	25	25	10	-39,24	26,79	25,4	21,0
6	25	10	10	-18,89	16,80	13,6	8,4
7*	25	5	5	-8,46	9,79	#	#
8**	25	2	5	-8,46	9,79	#	#
9*	25	2,5	5	-5,03	5,66	#	#
10*	20	2,5	5	-4,81	4,68	#	#
11*	20	5	10	-8,14	8,77	6,5	5,8
12	20	10	10	-15,07	14,78	11,5	10,4
13	20	20	10	-37,35	20,53	20,3	18,0
14	15	20	10	-45,59	34,28	20,3	16,7
15	15	10	5	-11,75	11,52	10,4	10,2
16	15	5	5	-7,36	6,98	5,3	4,3
17	10	25	5	-61,48	36,11	26,7	20,3
18	10	20	5	-52,41	37,83	19,6	16,3
19	10	15	5	-40,57	26,99	16,7	13,9
20	10	10	5	-14,82	9,57	11,6	9,7
21	10	5	5	-6,27	5,64	5,1	4,9
22	5	5	2,5	-6,67	6,95	5,6	5,1
23	5	10	2,5	-19,64	16,66	10,2	8,2
24	5	15	2,5	-31,65	20,91	15,7	14,5
25	5	20	2,5	-38,87	20,39	20,6	18,7
26	5	25	2,5	-44,35	22,45	28,7	23,5

(\*) : bruit>mesure

(\*\*) : défaut machine

Avec une très faible accélération de consigne et une vitesse de battement élevée, la machine déclare un défaut. Dans ces conditions, l'asservissement hydraulique est moins stable, les vibrations viennent bruyamment les mesures jusqu'au point où il n'est plus possible de distinguer les à-coups d'inversion.

L'analyse de ces résultats nous confirme que la machine respecte effectivement la valeur de l'accélération de consigne à 10 ou 15% près par rapport à l'accélération moyenne. On constate également dans le tableau 10 que les accélérations instantanées maximales sont proportionnelles aux valeurs de consigne. On en déduit que le système hydraulique de battement est bien régulé en débit (pour la vitesse) et en pression (pour l'accélération).

Cette machine permet donc de piloter l'accélération d'inversion indépendamment des temporisations.

La machine Nagel MS-U4 (du Pôle Process ECO<sup>2</sup> - ENSAM) pilote en effet l'accélération d'inversion par un distributeur hydraulique tout ou rien. Dans le cas où



l'accélération de consigne est trop faible, la commande Nagel ajoute des temporisations pour que le temps d'inversion corresponde effectivement à la consigne.

Tableau 10 : Ecarts d'accélération en fonction de la vitesse et de l'accélération de consigne

Vitesse [m/min]	Tableau des écarts entre accélération de consigne et accélération moyenne observée en %				
	Accélération [m/s <sup>2</sup> ]				
	5	10	15	20	25
25		35,50	11,81	20,02	16,03
20	30,08	14,95		9,90	
15	13,04	4,16	13,78	16,60	
10	1,96	16,14	11,11	18,69	18,70
5	11,11	18,30	4,82	6,37	14,94

Les courbes de position en fonction du temps présentent donc des plats correspondant aux temporisations. À l'opposée, la machine Gehring (DF3P - Renault) est capable de respecter une faible accélération de consigne. Pour cette machine, l'inversion correspond à la théorie développée dans la simulation (chapitre 2). La figure ci-dessous illustre ces deux modes de pilotage du mouvement de battement.

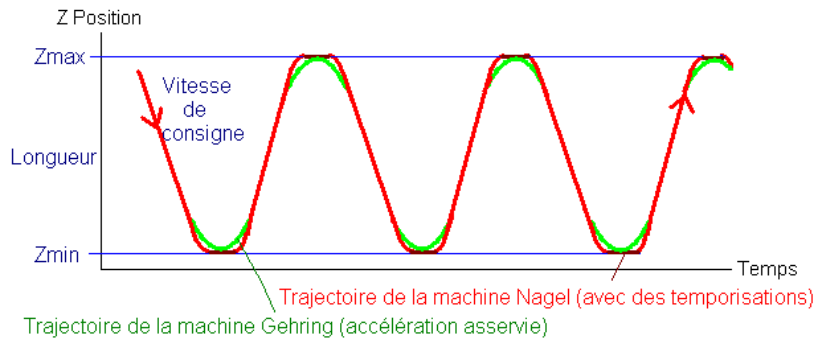


Figure 82 : Performances comparées Nagel/Gehring.

Pour conclure, cette étude de la dynamique du mouvement de battement a abouti à la différenciation des deux machines de constructeurs différents. Cependant, ces deux machines sont capables de produire la qualité requise, mais avec des réglages différents. La question soulevée par cette étude est l'intérêt de l'emploi d'une accélération d'inversion aussi importante, car elle nécessite du matériel lourd et énergivore. Le rodage à faible dynamique d'inversion pourrait être utilisé pour économiser de l'énergie, mais cela se ferait au détriment du temps de cycle. On se propose d'étudier ultérieurement l'impact de l'accélération d'inversion sur la qualité des surfaces rodées.

### 3.2.2.3. Dans le cas d'un robot 6 axes haute performance (Stäubli)

A la recherche d'un moyen flexible pour le rodage nous avons songé à remplacer une grande partie de la machine par un robot 6 axes « standard ». Dans le cadre de l'optimisation de la flexibilité, il était souhaitable que le robot réalise le mouvement du deuxième axe, le battement axial. Dans le cadre de la conception d'une machine de rodage flexible, nous avons choisi un robot haute performance ayant déjà des applications dans l'usinage (avec une broche UGV en bout de bras). Nous avons donc mené une série d'expériences afin de déterminer la capacité du robot à réaliser le mouvement de battement, en considérant que la masse embarquée serait celle d'une broche de rodage ou de la pièce carter.

Deux séries d'essais ont été réalisées, l'une pour mesurer l'accélération d'inversion d'un mouvement de battement programmé sur le robot lesté, l'autre pour mesurer les écarts de trajectoire et donc la précision du robot pendant le mouvement de battement.

### 3.2.2.3.1 Mesure de l'accélération d'inversion du mouvement de battement

Le robot est en position embase au sol, comme représenté sur la photo figure 83. Pour simuler le rodage, on impose au robot une trajectoire de battement : aller/retour entre deux points distants verticalement. L'amplitude du mouvement est définie par la différence de hauteur entre ces deux points. La trajectoire est définie dans un plan distant de 150mm (en Y) par rapport au plan contenant l'axe Z du robot. Ce décalage permet de se mettre en situation réelle (rodage des fûts 1 ou 4 du carter), cette situation est la plus défavorable pour le robot puisqu'elle met en actions 5 axes sur 6 du robot (dans le plan XZ, seuls 3 axes sont mis à contribution). Dans un premier temps, nous avons effectué une série d'essais avec des paramètres identiques, mais à différentes positions dans l'espace de travail, pour définir l'emplacement permettant de disposer du maximum d'accélération (figure 83).

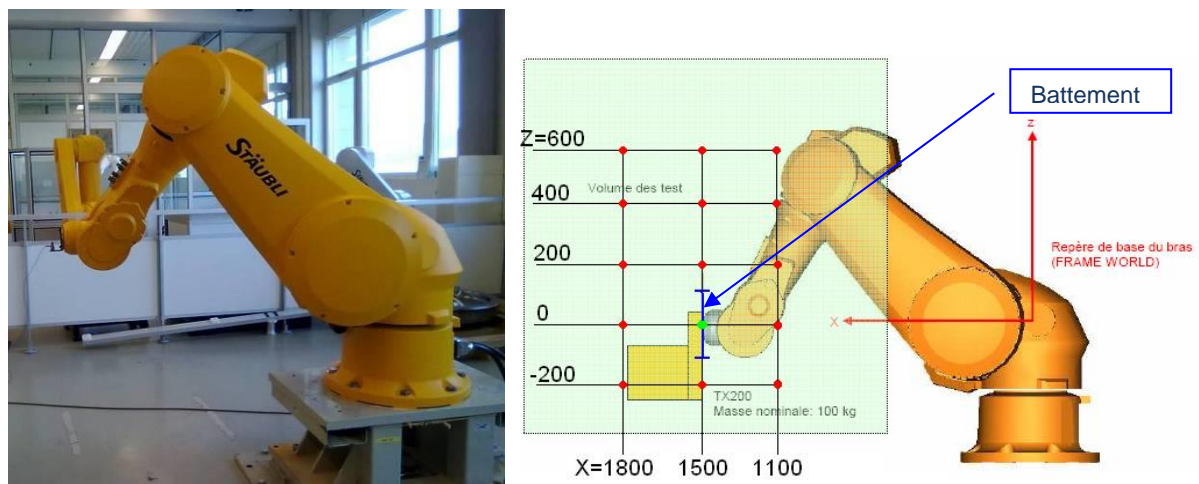


Figure 83 : Protocole d'essai dynamique du robot.

Les 5 premiers essais ont été réalisés à vide puis tous les suivants ont été réalisés avec une charge nominale de 100 kg correspondant au montage d'usinage avec le carter cylindre ainsi que le préhenseur spécifique.

L'amplitude et la vitesse de consigne ont fait l'objet d'essais particuliers. L'amplitude moyenne se rapprochant le plus du process de rodage est de 150mm. Nous avons également effectué des essais avec des amplitudes de 50mm, de 300mm et de 400mm pour observer le temps et la distance nécessaires pour atteindre la vitesse de consigne.

Nous avons également réalisé des essais avec 2 vitesses de consignes en Z : 25 m/min (correspondant à du rodage classique) et 35m/min (se rapprochant des conditions de l'helical slide honing).

Deux paramètres de programmation ont également fait l'objet d'essais :

- Le lissage est un mode de programmation permettant d'améliorer la vitesse du robot. Ce mode consiste à suivre une trajectoire définie par des points sans passer exactement par ces points : dès que le robot arrive à proximité d'un point (dans un rayon défini) il part directement vers le point suivant. Ce mode garantit un gain sur les temps de cycle, mais impose une perte de précision sur la trajectoire. Nous avons réalisé la plupart des essais avec et sans cette option de lissage.

- Le pourcentage d'accélération et de décélération est un paramètre de programmation de sécurité : il permet au programmeur de limiter le couple maximum dans l'axe le plus sollicité au cours de la trajectoire. Dans notre cas, pour atteindre les meilleures performances, nous avons augmenté ce gain jusqu'à 300%. A l'aide d'une simulation d'usure des moteurs et réducteurs, les spécialistes ont déterminé que ces gains affectent peu la durée de vie du robot puisque nous restons dans une plage de vitesse assez faible par rapport aux vitesses maximales atteignables.

L'acquisition de la position a été réalisée via le data-logger VAL3 du robot ; c'est à dire. que les coordonnées articulaires du robot sont enregistrées en temps réel (fréquence d'acquisition de 250Hz). La position cartésienne du préhenseur du robot est calculée à partir des coordonnées articulaires en connaissant les paramètres géométriques.

Pour avoir une image plus précise de l'accélération réelle, nous avons mis en place un accéléromètre en bout de préhenseur. Celui-ci renvoie un courant proportionnel à l'accélération instantanée.

Pour chaque essai, le robot est programmé puis lancé sur sa trajectoire de battement. L'acquisition est réalisée une fois que le mouvement est bien établi. L'acquisition dure entre 2 et 4 secondes, ce qui permet de visualiser entre 2 et 5 battements.

Chaque essai donne deux acquisitions. La position et la vitesse moyenne issues des coordonnées articulaires sont calculées toutes les 15 ms. L'accélération instantanée en Z issue de l'accéléromètre est échantillonnée à 1 kHz. Par double intégration de l'accélération en Z, nous pouvons calculer les positions en Z, ce qui permet de croiser les données de l'accéléromètre avec celles des codeurs des articulations.

Deux positions posent des problèmes clairement identifiables :

En position haute et éloignée ( $Z=600$  mm et  $X=1800$  mm), nous nous trouvons à la limite de l'espace de travail et proche d'un point de singularité. Dans cette configuration, l'axe 4 du robot doit effectuer une rotation importante pour garantir le bon alignement en Z du préhenseur. Cet axe devient limitant et diminue nettement les performances atteignables.

En position basse et proche, le robot est recroquevillé sur lui-même et le coude passe au-dessus du préhenseur. Si le moteur de broche se trouvait à cet emplacement, nous serions en interférence avec le portique support de la broche. Cette position n'est donc pas envisageable.

Les résultats des essais pour différentes positions sont synthétisés dans le tableau 11 (a). L'accélération donnée dans le tableau est une moyenne. Par contre, l'accélération pic enregistrée via l'accéléromètre est légèrement supérieure (+30%). On retrouve dans les zones vertes les cas les plus favorables. En position  $X=1800$  mm et  $Z=400$  mm le pic d'accélération enregistré est de  $5,5\text{m/s}^2$ . Dans cette cartographie, on remarque que le bras robotisé est plus performant lorsqu'il est tendu que lorsqu'il est recroquevillé.

Les impacts des paramètres de lissage et de gain d'accélération et décélération sont représentés dans la tableau 11 (b). L'utilisation de la commande avec lissage et l'augmentation du gain à 300% permettent d'obtenir les meilleures accélérations.

Les coordonnées cartésiennes calculées à partir des codeurs des articulations sont enregistrées par l'ordinateur du robot. En traitant ces données pour un mouvement de battement de direction Z, nous pouvons calculer les écarts sur X et Y entre la trajectoire programmée et la trajectoire réelle. La précision ainsi calculée au cours de la trajectoire de battement est de 0,2mm dans les cas les plus défavorables. Le paragraphe suivant présente des essais réalisés avec un moyen de mesure externe de la position qui permet d'obtenir une valeur plus exacte des déviations.

Tableau 11 : Performances dynamiques du robot.

(a) Cartographie dans l'espace XZ

Accélération d'inversion [m/s<sup>2</sup>]

M=100kg ; A=150mm ; V=25m/min ;  
lissage = oui ; 100% ; [s]

Z \ X [mm] \ [mm]	1100	1500	1800
600	3,33	3,59	2,44
400	2,96	3,79	4,25
200	2,45	3,53	3,97
0	2,56	3,11	3,62
-200	2,35	3,02	3,42

(b) Influence des paramètres de programmation

Accélération d'inversion [m/s<sup>2</sup>]

M=100kg ; V=25m/min ; [s]

Gain	Avec lissage	Sans lissage
100%	2,93	1,93
200%	4,34	2,29
300%	5,02	2,47

3.2.2.3.2 Mesure de la précision en trajectoire de battement

Les essais effectués sur un robot Stäubli TX200 sont cette fois-ci dédiés à la mesure de la précision du robot au cours de son déplacement en mouvement de battement. L'objectif est donc de déterminer la dispersion radiale et la répétitivité pendant plusieurs battements.

Le robot est dans la même position qu'en figure 84.

Connaissant les performances dynamiques du robot en fonction de la position de la trajectoire dans l'espace de travail, nous nous sommes directement placés dans la zone offrant les meilleures accélérations.

Pour mettre en évidence l'influence de la contribution de l'axe 6 sur la précision globale du préhenseur chargé en mouvement de battement, nous avons réalisé les essais dans deux configurations :

- une configuration avec le poignet à l'horizontale (0°) figure 84
- une configuration avec le poignet vertical vers le bas (90°).

En configuration 0° les positions exploitées en X vont de 1500 à 1800 mm. En configuration 90° la position 1800 mm ne peut pas être atteinte sans passer par un point de rebroussement. Donc dans ce cas, la position en X sera limitée à 1700 mm.

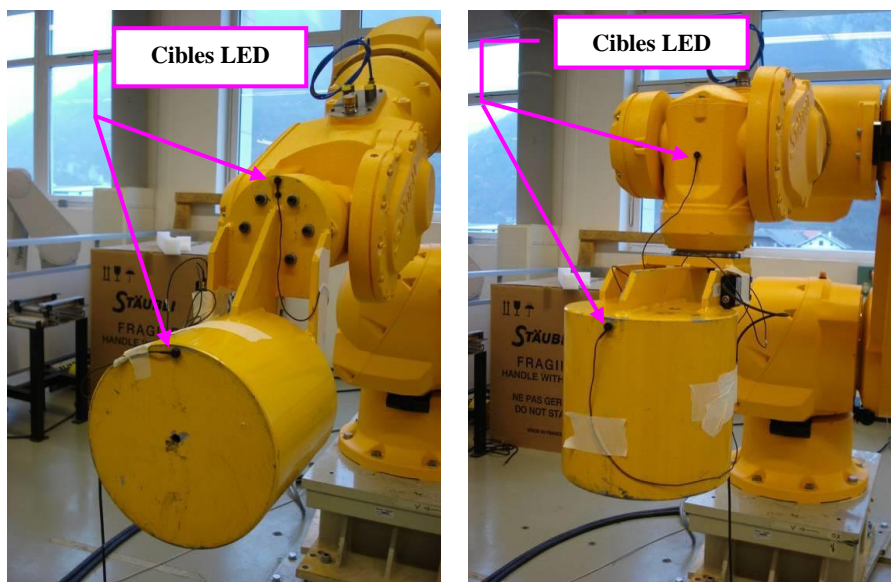


Figure 84 : Configuration poignet horizontal (0°) Configuration poignet vertical (90°)

Au total, 68 acquisitions ont été effectuées avec 5 paramètres à 2 niveaux (configuration : 0°/90°, lissage : oui/non, vitesse : 25/35 m/min, course : 100/150 mm, positions dans l'espace de travail X : 1500/1800 mm) et un paramètre à 3 niveaux (accélération : 100/200/300 %). Le tableau 12 présente le plan d'expérience et résume toutes les mesures effectuées. L'objectif des mesures est de déterminer la position et la direction de la charge située au bout du préhenseur.

**Tableau 12 : Plan d'expérience, précision des trajectoires.**

		Ecart maximum Ø [mm]		IMPACT Moyen Ø [%]	Ecart Angulaire Moyen		Angle Solide Moyen	IMPACT Moyen α β [%]
		Point 1	Point 2		α [°]	β [°]		
<b>configuration</b>	0°	0,83	1,06	22,5	0,071	0,336	0,024	125,0
	90°	0,72	1,37		0,033	0,320	0,011	
<b>vitesse</b>	25m/min	0,64	1,02	39,8	0,047	0,278	0,013	79,1
	35m/min	0,92	1,39		0,061	0,379	0,023	
<b>accélération</b>	100%	0,65	0,92	35,6	0,043	0,237	0,010	157,8
	200%	0,81	1,26		0,055	0,344	0,019	
	300%	0,88	1,45		0,064	0,406	0,026	
<b>lissage</b>	oui	0,76	1,20	3,6	0,049	0,342	0,017	13,0
	non	0,81	1,22		0,062	0,306	0,019	
<b>course</b>	100mm	0,76	1,12	8,0	0,065	0,331	0,022	37,9
	150mm	0,79	1,25		0,048	0,327	0,016	

L'utilisation d'un système de mesure de position Krypton K600, permet d'acquérir les coordonnées des cibles dans le repère de l'appareil, avec une période d'échantillonnage de 5 ms. Le système de mesure utilise la technologie de stéréo corrélation par vision. Les cibles de type LED sont collées sur l'objet mis en mouvement dans le champ de vision des caméras.

L'utilisation de deux cibles placées sur la charge et suffisamment distantes l'une de l'autre permet d'acquérir les trajectoires des 2 points dans le repère du système de mesure. Grâce à ces deux points, nous pouvons calculer la position et l'orientation de l'objet en mouvement.

Pour chaque essai le robot est programmé puis lancé sur sa trajectoire de battement. L'acquisition est réalisée une fois que le mouvement est bien établi. L'acquisition dure entre 6 et 15 secondes, ce qui permet de visualiser entre 6 et 20 battements.

Les deux cibles permettent d'acquérir la position de deux points. Le point 1 est situé dans le creux du poignet et le point 2 sur l'extrémité de la masse (figure 84) ; ils sont distants d'environ 300mm.

La qualité des données acquises dépend de la précision du moyen de mesure (60µm d'après le constructeur). On peut estimer l'erreur de mesure en étudiant les variations de la distance entre les deux points mesurés au cours du temps pour chaque expérience. On constate que pour cette distance l'écart-type calculé à partir des données acquises est de l'ordre de 65µm. Nous tiendrons compte de cette donnée pour conclure la campagne d'essais.

La précision de la trajectoire de battement est définie par le diamètre du cylindre dans lequel sont contenus tous les points de la trajectoire d'un point du solide mobile.

Le traitement informatique des données acquises consiste à faire une régression 3D pour approcher le nuage de points par une droite (Δ) par les méthodes des moindres carrés. On considère que cette droite est la trajectoire idéale. On construit alors un cylindre d'axe (Δ) et de diamètre Ø qui englobe tous les points de la trajectoire. La figure 85 montre ce cylindre de tolérance pour le point 1. On effectue le même traitement pour le point 2. La mesure continue des positions des deux points permet de calculer l'orientation du préhenseur. Cette orientation



est repérée par ses deux angles de tangage et de roulis ( $\alpha$ ,  $\beta$ ). Ces deux angles sont combinés pour calculer l'angle solide dans lequel évolue le vecteur d'orientation instantané du préhenseur. On définit les impacts de chaque paramètre en pourcentage en étudiant la variation due à un changement de paramètre à travers toutes les expériences.

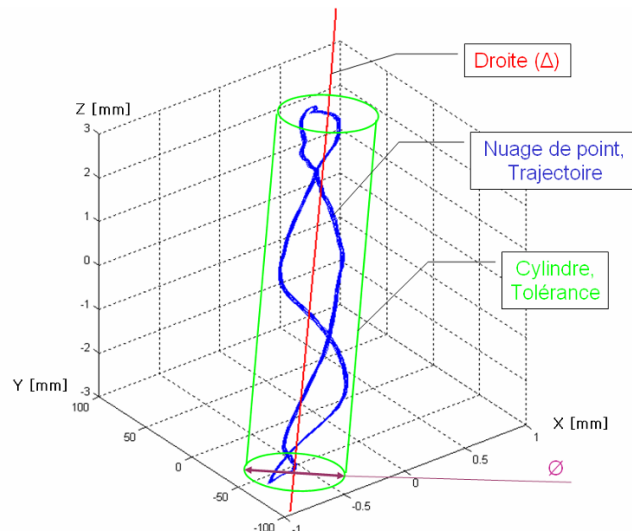


Figure 85 : Trajectoire mesurée du point 1 et cylindre de tolérance.

Le tableau 12 présente les mesures et les impacts des paramètres. La trajectoire du point 2 est moins précise que celle du point 1, car le point 2 se situe en porte-à-faux et prend en compte la flexibilité et l'inertie de la charge montée en bout de poignet.

Le lissage de la trajectoire permet de gagner en accélération d'inversion, mais le robot n'atteint plus les points de fin de course : l'amplitude est donc réduite. La mise en place de points hauts et bas fictifs par modification permet de passer effectivement par les points voulus et de conserver les performances dynamiques élevées. Le lissage impacte peu les déviations du robot (4% sur la dispersion moyenne et 12% sur la déviation angulaire).

L'utilisation de gains d'accélération et décélération élevés (300%) est indispensable pour atteindre des performances dynamiques correctes. Cependant on constate que le gain d'accélération maximum testé peut augmenter l'imprécision du robot jusqu'à 36%.

La vitesse est le facteur qui influe le plus sur la précision : l'augmentation de 10m/min peut faire augmenter l'imprécision jusqu'à 40%.

On remarque que la configuration du poignet vers le bas permet de diminuer nettement les écarts angulaires, mais ne favorise pas les déviations. Dans les meilleurs cas, les écarts (en vert dans le tableau 12) ne sont jamais inférieurs à 0,65 mm, or cette valeur est supérieure à la compliance du double cardan.

L'étude du robot Stäubli nous permet de conclure sur les performances dynamiques et de précision du robot. La position permettant d'atteindre les meilleures performances dynamiques correspond au bras tendu vers le haut :  $X=1800$  mm et  $Z=400$  mm. Dans cette configuration l'accélération moyenne peut atteindre  $5,5\text{m/s}^2$ , ce qui assure un mouvement de battement correct pour le rodage. On remarque que la précision varie inversement avec l'augmentation de l'accélération et de la vitesse. Dans cette configuration qui permet d'atteindre les meilleures performances dynamiques, les écarts sur la trajectoire ne sont acceptables que pour une accélération inférieure à  $3,5\text{ m/s}^2$ .

L'étude du robot fait clairement ressortir que cette technologie ne permet pas d'atteindre la même dynamique de mouvement de battement que les systèmes déployés spécifiquement sur les machines de rodage conventionnelles. Mais de telles performances sont-elles nécessaires ? Il

n'existe pas dans la littérature ou dans les règles métiers de préconisations de dynamique minimum nécessaire pour le rodage. La qualité multi-échelle requise sur les surfaces des chemises de carter cylindre implique pourtant la maîtrise de tous les paramètres machines. Nous allons étudier dans la partie suivante l'impact de l'accélération du mouvement de battement sur chaque échelle de qualité.

### 3.2.3. Impact de la dynamique de battement sur la qualité des surfaces rodées

La texture est obtenue par le croisement des stries issues de la trajectoire des pierres abrasives au cours du cycle [32]. Pour la partie linéaire du mouvement, l'angle de strie  $\alpha$  et la vitesse de coupe  $V_c$  de l'abrasif sont imposés pour obtenir la bonne texture et les meilleures performances du procédé [33]. La vitesse périphérique  $V_p$  et de la vitesse de battement  $V_b$  s'en déduisent par :

$$\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{V_b}{V_p} \quad V_c = \sqrt{V_b^2 + V_p^2} \quad (38)$$

En bout de course, la vitesse de coupe et l'angle de strie ne peuvent plus être respectés puisqu'il faut inverser le sens du mouvement. La durée  $\Delta t$  de cette phase et la distance  $\Delta z$  parcourue dépendent de l'accélération d'inversion  $\Gamma$  telle que :

$$\Delta t = \frac{2 \cdot V_b}{\Gamma} \quad \Delta z = \frac{V_b^2}{2 \cdot \Gamma} \quad (39)$$

L'accélération de l'inversion du mouvement de battement peut être réglée par l'utilisateur entre 0 et 3g. Les actionneurs de battement sont de plus en plus performants et onéreux. Les dernières machines de rodage équipées de moteurs linéaires peuvent atteindre une accélération d'inversion de 5g. L'étude porte sur l'influence de ce paramètre d'accélération sur la qualité des surfaces obtenues. En théorie une accélération importante est conseillée pour respecter l'angle de strie sur la majeure partie de la course de battement. Mais habituellement, en usine, elle est réglée à 1,5g. Ce choix permet d'atteindre la qualité désirée sans trop solliciter la machine.

#### 3.2.3.1. Expérimentation

L'expérience porte sur le rodage de 18 carters cylindres moteurs (Renault K9K, 1.5dCi), soit 72 cylindres de 76,005mm de diamètre final et de 140mm de haut. Pour ce type de moteur, le procédé de rodage se décompose en trois opérations avec deux outils : une ébauche, une finition et un plateau, réalisées avec le même outil. L'opération d'ébauche est réalisée avec un rodoir à 8 pierres. Elle a pour but de réduire les défauts de forme des fûts alésés et s'effectue avec des pierres abrasives de type IAS65/80 (gros grains) pour réduire le temps de cycle [34]. Les opérations de finition et plateau s'effectuent avec un rodoir à double expansion. La deuxième opération, finition, actionne une expansion avec 6 pierres abrasives de carbure de silicium. Elle sert à réduire la rugosité et à générer une texture correcte [35]. La troisième opération, plateau, emploie 4 pierres abrasives de carbure de silicium de type carbure de silicium SC500 pour écrêter la surface et obtenir un aspect plateau [36].

Durant les opérations de rodage, les fûts soumis à des efforts de coupe importants se déforment. La géométrie du carter n'est pas tout à fait symétrique donc chaque fût se déforme différemment des autres [19]. Il n'est donc pas possible de comparer les défauts de forme des quatre fûts d'un moteur entre eux. Chaque série de mesures est réalisée sur le même fût sur au moins 6 carters.



Nous nous intéresserons tout d'abord à la qualité de la forme obtenue après l'opération de rodage ébauche.

Ensuite nous nous intéresserons à l'aspect de surface obtenu à l'issue de la phase finition du rodage finition plateau.

Enfin nous étudierons l'impact de la dynamique sur la rugosité des surfaces obtenue après la phase plateau du rodage finition plateau.

Hormis l'accélération, tous les autres paramètres sont fixés à leur valeur d'origine.

### 3.2.3.2. Impact à l'échelle macroscopique

La qualité du rodage ébauche dépend des défauts de formes de la surface cylindrique obtenue. Il est d'usage de contrôler les critères de défauts de forme tels qu'ils sont décrits dans la norme [36] avec une machine de mesure de forme. Les défauts de circularité en trois niveaux du cylindre ainsi que quatre défauts de rectitudes aux positions angulaires  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$  et  $270^\circ$  sont calculés à partir des points mesurés par palpation puis filtrés avec un filtre gaussien. Ces mesures permettent également de calculer le défaut de cylindricité du fût.

Nous observons donc les défauts de forme des cylindres issus de l'ébauche sur les fûts numéro 3 rodés avec des accélérations de 0,5 à 1,5g et sur les fûts numéro 4 rodés avec des accélérations de 1,5 à 2,5g. L'opération d'ébauche est accomplie quand le diamètre est atteint, au bout d'une quarantaine de battements, c'est-à-dire au bout de 30 secondes avec une accélération à 2,5g et au bout de 36 secondes avec une accélération à 0,5g. Les défauts de forme avant rodage sont quasi identiques pour tous les échantillons : défaut de cylindricité  $15,3 \pm 1,6 \mu\text{m}$  pour les fût n°3 et  $12,5 \pm 2,1 \mu\text{m}$  pour les fût n°3. Les défauts de rectitude moyens avant rodage sont de l'ordre de  $4,15 \pm 0,60 \mu\text{m}$  pour  $2,08 \pm 0,35 \mu\text{m}$ . Après le rodage ébauche l'ensemble des défauts de forme a diminué et l'écart entre les fûts numéro 3 et les fûts numéro 4 est un peu moins marqué. La figure 86 (a) présente les défauts de cylindricité. Ces défauts augmentent avec l'accélération. Le phénomène est nettement marqué lorsque l'accélération dépasse 2g.

Les 4 défauts de rectitude mesurés ont été moyennés et sont représentés sur la figure 86 (b). Cependant on observe que le défaut de rectitude diminue quand le rodage est effectué avec une forte dynamique de battement.

On regarde maintenant les défauts de circularité figure 86 (c) et (d). On observe que l'augmentation de l'accélération d'inversion s'accompagne d'une dégradation significative de la circularité au niveau 1 (haut) et encore plus marquée au niveau 3 (bas). Le phénomène est peu marqué sur le niveau 2, au milieu du fût. Ceci s'explique par le fait que la zone milieu est parcourue à vitesse de battement constante, les variations d'accélération ne changent pas la trajectoire au milieu.

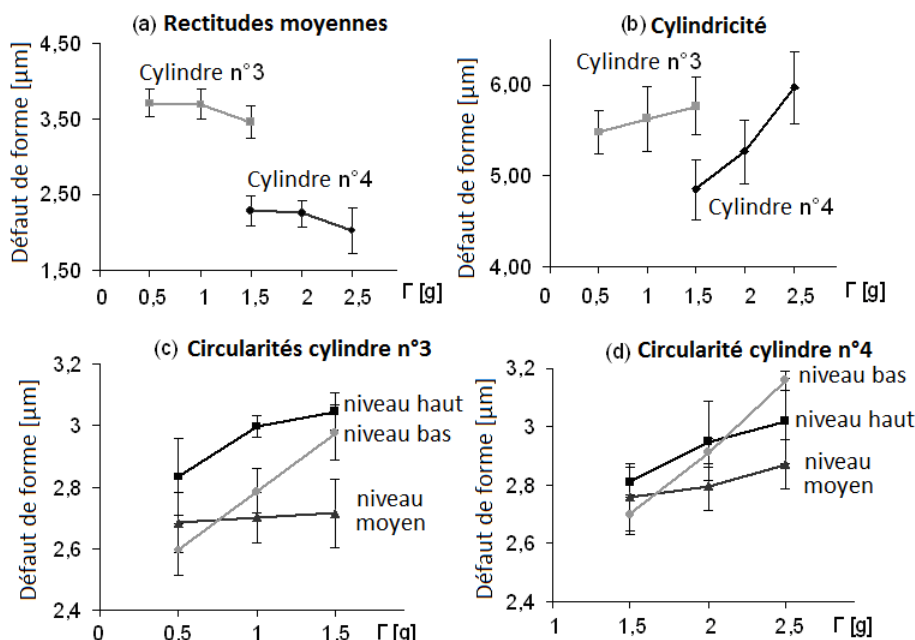


Figure 86 : Défauts de forme après rodage ébauche.

Ces observations permettent d'affirmer que l'accélération d'inversion du mouvement de battement et donc la trajectoire de battement joue un rôle important pour la qualité de la forme. En effet plus l'accélération est faible plus les temps d'inversion  $\Delta t$  en haut et en bas sont longs, ce qui permet de diminuer les défauts de circularité. En revanche, quand l'accélération d'inversion est importante, la vitesse axiale est dégradée moins longtemps, engendrant une meilleure qualité de rectitude. En conclusion la figure 87 résume ces observations : le défaut de cylindricité n'est pas fortement impacté, car il dépend des circularités et des rectitudes qui s'équilibrent pour chaque essai.

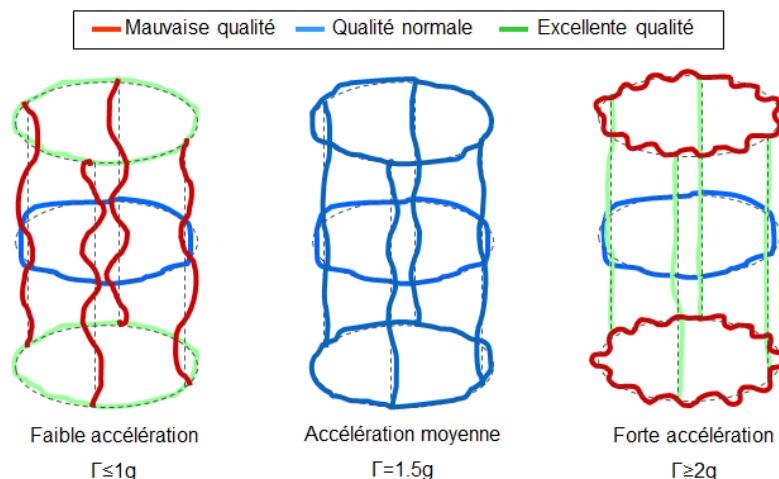


Figure 87 : Impact de la dynamique sur les critères de défauts de forme.

### 3.2.3.3. Impact à l'échelle microscopique

La micro géométrie est contrôlée par analyse du profil de la rugosité suivant la direction axiale du fût sur le côté poussé en trois niveaux haut (1), milieu (2) et bas (3). Les valeurs des critères  $R_z$ ,  $R_{pk}$ ,  $R_k$ ,  $R_{vk}$ ,  $Mr_1$  et  $Mr_2$  ont été obtenus à partir du traitement du taux de portance

du profil mesuré d'après la norme [22] à l'aide d'une machine Perthen. La figure 88 montre les courbes de portance reconstruites d'après ces critères.

La dynamique d'inversion du mouvement de battement a naturellement un impact sur la rugosité en niveaux bas et haut, car le temps de rodage  $\Delta t$  dans ces zones augmente quand l'accélération diminue. Ce phénomène est plus marqué au niveau bas. Cela se traduit par une augmentation de  $R_z$  de 11% quand l'accélération diminue de 1,5 à 1g et de 20% de 1 à 0,5g.

Comme prévu, au niveau milieu, la variation de la rugosité est nettement moins marquée. Néanmoins l'augmentation de 12% de la rugosité pour les accélérations de 0,5g et 1g par rapport à 1,5g peut s'interpréter par une mauvaise régénération de la pierre abrasive. On peut donc conclure de ces expériences que la dégradation de l'accélération entraîne une dégradation systématique de la rugosité. On peut ajouter que la dynamique de battement joue un rôle dans la régénération de la pierre qui garantit la qualité constante du procédé en termes de micro géométrie.

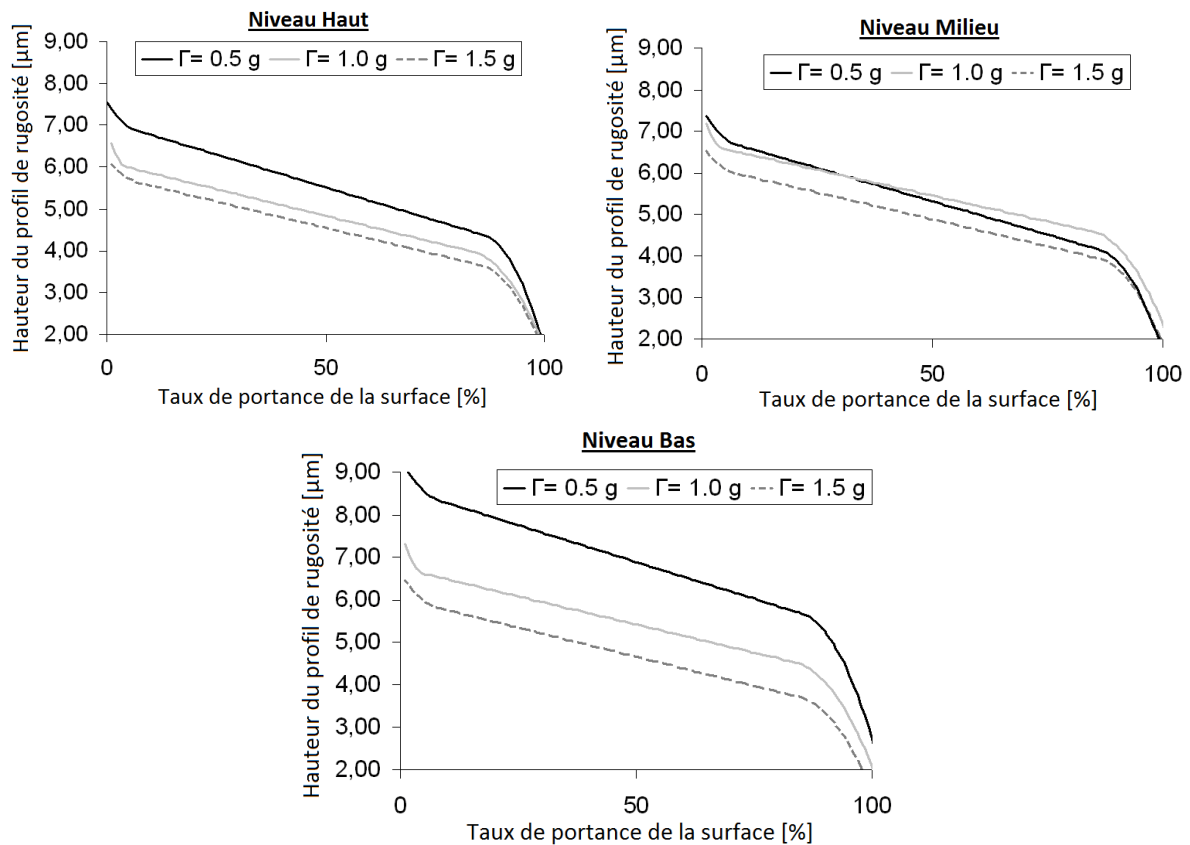


Figure 88 : Evolution des critères de rugosité en fonction de l'accélération.

### 3.2.3.4. Impact sur la texture obtenue

L'aspect de surface recherché en rodage est une texture formée de stries croisées à l'angle de rodage  $\alpha$ , assurant la rétention d'huile pour la bonne lubrification des segments du piston [1]. Une faible accélération d'inversion du mouvement de battement a pour conséquence de laisser des traces de stries horizontales avec  $\alpha$  proche de zéro en bas et en haut du fût. Pour étudier la qualité de la texture obtenue par rodage nous utilisons la méthode développée par L. Sabri, S. Mezghani [37]. La décomposition fréquentielle de la topographie de la surface en 3D permet de dégager quatre critères numériques : l'angle de croisement des stries, le balancement des stries (gauche ou droite), la densité de strie et le critère m-turn. Ce dernier permet de quantifier les stries mal orientées, c'est-à-dire les stries dont l'angle diffère de celui désiré. Une

texture conforme avec un angle de strie respecté de  $45^\circ$  correspond à un critère de m-turn inférieur à 1,00.

L'analyse au microscope interférométrique à lumière blanche est réalisée sur les empreintes des surfaces rodées en trois niveaux de hauteur dans le fût sur des échantillons de  $0,8\text{mm} \times 0,8\text{mm}$ . Les résultats moyens des mesures des 18 cylindres issus du rodage finition sont représentés figure 89. Seule l'accélération de 1,5 g permet d'atteindre la conformité sur les trois niveaux.

Comme prévu, si l'accélération baisse,  $\Delta t$  et  $\Delta z$  augmentent, entraînant la dégradation de la qualité de la texture sur les bords. On constate que la qualité de la texture au milieu est légèrement détériorée quand l'accélération diminue. Ce phénomène peut s'expliquer par la rugosité plus élevée due à une moins bonne régénération de l'abrasif.

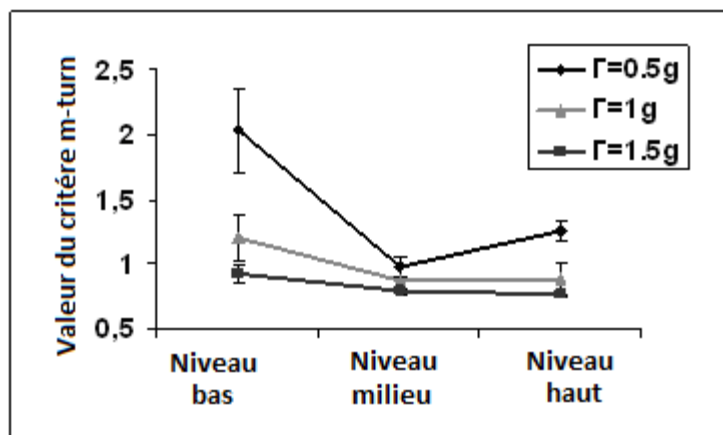


Figure 89 : Aspects de surface en 3 niveaux pour 3 accélérations.

### 3.2.3.5. Conclusion

En conclusion, la dynamique d'inversion impacte les trois échelles de qualité des cylindres rodés. La cylindricité n'est pas fortement impactée, mais une faible accélération favorise la qualité des circularités et une forte accélération favorise la qualité des rectitudes. La qualité de la micro géométrie et l'aspect de surface des zones balayées pendant l'inversion du battement se dégradent quand l'accélération est réduite. La dynamique d'inversion semble jouer un rôle dans la régénération des pierres abrasives puisque la rugosité et l'aspect de surface sont dégradés au milieu du fût où la trajectoire des pierres respecte l'angle de strie imposé.

### 3.2.4. Conclusion sur la dynamique du battement

Les études expérimentales des caractéristiques des machines de rodage permettent de combler les données manquantes dans les notices des constructeurs. A travers les constatations réalisées, nous avons déterminé les limites des systèmes électromécaniques, mais aussi ciblé les défauts des machines actuelles.

L'étude de l'impact de la dynamique de battement sur la qualité [38], montre que la qualité actuelle requise ne peut être obtenue qu'avec une accélération de  $15\text{ m/s}^2$ . Les performances du robot 6 axes pour usinage ne sont finalement pas suffisantes pour assurer l'accélération d'inversion de battement nécessaire. La solution d'intégration du robot dans une machine industrielle flexible n'a donc pas été retenue.

Toutes ces conclusions ont permis d'élaborer le cahier des charges d'une nouvelle génération de machines s'affranchissant des défauts actuels liés aux actionneurs de battement.

Nous allons dans la partie suivante étudier finement les caractéristiques de l'abrasion en rodage, notamment pour mieux cerner les spécificités requises pour actionner les abrasifs.

### 3.3. Caractérisation de l'abrasion par rodage

Après avoir étudié la dynamique du procédé de rodage, nous nous intéressons maintenant au procédé physique de coupe de la matière par abrasion. L'enlèvement de matière pendant le rodage est le résultat du travail de la pierre abrasive en contact avec la surface du cylindre. Les performances d'efficacité de l'abrasif sont étudiées à travers l'enlèvement de matière. La qualité micro géométrique de la surface produite dépend de la nature de l'abrasif. Nous étudions ensuite pour un abrasif l'évolution de cette qualité au cours du rodage.

#### 3.3.1. Enlèvement de matière

L'enlèvement de matière ou le débit de copeaux sont les critères les plus pertinents pour caractériser les performances d'une opération de rodage. Nous avons procédé à l'évaluation des débits moyens de copeaux pour 6 abrasifs sur des plages d'utilisation courantes. Ces expériences nous permettent de chiffrer les tendances observées par les experts métiers, en employant une méthode scientifique déjà pratiquée dans la littérature [28].

##### 3.3.1.1. Principe

Comme [28], nous considérons que le débit de copeaux en rodage correspond au volume de matière enlevée par unité de temps.

On distingue le débit de copeaux moyen de l'opération et le taux d'enlèvement de matière :

- Le débit de copeaux moyen d'une opération est le volume total enlevé divisé par le temps de coupe, pour une configuration donnée. Il s'exprime en  $\text{mm}^3/\text{s}$  et dépend évidemment de la géométrie du rodoir.
- Le taux d'enlèvement de matière est le débit de copeaux moyen divisé par la surface d'abrasif du rodoir. Il s'exprime en  $\text{mm}^3/\text{s}/\text{mm}^2$  et caractérise plus précisément l'abrasif.

L'expérience repose sur une mesure précise du temps de coupe et du volume de matière enlevée. Les mesures réalisées sont des moyennes pour un cycle. Cependant, nous ne prenons en compte que le temps de coupe et nous évitons les régimes transitoires d'abrasion.

Pour se mettre rapidement en régime de coupe stabilisé, chaque essai est précédé d'une dizaine de battements à iso paramètres pour préparer la surface et l'abrasif.

##### 3.3.1.2. Protocole expérimental

Pour réaliser l'expérience, la mesure de la matière enlevée s'est déroulée suivant une méthode comparative des diamètres avant et après l'opération. Ainsi, pour chaque cylindre, le diamètre est mesuré en trois niveaux et en quatre directions angulaires avant et après l'opération de rodage.

Le rodage est effectué sur environ 10 carters soit 40 cylindres, suivant le paramétrage défini par le plan d'expériences du tableau 13. La phase d'ébauche est réalisée pour commencer sur tous les carters avec un abrasif diamant. Ensuite nous effectuons sur la moitié des fûts les opérations successives finition et plateau avec des abrasifs carbures de silicium et sur l'autre moitié avec des abrasifs diamants. Il faut remarquer que les ébauches et finitions sont toujours exécutées avec une expansion électromécanique alors que les phases plateau le sont avec une expansion hydraulique.

Après chaque étape, chaque cylindre est de nouveau mesuré (diamètre en 3 niveaux et 4 directions). Les valeurs de la mesure in-process enregistrées pendant le cycle permettent également de calculer le volume de matière enlevée. Le double mesurage permet de lever les incertitudes.

Pour chaque opération, nous avons programmé la machine pour retirer entre 15 et 20µm au diamètre. La valeur du couple de broches est enregistrée au cours du cycle. La durée de l'opération a été mesurée à la lecture du rapport d'opération, en repérant la montée en puissance au début du cycle et la chute de puissance quand les pierres se rétractent. On dispose ainsi du temps de coupe réel.

Le calcul des taux d'enlèvement de matière est basé sur la connaissance des géométries en jeu.

**Tableau 13 : Plan d'expérience pour l'évaluation de l'enlèvement de matière.**

<b>Diamant D126/112/x44/35</b>			
N° Expérience	Vitesse de coupe [m/min]	Vitesse expansion 1 & 2 [µm/s]	
D1	40	7	2
D2		11	4
D3		14	8
D4	50	7	2
D5		11	4
D6		14	8
D7	60	7	2
D8		11	4
D9		14	8

<b>Diamant D107-200V30C7</b>			
N° Expérience	Vitesse de coupe [m/min]	Vitesse expansion [µm/s]	
D19	40	7	
D20		11	
D21		14	
D22	50	7	
D23		11	
D24		14	
D25	60	7	
D26		11	
D27		14	

<b>IAS65/80/1/8VS</b>			
N° Expérience	Vitesse de coupe [m/min]	Vitesse expansion [µm/s]	
S10	40	6	
S11		10	
S12		14	
S13	50	6	
S14		10	
S15		14	
S16	60	6	
S17		10	
S18		14	

<b>IAS65/120/1/8Vs</b>			
N° Expérience	Vitesse de coupe [m/min]	Vitesse expansion [µm/s]	
S1	40	6	
S2		10	
S3		14	
S4	50	6	
S5		10	
S6		14	
S7	60	6	
S8		10	
S9		14	

<b>Diamant D91-25B3</b>			
N° Expérience	Vitesse de coupe [m/min]	Pression expansion [bar]	
D10	40	10	
D11		15	
D12		20	
D13	50	10	
D14		15	
D15		20	
D16	60	10	
D17		15	
D18		20	

<b>SCG600KE 20 6468</b>			
N° Expérience	Vitesse de coupe [m/min]	Pression expansion [bar]	
S19	40	10	
S20		15	
S21		20	
S22	50	10	
S23		15	
S24		20	
S25	60	10	
S26		15	
S27		20	

Dans le tableau 14, les paramètres géométriques sont définis pour chaque type d'outillage et pour chaque opération. La dynamique du mouvement de battement n'est pas modifiée. La vitesse de coupe et la vitesse ou la pression d'expansion sont les seules variables. La trajectoire du mouvement est donc quasiment inchangée entre tous les essais. A travers les résultats, nous aurons une appréciation globale des performances d'enlèvement de matière de la gamme standard d'abrasifs pour le rodage des carters cylindres.

Tableau 14 : Paramétrage géométrique des essais.

Cylindre			Surface	
diamètre	~76	mm	33427	mm <sup>2</sup>
hauteur	140	mm		
<b>Outil</b>				
<b>Ebauche</b>				
nombre de pierre	6		1260	mm <sup>2</sup>
taille des pierres	3X70	mmXmm		
<b>Finition</b>				
nombre de pierre	6		2520	mm <sup>2</sup>
taille des pierres	6X70	mmXmm		
<b>Plateau</b>				
nombre de pierre	6		2520	mm <sup>2</sup>
taille des pierres	6X70	mmXmm		

### 3.3.1.3. Résultats

Les résultats sont présentés pour chaque type d'abrasif testé. Les trois abrasifs courants du procédé Renault : ébauche diamant D126, finition carbure IAS65/80 et IAS65/120 et plateau carbure SC600 ont fait l'objet de mesures. Deux abrasifs diamant employés dans la concurrence pour réaliser la finition (D107) et le plateau (D91) viennent compléter la panoplie testée.

#### 3.3.1.3.1 Abrasifs en carbure de silicium

Le rodage finition est classiquement réalisé avec un abrasif de carbure de silicium type IAS65/100. Nous avons procédé à l'évaluation de deux nuances très proches : l'une avec des grains légèrement plus gros, IAS65/80, l'autre avec des grains légèrement plus fins IAS65/120.

##### 3.3.1.3.1.1 Gros grains

La figure 90 représente, les taux d'enlèvement de matière de l'abrasif IAS65/80. Les variations ne sont pas très marquées, car la plage d'utilisation de cet abrasif est bien plus large que la plage mesurée. Cependant, les vitesses d'expansion de 6 et 14  $\mu\text{m/s}$ , ne permettent pas d'obtenir un taux d'enlèvement de matière proportionnel à la vitesse de coupe, contrairement à 10  $\mu\text{m/s}$ .

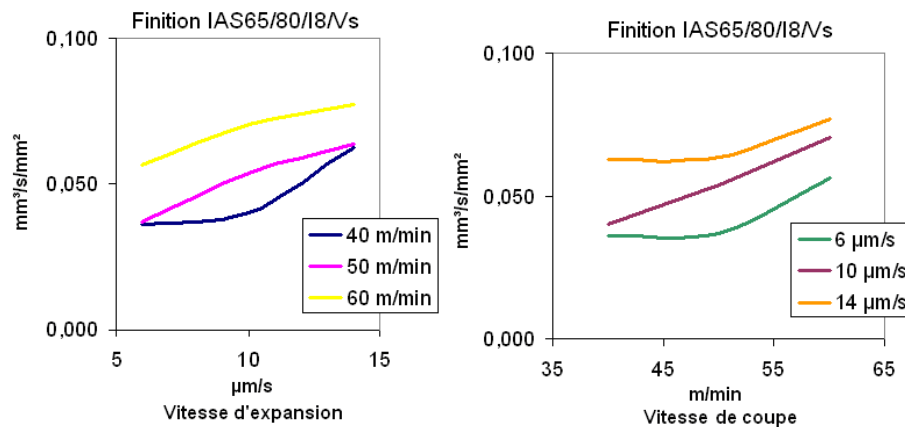


Figure 90 : Taux d'enlèvement de matière pour l'abrasif IAS65/80.



### 3.3.1.3.1.2 Petits grains

Figure 91 l'abrasif IAS65/120, très proche de la nuance précédente, a un comportement beaucoup plus stable dans la même plage de conditions de coupe.

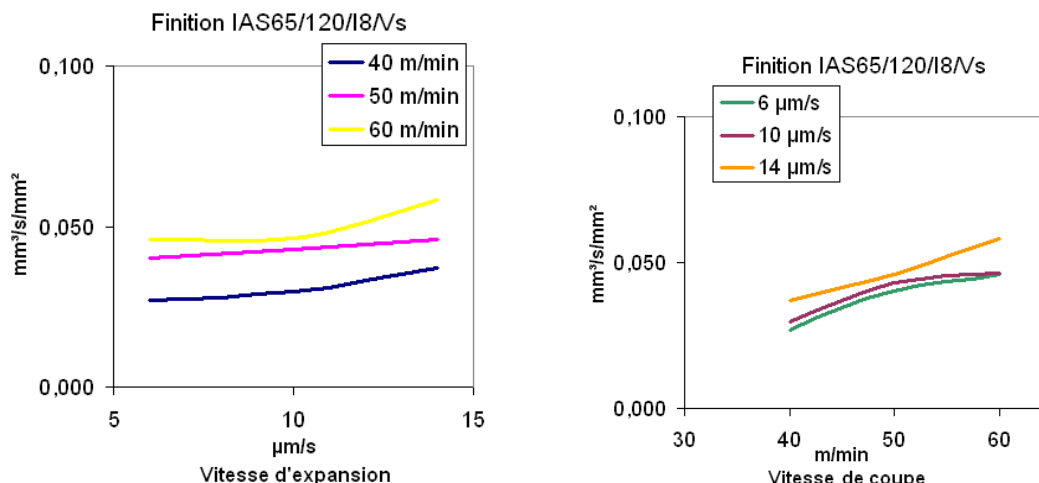


Figure 91 : Taux d'enlèvement de matière pour l'abrasif IAS65/120.

Le facteur vitesse d'expansion n'influence quasiment pas le taux d'enlèvement de matière. On remarque que l'abrasif à petits grains a effectivement un pouvoir abrasif moins élevé que l'abrasif à gros grains.

### 3.3.1.3.1.3 Grains très fins

Les essais permettant de définir le taux d'enlèvement de matière en ébauche ou finition sont très différents de ceux des opérations de plateau. Théoriquement, en rodage plateau le régime d'abrasion stable n'est pas atteint, car le temps de cycle est trop court. Pour mesurer le débit de copeaux, nous prolongeons l'opération jusqu'à obtenir le régime stable d'abrasion. La figure 92 nous présente les résultats du taux d'enlèvement de matière en fonction de la pression d'expansion qui remplace ici la vitesse d'expansion.

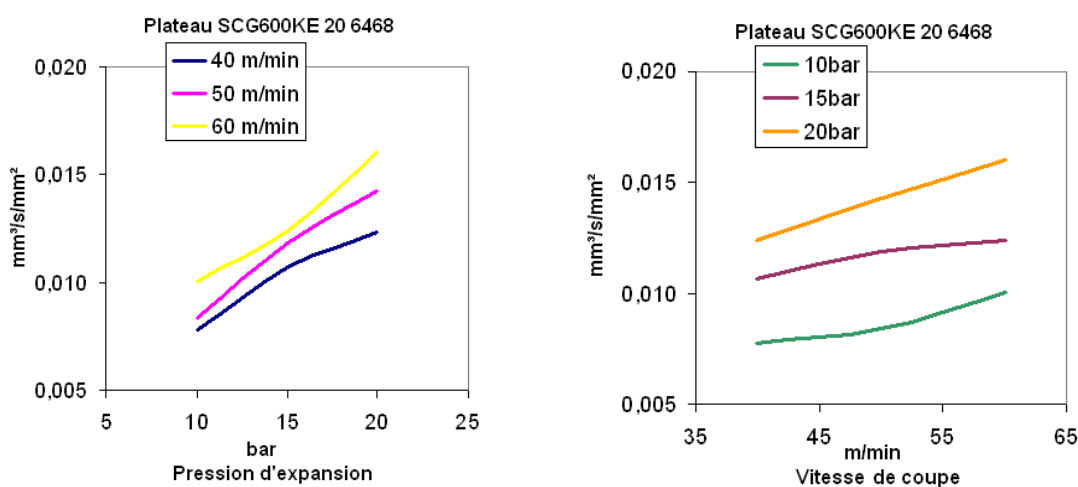


Figure 92 : Taux d'enlèvement de matière pour l'abrasif SCG600.

Le taux d'enlèvement de matière est beaucoup plus sensible au pilotage de l'expansion par la pression.

### 3.3.1.3.2 Abrasifs diamants

#### 3.3.1.3.2.1 Gros grains

L'opération d'ébauche qui est réalisée sur tous les fûts avec le même outil et les mêmes abrasifs a pu faire l'objet d'une vaste campagne d'essais avant les essais de finition. On a ainsi pu tester 6 vitesses d'expansion et 3 vitesses de coupe.

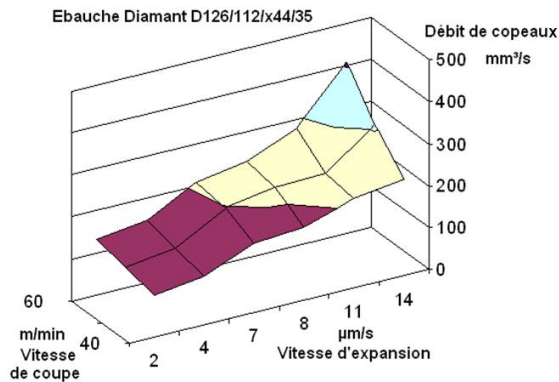


Figure 93 : Débit de copeaux pour l'opération d'ébauche avec abrasif D126.

Les résultats sont traités statistiquement et les moyennes de débits de copeaux sont représentées en 3D sur la figure 93 pour un abrasif diamant. Pour l'ébauche, chaque point de mesure correspond au minimum à 3 essais dont l'écart type est inférieur à 20mm³/s. Les essais non concluants ont été reproduits jusqu'à obtention d'un écart type satisfaisant.

Afin de pouvoir établir une comparaison entre les abrasifs, le débit de copeaux moyen d'une opération doit être rapporté à la surface d'abrasif en action. On détermine ainsi le taux d'enlèvement de matière dans chaque situation. Du point de vue enlèvement de matière, la fiche d'identité de l'abrasif est donnée sous forme de deux graphes représentant respectivement le taux en fonction de la vitesse d'expansion et le taux en fonction de la vitesse de coupe, figure 94.

Ces premiers essais confirment les bonnes performances en enlèvement de matière de l'abrasif diamants à gros grains déjà mentionné par [39].

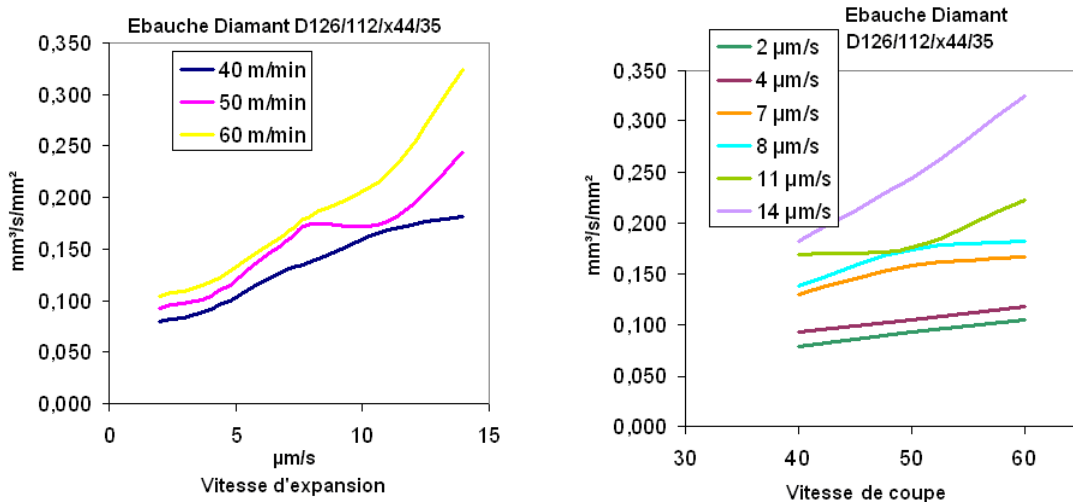


Figure 94 : Taux d'enlèvement de matière du D126.

### 3.3.1.3.2 Grains fins

L'abrasif diamant D107, à liant métallique, est un excellent compromis pour remplacer l'abrasif conventionnel IAS65/100, car il permet d'obtenir la même qualité tout en s'usant moins.

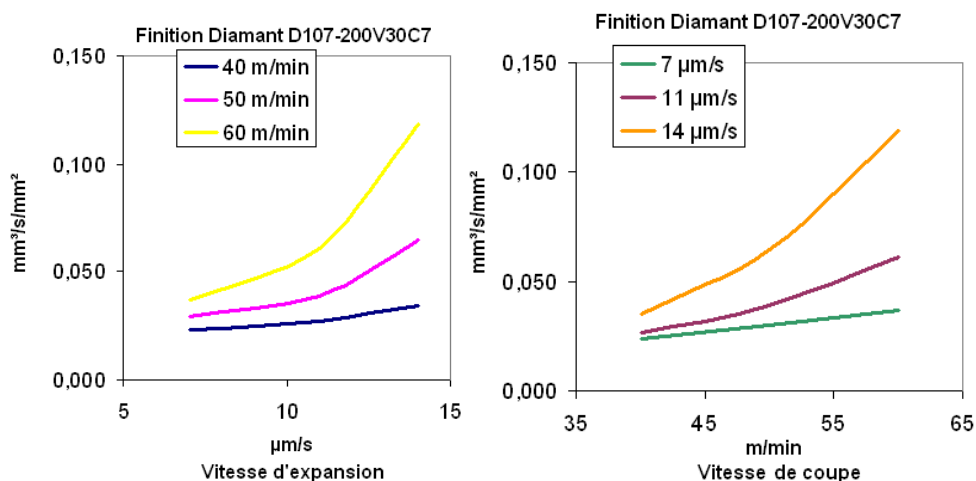


Figure 95 : Taux d'enlèvement de matière pour l'abrasif D107.

En revanche, les résultats des taux d'enlèvement de matière figure 95 pour cet abrasif révèlent que sous des conditions de coupe identiques le diamant est moitié moins performant que le carbure de silicium. Il est donc nécessaire d'augmenter fortement la vitesse et la force d'expansion lorsque l'on emploie un abrasif diamant. La coupe par le diamant ne s'opère que sous haute pression.

### 3.3.1.3.2.3 Grains très fins

L'abrasif diamant le plus apte à remplacer le SC600 de l'opération de plateau est l'abrasif D91 à liant métallique. De la même manière que pour la finition, on remarque que sous condition de coupe identique l'abrasif diamant est moins performant.

On remarque figure 96 qu'en dessous de 15 bars l'abrasif ne coupe quasiment pas.

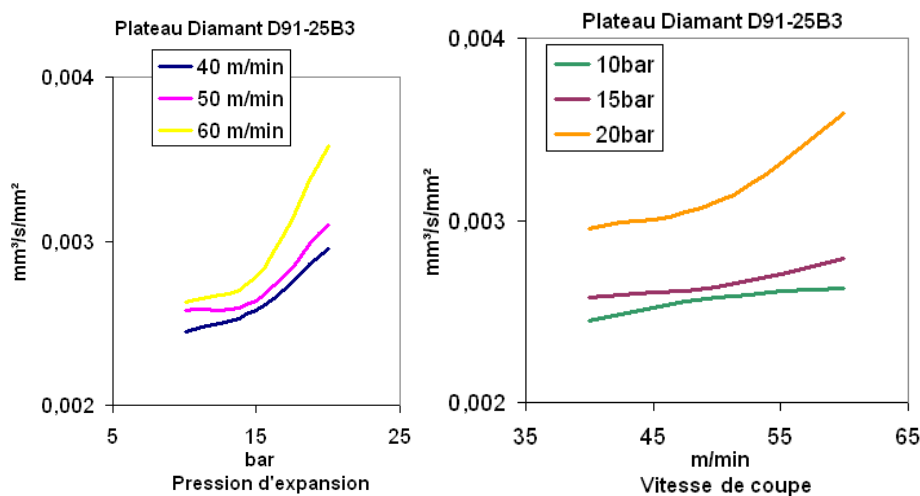


Figure 96 : Taux d'enlèvement de matière pour l'abrasif D91.

### 3.3.1.4. Conclusion

Curieusement, contrairement au métier de l'usinage avec les carburiers, les fabricants d'abrasifs ne donnent aucune préconisation d'utilisation (vitesse de coupe, force d'expansion...). Les règles métiers rodage internes à Renault donnent des tendances qui sont parfaitement validées par nos expériences. L'augmentation de la vitesse ou de la force d'expansion fait bien augmenter le débit de copeaux, de même, l'augmentation de la vitesse de coupe améliore le débit de copeaux. Les données expérimentales apportent une grande valeur ajoutée par rapport aux règles métiers puisqu'elles quantifient les performances des abrasifs en fonction des paramètres influents directement modifiables lors d'un rodage. Le protocole pourrait servir de référence pour effectuer des tests standards de caractérisation d'abrasifs. Cette étude permet de tenir compte dans la simulation des performances réelles de l'abrasif utilisé. Enfin, l'abrasif diamant étudié pour réaliser la finition est plus performant à haute vitesse que les abrasifs conventionnels utilisés par Renault. Le passage à ce type d'abrasif est préconisé sur les machines adaptées à ces vitesses de coupe. Pour le plateau le taux d'enlèvement de matière n'entre pas vraiment en compte, le choix du diamant peut se justifier par une durée de vie plus longue.

### 3.3.2. Etude de la formation de la texture de surface

La rugosité finale d'un fût rodé fait apparaître sur la surface une texture à motifs croisés. Ces deux échelles sont souvent étudiées après le procédé. Aucune mesure n'est réalisée pendant le court cycle de rodage. Cependant, il est possible, en connaissant bien la machine, de programmer des micro-cycles de rodage permettant de ne réaliser qu'un seul battement avec contact. Cette étude a l'ambition d'observer la formation de la texture et de la rugosité après chaque passage de pierre. Pour bien étudier cette opération unitaire, nous avons mesuré l'état de surface après chaque battement avec un rodoir à 2 pierres.

#### 3.3.2.1. Protocole de l'expérience

L'expérience est assez fastidieuse puisqu'elle consiste essentiellement à répéter les mesures de rugosité tactile, et à réaliser des empreintes de la surface entre chaque opération de rodage à simple battement.

Deux carters (soit 8 fûts) ont été rodés battement par battement. Les mesures ont été réalisées avant toute opération puis entre chaque battement de 1 à 6 et enfin après 10 battements.

Nous utilisons deux pierres abrasives IAS65/80. Les conditions de coupe restent identiques entre chaque opération.

Le premier carter (carter 1) est pris à l'état brut, permettant ainsi d'observer la texture alésée s'effacer pour laisser apparaître la texture rodée à stries croisées. Dans ce cas, on observe que la rugosité diminue après chaque battement pour atteindre la valeur nominale pour cet abrasif dans ces conditions de coupe.

Le deuxième carter est lui à l'inverse pré-rodé très très fin avec une méthode spéciale (pierre plateau SC800, pression d'expansion moyenne, très grande vitesse de coupe et angle de stries très faible). A l'état initial la rugosité  $Ra$  est proche de  $0,02\mu\text{m}$ , quasi-miroir. Cette surface lisse va être progressivement marquée par l'abrasif à gros grains choisi. Dans ce cas, on observe que la rugosité augmente avant d'atteindre la valeur nominale de régime stabilisé d'abrasion. Les empreintes réalisées permettent de garder une trace de l'aspect de surface entre chaque battement.

### 3.3.2.2. Résultats expérimentaux

L'ensemble des essais a été mené avec les mêmes conditions de coupe, à savoir une vitesse d'expansion de  $8\mu\text{m/s}$ , un angle de coupe de  $45^\circ$  et une vitesse de coupe de  $45\text{m/min}$ . Les deux pierres IAS65/80 de  $70\text{ mm}$  par  $7\text{ mm}$  sont disposées diamétralement sur le rodoir. Avant chaque essai, la mise à l'origine du système d'expansion est réalisée par une prise de contact des pierres dans le fût. Cette opération est nécessaire pour que l'abrasif se retrouve immédiatement en contact avec le fût à la vitesse de consigne. L'essai est en fait réalisé en 3 ou 4 battements, mais seul un battement est effectif avec contact. Cette astuce de programmation déclenche l'interruption du cycle de rodage spontanément après un seul battement. La rétractation des pierres laisse parfois des traces horizontales ou mal inclinées, qui détériore l'aspect de surface mais influence peu la rugosité.

La rugosité des surfaces rodées a été mesurée par palpement tactile sur une longueur de  $16\text{mm}$  le long d'une génératrice du cylindre. Les mesures sont effectuées en 3 niveaux dans chaque fût. Pour chaque carter et pour chaque battement les points des figure 97 et figure 98 sont donc issus de 12 mesures de rugosité, l'écart type moyen est noté  $\sigma$  en  $\mu\text{m}$  pour chaque critère dans les légendes.

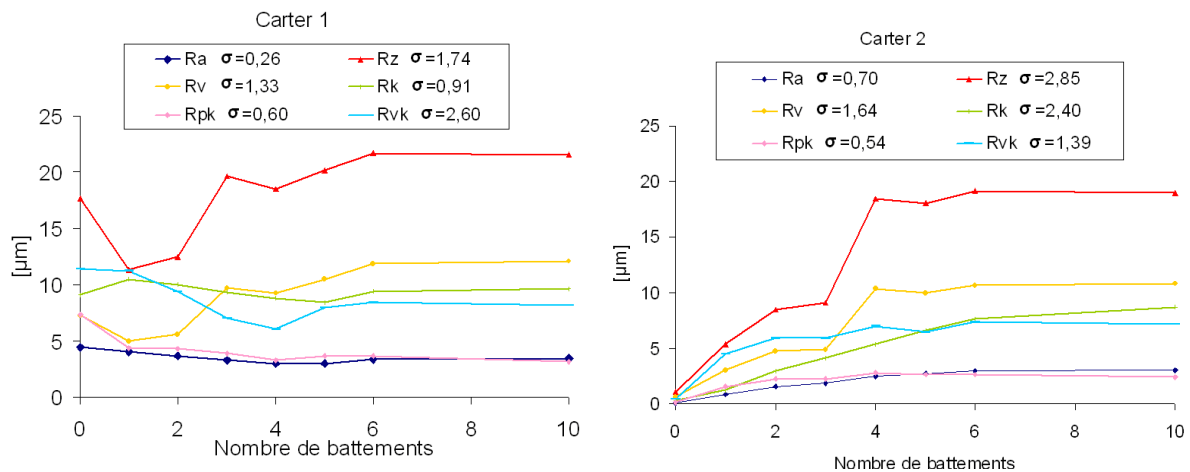


Figure 97 : Evolution des critères de rugosité en fonction du nombre de battements.

Pour le carter 1, figure 97, on remarque après le premier battement une forte diminution du critère Rz (rugosité maximale) qui s'accompagne d'une réduction des pics et des vallées (Rpk et Rv). Cette observation est liée à l'effacement des traces de l'alésage. En 1 battement avec 2 pierres toute la surface est balayée au moins une fois. Ce premier battement entame le gommage de la rugosité initiale. Du premier au sixième battement l'évolution des critères Ra, Rv, Rpk et Rz est constante et régulière. La rupture de régularité lors du troisième battement est due à un dérèglement du programme. En effet, à partir de cet essai, la vitesse d'expansion a malencontreusement été augmentée à  $14\mu\text{m/s}$  au lieu de  $8\mu\text{m/s}$ . Cette erreur a été détectée mais il n'était pas possible de recommencer toute l'expérience. Nous avons conservé cette nouvelle valeur d'expansion jusqu'à la fin.

Pour le carter 2, figure 97, on remarque que la rugosité maximale augmente de manière exponentielle inverse pour se rapprocher de la valeur stabilisée. L'erreur de programmation de vitesse d'expansion affecte l'essai du quatrième battement. Au départ (premier et deuxième battement) l'abrasif forme des stries en vallée dans la surface extrêmement lisse, ce qui se traduit par l'augmentation forte du critère Rvk.

Après le cinquième et sixième battement, les qualités micro géométriques des surfaces des cylindres des deux carters évoluent quasiment à l'identique.

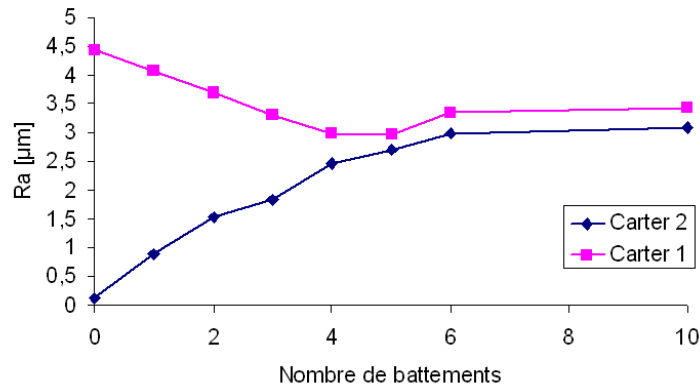


Figure 98 : Evolution du critère de rugosité Ra en fonction du nombre de battement pour les deux carters.

La figure 98 représente l'évolution du critère de rugosité arithmétique Ra au cours de l'expérience. Cette représentation graphique des résultats expérimentaux montre bien la convergence de la qualité de micro-géométrie sous conditions de coupe constante (et standard).

### 3.3.2.3. Interprétations

La figure 99 représente l'évolution des taux de portance après chaque battement. Sur le carter 1, avec une rugosité initiale importante, on observe que le premier battement a un effet uniquement sur les crêtes du profil de rugosité. Pour ce battement l'abrasif agit comme en rodage plateau. Jusqu'au troisième battement, l'écart entre les fonds des vallées et le haut des pics se réduit. Après il se stabilise autour de la valeur propre du régime stable. Le carter 2 a été pré-rodé à l'état poli remarquable sur la figure 99 (état initial, pointillé bleu). On constate que les premiers battements (1 et 2) créent des vallées importantes. A partir du troisième battement le profil de rugosité est impacté sur ses trois niveaux. La hauteur des crêtes augmente jusqu'au sixième battement. Ensuite, le profil de rugosité converge vers la même courbe de taux de portance. On peut identifier sur les deux carters cette courbe en vert qui est la signature micro géométrique du régime stable de cet abrasif.

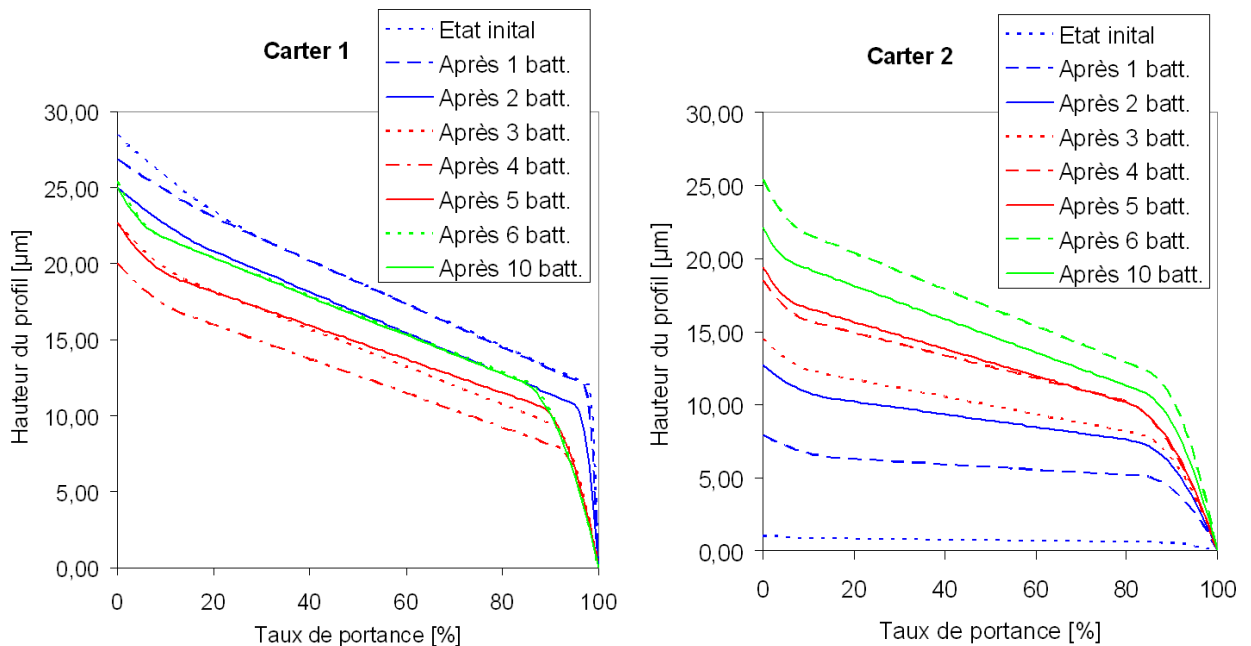


Figure 99 : Evolution du taux de portance après chaque battement.

Ces expériences, sous conditions de coupe quasi constantes, permettent d'interpréter le comportement de l'abrasion en rodage pendant le régime transitoire. Cette période transitoire converge toujours vers un régime stable pour lequel la qualité est indépendante du temps et de l'état initial. Cependant, les études de [9] montrent qu'au-delà d'une plage de vitesse et de force d'expansion, il n'est pas possible d'atteindre un régime stable, car l'abrasif se détériore trop vite. Nos conclusions sont uniquement applicables pour des conditions de coupe comprises dans la plage normale d'utilisation de l'abrasif.

Le régime transitoire commence par une action sur les crêtes quand la rugosité initiale est supérieure à la rugosité caractéristique du régime stable. Sur une surface dont la rugosité initiale est inférieure à la rugosité caractéristique du régime stable, l'abrasif agit sur les fonds du profil de rugosité. Ce phénomène peut s'apparenter à l'action de petites dents qui rayent la surface.

La convergence vers le régime stable est précédée d'un léger dépassement dans les deux cas. Ce phénomène s'explique par l'entrée en régime stable et la convergence du profil de rugosité avec le « profil de coupe » apparent caractéristique de l'abrasif à ce régime stabilisé.

En conclusion, la coupe par abrasion en rodage agit bien comme un peigne sur la micro géométrie. La géométrie de ce peigne dépend évidemment des caractéristiques de l'abrasif, mais le volume balayé par les dents de ce peigne dépend des conditions de coupe. Cette expérience valide le modèle de coupe par abrasion de la partie 2.2.3.2.

### **3.3.3. Conclusion**

Les études présentées dans cette partie ont permis de quantifier l'enlèvement de matière des abrasifs carbure de silicium ou diamant couramment utilisés. Les caractéristiques recensées permettent d'alimenter la simulation pour calibrer le modèle théorique.

Enfin, l'expérience originale de la formation de la micro-géométrie montre que la maîtrise de la durée de l'opération permet d'atteindre des qualités différentes de la rugosité propre de l'abrasif.

## **3.4. Caractérisation énergétique du rodage**

Dans cette partie, l'aspect énergétique de l'abrasion est abordé de manière expérimentale. Les expériences menées ont pour but d'identifier les efforts mis en jeu dans le procédé. Ces études permettent de caractériser l'énergie nécessaire au rodage et ainsi de dimensionner au mieux les actionneurs des machines de rodage

### **3.4.1. Caractérisation des efforts de coupe**

Parmi les grandeurs physiques caractéristiques d'un procédé d'enlèvement de matière, l'effort de coupe est la donnée permettant le dimensionnement du moyen de production. En rodage, l'effort de coupe est issu du contact de l'abrasif sur la surface réciproque. L'effort résultant est donc une combinaison de la pression de contact et du mouvement relatif outil/pièce. On retrouve dans la littérature des expériences de mesure des efforts de coupe réalisées en observant le couple de rotation en fonction de la force d'expansion [40]. Ces essais mettent en évidence la puissance de coupe nécessaire à l'enlèvement de matière. Cependant l'effort axial doit être pris en compte pour affiner la mesure et pour déterminer l'orientation instantanée de la force de coupe. L'objectif de cette série d'expériences est de mesurer la force axiale qui est issue du mouvement de battement. Cette force est donc alternée comme la vitesse. Ce phénomène



d'alternance permettra d'identifier la période de battement sur les enregistrements des mesures de force axiale.

La machine Nagel instrumentée du Pôle Process ECO<sup>2</sup> de l'ENSAM permet d'acquérir la valeur du couple de rotation de l'outil pendant la durée du cycle de rodage. Cette mesure renvoie l'image directe de la composante tangentielle de l'effort de coupe de l'abrasif. Pour connaître l'effort de coupe total, il faut pouvoir mesurer la force de coupe suivant la direction axiale du fût, c'est-à-dire suivant la direction du mouvement de battement. Dans un premier temps, le montage expérimental dédié à la mesure de l'effort axial est décrit.

### 3.4.1.1. Montage et protocole expérimental

Nous avons mis en œuvre sur la machine existante un montage « porte-pièce » permettant de mesurer la composante axiale de l'effort de coupe. Habituellement, la contre-bouterolle de la machine assure le bridage du carter sur le porte-pièce (figure 100). Pour mesurer l'effort axial en rodage, nous avons isolé le carter en le vissant directement sur une platine de mesure de force. Pour obtenir une mesure correcte de la force, nous n'avons réalisé les expériences que sur les 2 cylindres du milieu du carter. Les cylindres n°1 et n°4 sont trop excentrés par rapport au centre de la platine de mesure pour permettre une lecture directe de la force axiale.

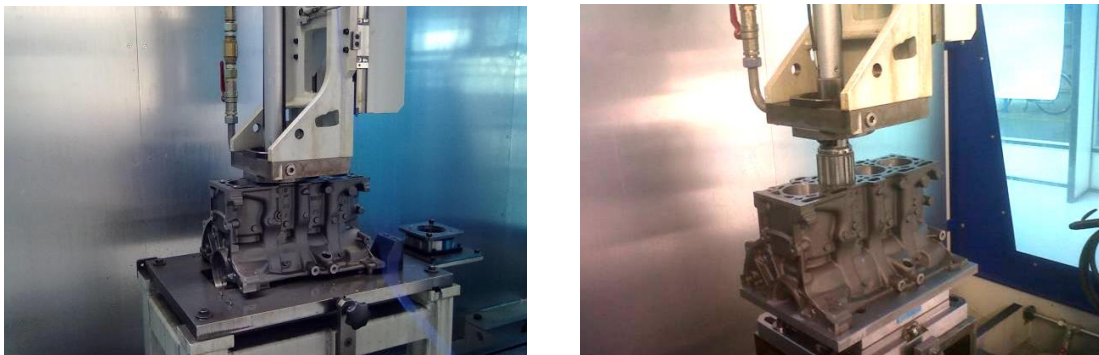


Figure 100 : Montage classique (à droite) et montage dédié à la mesure de la force axiale (à gauche).

Le signal est enregistré durant toute l'opération de rodage. L'acquisition de la mesure de force est réalisée avec une période d'échantillonnage de 1ms (1kHz).

L'expérimentation a été menée pour des abrasifs courants sur des carters K9K Renault.

Nous souhaitons d'une part déterminer la valeur moyenne de la force axiale en régime stable et d'autre part observer les forces pendant les régimes transitoires.

Le signal brut enregistré est bruité. La suppression du bruit de mesure est réalisée par filtrage numérique en post-traitement. L'analyse fréquentielle de ce bruit a révélé des harmoniques de la fréquence de battement, de la fréquence de rotation, mais également des composantes diverses du groupe hydraulique.

La figure 101 représente la mesure de la force radiale au cours d'un essai type pour l'abrasif SCG600. On remarque que le bruit haute fréquence a une amplitude importante. Sur le signal filtré, on retrouve bien la force axiale instantanée qui est alternée au rythme des battements, et dont l'amplitude maximale correspond à la force axiale de coupe durant la phase linéaire du mouvement de battement (à vitesse constante). Le régime transitoire dépend de l'écart entre la rugosité initiale et la rugosité obtenue en régime stable. Pour l'essai représenté, le régime stable est obtenu au bout de 45 secondes. Pour les exploitations ultérieures, nous ne conserverons que les valeurs crêtes du régime stable.

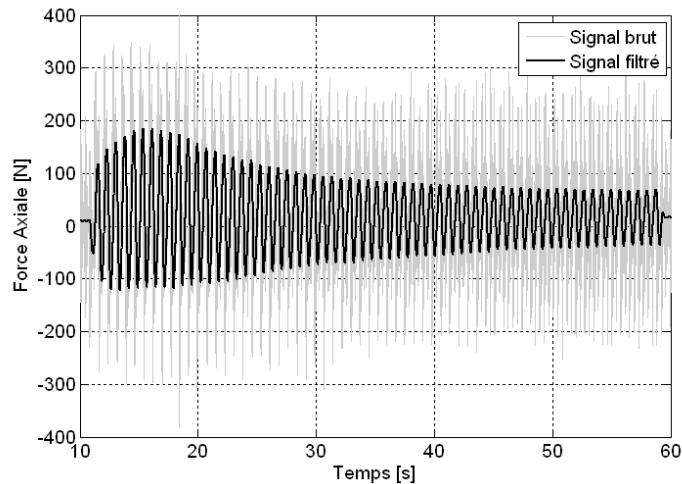


Figure 101 : Force axiale pendant un cycle plateau SCG600.

La mesure in process de la machine nous permet de connaître le couple moyen de rotation en fonction du temps au cours de l’essai. Connaissant le couple de rotation à vide, on en déduit la force tangentielle de coupe. Les valeurs des forces tangentielles sont calculées sur les mêmes périodes de régime stable d’abrasion que la force axiale. La combinaison des deux mesures donne la force totale de coupe ainsi que sa direction (voir 1.3.3).

Tableau 15 : Paramètres de l’expérience de mesure des efforts de coupe.

Opération	Type	Abrasif	Vitesse de coupe [m/min]	Angle de rodage	Force/Vitesse d’expansion
Ebauche	Classique	Diamant D126/112/x44/35	40 ; 50 ; 60	40° ; 45° ; 50°	4µm/s ; 8µm/s ; 11µm/s
Finition	Classique	IAS65/80/1/8VS	40 ; 50 ; 60	40° ; 45° ; 50°	6µm/s ; 10µm/s
	HSH	Diamant D107-200V30C7	25 ; 33	125° ; 145°	3µm/s ; 6µm/s
Plateau	Classique	SCG600KE 20 6468	40 ; 50 ; 60	40° ; 45° ; 50°	15% (5bar) ; 40% (15bar)
	HSH	Diamant D91-25B3	25 ; 33	125° ; 145°	15% (5bar) ; 40% (15bar)

Dans le cadre de cette expérience, nous avons procédé à l’évaluation des efforts de coupe pour 3 abrasifs en rodage classique et pour 2 abrasifs spécifiques en diamant dans des conditions HSH. En rodage classique, les trois étapes sont étudiées indépendamment. En rodage HSH, l’angle de rodage a été poussé à 125° et 145° pour les étapes de finition et de plateau (le rodage HSH ébauche n’ayant pas d’intérêt industriel). Le tableau 15 résume les variables d’entrée du plan d’expérience réalisé. La campagne d’essais a permis de réaliser 45 enregistrements de cycle de rodage. Seuls les cycles ayant abouti à un régime stable d’abrasion sont exploités. Les résultats des efforts axiaux de rodage sont présentés dans le paragraphe suivant.

### 3.4.1.2. Résultats pour l’ébauche diamant

L’ébauche étant réalisée sur tous les carters, nous avons pu réaliser une cartographie plus vaste des caractéristiques de l’abrasif diamant D126. L’analyse des acquisitions in-process permet de définir la force axiale moyenne à régime établi. Les moyennes présentées dans la figure 102 sont issues d’au moins trois essais concluants pour lesquels la durée de stabilité est supérieure à 5 battements.

Le couple de rotation mesuré sur la broche de la machine en régime établi est compris entre 7 et 11 Nm. La force tangentielle est directement proportionnelle à la force axiale de coupe, au coefficient de l’angle de rodage près.

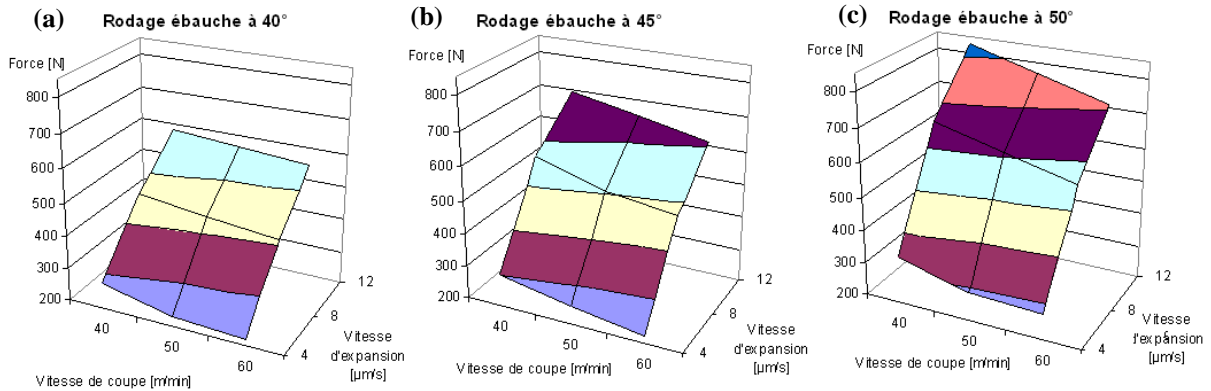


Figure 102 : Force axiale de coupe en rodage ébauche avec du diamant D126/112/x44/35.

En effet plus l'angle de rodage est important, plus la composante axiale est dominante sur la force tangentielle. On remarque également que la force de coupe résultante est quasiment invariante entre les différents angles de coupe. Seule l'orientation de la force de coupe dépend de l'angle de rodage.

Cette première série d'expériences menée avec un abrasif diamant à gros grains montre que la vitesse de coupe est un facteur moins influent que la vitesse d'expansion. L'augmentation de la vitesse de coupe permet de diminuer l'effort de coupe, offrant ainsi une vaste gamme de conditions de coupe consommant la même puissance. La vitesse d'expansion est un paramètre très influent sur l'effort de coupe : quels que soient l'angle et la vitesse de coupe, l'augmentation de la vitesse d'expansion engendre une très forte augmentation de l'effort de coupe. Pour la vitesse d'expansion de  $14\mu\text{m/s}$ , le régime stable est long à s'établir, les conditions de coupe sont à la limite du domaine de fonctionnement de l'abrasif. L'étude montre qu'il est possible d'augmenter la vitesse d'expansion dans la mesure où l'on peut augmenter la vitesse de coupe, ceci permettant d'obtenir un balayage volumique constant. Cependant, les machines de rodage classiques ne permettent pas toujours d'aller à des vitesses de coupe élevées avec un angle de rodage important, car la vitesse et l'accélération de battement sont trop limitées.

L'angle de coupe affecte la force axiale de coupe autant que la force tangentielle (couple de rotation) au coefficient d'angle de rodage près.

### 3.4.1.3. Résultats pour la finition

En finition, nous abordons deux types de rodage : le rodage classique avec un abrasif à base de carbure de silicium et le rodage HSH avec un abrasif diamant type D107.

#### 3.4.1.3.1 Rodage classique carbure de silicium

Le rodage finition « classique » est réalisé avec un abrasif IAS65/80. Trois angles de coupe font l'objet d'essais. La vitesse d'expansion adaptée à cet abrasif est comprise entre 6 et  $10\mu\text{m/s}$ . Le couple de rotation est compris entre 7 et 9 N.m soit une force tangentielle globale de 180 à 240 N. On remarque, figure 103, que la force moyenne axiale est du même ordre que pour l'abrasif d'ébauche. En revanche, l'angle de coupe a un effet inverse : à une vitesse de coupe de 60 m/min, la vitesse d'expansion influe beaucoup plus pour un angle inférieur à  $45^\circ$  et quasiment pas pour un angle de rodage de  $50^\circ$ .

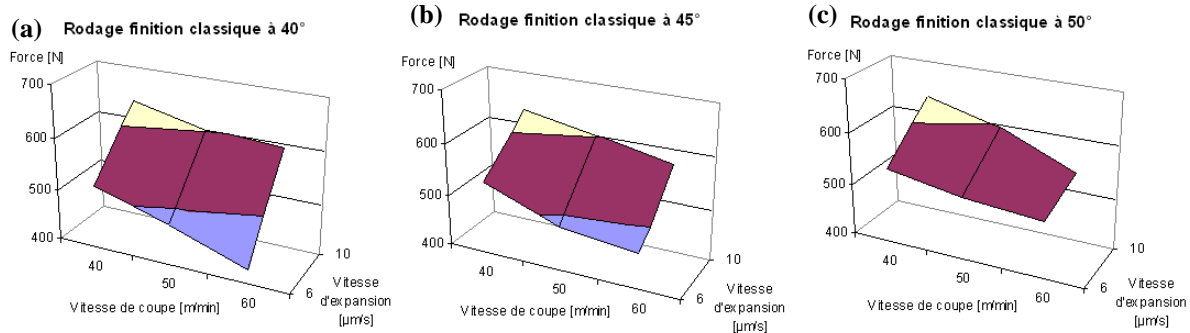


Figure 103 : Force axiale de coupe en rodage finition avec un abrasif IAS65/80/1/8VS.

### 3.4.1.3.2 Rodage HSH diamant

Le rodage HSH a été effectué sur une machine conventionnelle qui ne permet pas d’atteindre des vitesses de battements suffisamment grandes pour obtenir une vitesse de coupe standard avec un angle de rodage proche de  $135^\circ$ . Pour respecter l’angle de coupe sans endommager le système de battements, nous avons réduit la vitesse de coupe à 25 et 33m/min. L’effort est donc naturellement plus élevé que sur une machine plus rapide dont les performances permettraient de roder à  $135^\circ$  avec une vitesse de coupe de 60m/min (ce qui signifie une vitesse de battement de 55m/min).

La figure 104 représente la force axiale moyenne mesurée sur les essais de rodage HSH finition avec un abrasif diamant adapté. Le couple mesuré est très faible, de 3,5 à 6,5 Nm, ce qui correspond à une force tangentielle moyenne de 90 à 170 N. La force de coupe prend donc quasiment la même orientation que la vitesse de coupe dans le repère polaire.

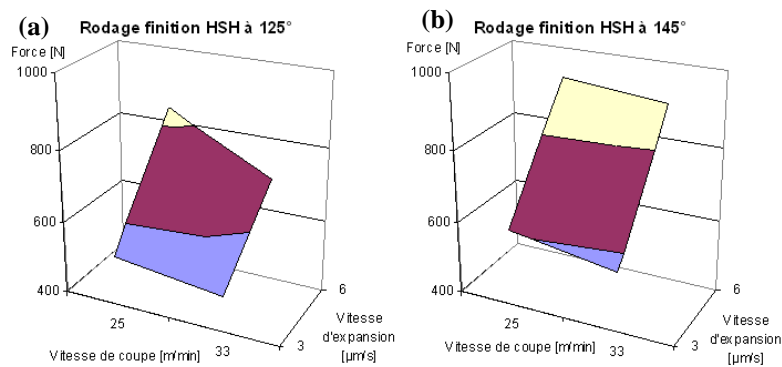


Figure 104 : Force axiale de coupe en rodage HSH finition avec un abrasif diamant D107-200V30C7.

Pour l’instant, il est difficile de savoir si l’écart angulaire entre l’orientation de la force de coupe moyenne et l’orientation de la vitesse de coupe est la cause des moyennes temporelles (qui prennent en compte les périodes d’inversion). Nous avons constaté que cet écart angulaire oscille de 5 à 15% de l’angle de rodage indépendamment des paramètres de vitesse de coupe, de vitesse d’expansion et d’angle de rodage. Pour valider cette hypothèse, deux solutions ont été envisagées. La première consistait à réduire les phases d’inversions pour les rendre négligeables devant les phases du mouvement à vitesse constante. Pour cela, il aurait fallu augmenter l’accélération d’inversion et/ou augmenter la longueur du cylindre. Nous avons opté pour la seconde solution qui consiste à augmenter la durée des phases d’inversions. Nous avons donc réalisé 3 essais avec des longues temporisations en haut et en bas de la course de battement. Les résultats sont immédiats : l’écart entre l’orientation de la force de coupe moyenne et l’angle de rodage se creuse. Le décalage est dû à l’intégration des phases d’inversions à la moyenne

temporelle de la force axiale. Durant ces phases, la force de coupe devient uniquement tangentielle.

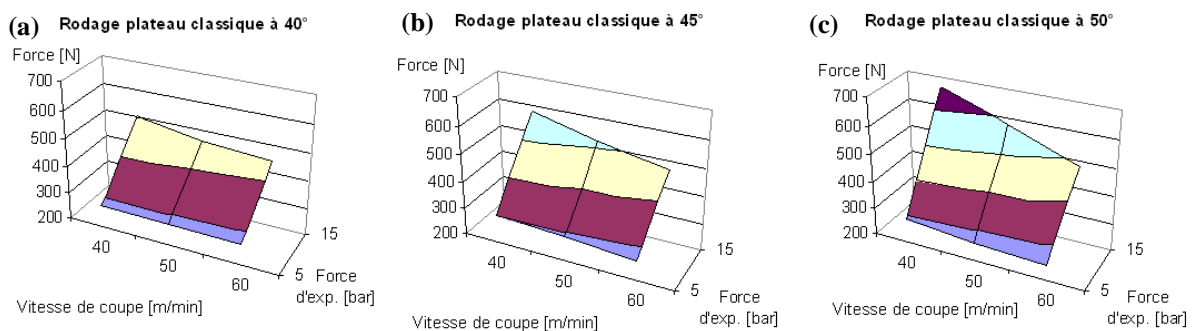
### 3.4.1.4. Résultats pour l'opération de plateau

Comme pour les expériences de calcul des caractéristiques d'enlèvement de matière, la phase plateau est réalisée avec l'expansion hydraulique. La vitesse d'expansion des pierres n'est pas connue, en revanche la force radiale appliquée à l'ensemble des pierres est directement liée à la pression hydraulique sur le vérin d'expansion.

#### 3.4.1.4.1 Rodage classique carbure de silicium

Le rodage plateau classique est réalisé avec un abrasif carbure de silicium de type SCG600. Les forces mesurées correspondent à des moyennes calculées en régime stable d'abrasion. Ce régime correspond à un enlèvement de matière et une rugosité constante. Le procédé de rodage plateau est volontairement court pour ne pas atteindre ce régime d'abrasion. La qualité de surface recherchée doit laisser apparaître les traces de l'opération précédente de finition. Les mesures effectuées en régime stable permettent de caractériser l'abrasif indépendamment de son application. Ces valeurs permettent de comparer les abrasifs entre eux. Les régimes transitoires en abrasion dépendent plus des caractéristiques de la surface initiale que de l'abrasif.

La figure 105 présente les résultats de l'exploitation des mesures. Le couple de rotation est compris entre 3 et 5,5 Nm. On remarque que la vitesse de coupe affecte presque linéairement la force axiale. L'écart angulaire entre l'orientation moyenne de l'effort de coupe et la vitesse de coupe est assez réduit (4 à 8%).



**Figure 105 : Force axiale de coupe en rodage plateau avec un abrasif SCG600KE 20 6468.**

Pour cet abrasif, la constante de temps d'atteinte du régime stable est suffisamment longue pour être observée (figure 101). Il se prête donc particulièrement bien à ce type d'essais, c'est-à-dire les mesures enregistrées sont les plus faciles à exploiter. On a remarqué à travers les essais que plus les grains sont fins, plus la période de régime transitoire d'abrasion est longue. Le plus surprenant est observable après plusieurs essais successifs à iso paramètres. Les périodes transitoires du deuxième et du troisième essai sont identiques et relativement longues. Pourtant la qualité de la surface reste constante entre la fin du premier, du deuxième et du troisième essai. Ces régimes transitoires observables témoignent d'un phénomène particulier très probablement lié à la régénération des grains. Cette hypothèse pourrait être vérifiée avec un système très précis de mesure de l'usure des pierres en comparant des cycles à vitesse d'expansion constante et des cycles avec expansion à percussion. Cependant, ces essais ne rentrent pas dans le cadre de cette campagne d'essais et nos moyens de mesure d'usure des pierres ne sont pas assez précis pour observer l'usure sur de très courts cycles de rodage.

### 3.4.1.4.2 Rodage HSH diamant

En rodage HSH, avec les abrasifs diamant conseillés, on se retrouve dans une situation critique : la vitesse de coupe dégradée ne garantit pas une coupe franche. La matière est plus écroûie que coupée. A faible force d'expansion (5 bars) la force axiale reste assez faible (inférieure à 100N).

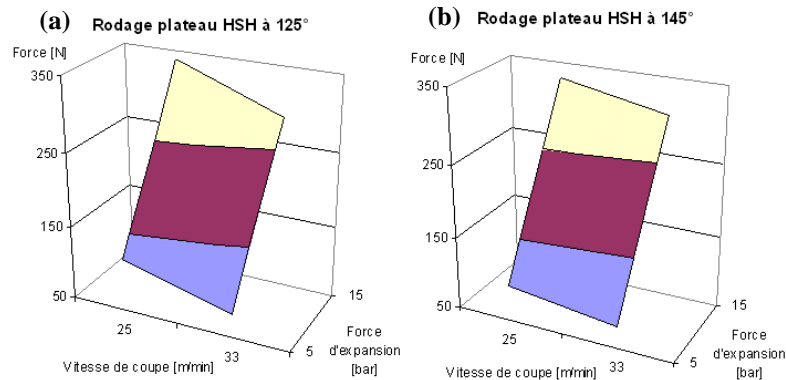


Figure 106 : Force axiale de coupe en rodage HSH plateau avec un diamant D91-25B3.

On remarque que globalement l'effort axial est inférieur à celui du plateau classique avec un abrasif silicium. En effet la force radiale n'est pas assez importante pour engendrer un effort de coupe et de l'enlèvement de matière.

### 3.4.1.5. Conclusion des mesures de forces

Cette campagne d'essais fut délicate à mener, car l'obtention du régime stable permettant de calculer les caractéristiques de l'abrasif n'est validée qu'après l'essai et le traitement des données. Les mesures effectuées approuvent les fourchettes de couple préconisées par les constructeurs de machine et recensées dans les règles métier Renault. On remarque à travers l'ensemble des essais que les abrasifs à base de diamant nécessitent des vitesses de coupe plus élevées que les abrasifs carbure silicium. La force axiale est enfin quantifiée, elle justifie pleinement l'architecture et les systèmes puissants d'actionnement de battement. Il nous est maintenant possible de compléter le cahier des charges de l'actionneur de battement de la machine prototype en vue de son dimensionnement.

Le croisement des résultats d'efforts de coupe avec la vitesse de coupe et l'enlèvement de matière associé permet de calculer les coefficients caractéristiques de coupe par abrasion présentés dans le paragraphe suivant.

### 3.4.2. Energie spécifique de coupe

Les expériences menées permettent d'établir les coefficients spécifiques de coupe qui caractérisent l'abrasion. Ces coefficients caractéristiques dépendent du couple outil matière. L'approche énergétique de [41] a montré que les transferts thermiques en rodage sont très faibles dès lors que la lubrification des abrasifs est suffisante. Nos expériences se positionnent toute dans un procédé de rodage lubrifié abondamment à l'huile entière. Nous allons déterminer à partir des expériences précédentes la puissance de coupe absorbée en fonction du débit de matière enlevée.

La valeur de la composante tangentielle de la force de coupe est directement lue sur le couple du moteur de rotation. La force axiale moyenne est issue des expériences (Partie 3.4.1 page 112). Connaissant les vitesses des déplacements et les forces, le calcul de la puissance de coupe est

assez simple. Le croisement des données avec les expériences de débit de matière (Partie 3.3.1 page 103) permet de calculer l'énergie spécifique de coupe  $P_{sc}$  du couple abrasif/matière. Cette quantité exprime l'énergie nécessaire pour enlever  $1\text{mm}^3$  de matière par abrasion. La force de coupe surfacique est prise sous la forme de  $F_c/S_{pierre}$ . La vitesse de coupe  $V_c$  et le taux d'enlèvement de matière  $\tau_{mat}$  interviennent également dans l'équation :

$$P_{sc} = \frac{F_c \cdot V_c}{S_{pierre} \cdot \tau_{mat}} \quad (40)$$

On remarque d'une part que les énergies spécifiques de coupe d'ébauche diamant et de finition carbure de silicium sont très proches. Une vitesse de coupe élevée (60m/min) et une avance rapide (14 $\mu\text{m/s}$ ) permettent d'obtenir des copeaux moins énergivores. Ce phénomène est plus marqué sur les abrasifs diamant. Par exemple, la finition avec un diamant D107 nécessite beaucoup plus de puissance qu'avec un IAS65 à faible vitesse alors qu'à forte vitesse cette conclusion est totalement inversée.

Le tableau 16 présente les énergies spécifiques de coupe des abrasifs utilisés pendant les expériences en ébauche et finition sous une expansion électromécanique.

On remarque d'une part que les énergies spécifiques de coupe d'ébauche diamant et de finition carbure de silicium sont très proches. Une vitesse de coupe élevée (60m/min) et une avance rapide (14 $\mu\text{m/s}$ ) permettent d'obtenir des copeaux moins énergivores. Ce phénomène est plus marqué sur les abrasifs diamant. Par exemple, la finition avec un diamant D107 nécessite beaucoup plus de puissance qu'avec un IAS65 à faible vitesse alors qu'à forte vitesse cette conclusion est totalement inversée.

**Tableau 16 : Puissance spécifique de coupe des abrasifs courants en ébauche et finition.**

	Vitesse de coupe =40 m/min Vitesse d'expansion = 7 $\mu\text{m/s}$			Vitesse de coupe =60 m/min Vitesse d'expansion = 14 $\mu\text{m/s}$		
	Taux d'enlèvement de matière	Force de coupe	Energie spécifique de coupe	Taux d'enlèvement de matière	Force de coupe	Energie spécifique de coupe
	$\text{mm}^3/\text{s}/\text{mm}^2$	N	$\text{J}/\text{mm}^3$	$\text{mm}^3/\text{s}/\text{mm}^2$	N	$\text{J}/\text{mm}^3$
<b>D126</b>	0,06	612	5,40	0,18	700	3,09
<b>IAS65/120</b>	0,03	578	5,10	0,075	608	3,22
<b>IAS65/80</b>	0,025	520	5,50	0,05	570	4,52
<b>D107</b>	0,02	561	7,42	0,115	710	2,45

Le tableau 17 présente les énergies spécifiques de coupe des abrasifs utilisés pendant les expériences en plateau avec une expansion hydraulique. Les énergie sont plus importantes ici à cause de l'emploi d'abrasif avec des grains beaucoup plus fins. En augmentant la vitesse de coupe et la pression d'expansion on constate que l'énergie spécifique de coupe reste constante pour l'abrasif en carbure de silicium alors qu'elle est plus que doublée pour l'abrasif diamant.

**Tableau 17 : Puissance spécifique de coupe des abrasifs courants en plateau.**

	Vitesse de coupe =40 m/min Pression d'expansion = 10 bars			Vitesse de coupe =60 m/min Pression d'expansion = 20 bars		
	Taux d'enlèvement de matière	Force de coupe	Energie spécifique de coupe	Taux d'enlèvement de matière	Force de coupe	Energie spécifique de coupe
	$\text{mm}^3/\text{s}/\text{mm}^2$	N	$\text{J}/\text{mm}^3$	$\text{mm}^3/\text{s}/\text{mm}^2$	N	$\text{J}/\text{mm}^3$
<b>SC600</b>	0,006	313	13,8	0,015	491	13,0
<b>SD91</b>	0,0025	133	14,1	0,0036	293	32,3



Dans ce cas l'emploi d'un abrasif diamant ne semble pas intéressant sauf pour ses propriétés de durée de vie accrue. Ces énergies spécifiques de coupe sont propres au couple outil matière défini. Les valeurs observées confirment les tendances recensées dans l'étude de Felder [42]. Dans notre cas l'énergie spécifique de coupe est relativement faible puisque le matériau usiné est de la fonte à graphite lamellaire. L'énergie spécifique est ainsi proche de celle de l'usinage classique par coupe d'un acier. Cette conclusion confirme une fois de plus la pertinence du choix de ce procédé de finition.

### 3.5. Conclusion

L'ensemble des expériences menées a permis de caractériser les machines de rodage et les spécificités techniques liées au processus de rodage. L'étude précise du mécanisme d'expansion du rodoir avec ses ressorts de rappel a été réalisée notamment pour pouvoir en tenir compte dans le logiciel de simulation. Nous avons prouvé qu'au-delà d'une certaine accélération d'inversion et pour de fortes vitesses de rotation, une expansion parasite vient perturber le rodage.

L'étude de la dynamique de battement révèle des différences notoires entre les machines Gehring et Nagel dues à leur architecture et à leur commande. Les performances limites de ces machines ont été mises en évidence.

Dans le cadre de la recherche d'un moyen flexible pour le battement, les performances d'un robot six axes ont été complètement identifiées.

L'impact de la dynamique de battement sur les trois échelles de qualité a fait l'objet d'une étude approfondie qui a donné lieu à une publication internationale dans la revue Surface and Coating Technology [38]. Nous avons prouvé qu'il est impossible d'atteindre les exigences de qualité Renault avec des accélérations d'inversion inférieures à  $10 \text{ m/s}^2$ . Cette constatation a disqualifié la solution technique reposant sur le bras robotisé six axes.

La caractérisation physique de l'abrasion en rodage a été réalisée à travers les expériences de mesure d'enlèvement de matière. Cette étude a abouti à l'identification des caractéristiques de coupe des abrasifs.

Une étude originale de la formation de la texture en fonction de la durée du rodage a été menée sur des surfaces initialement très lisses ou très rugueuses. La rugosité converge vers le même état au bout d'un certain temps quel que soit l'état de surface initial. Cet état final caractérise le couple outil matière déployé. Cette expérience montre la validité du modèle d'enlèvement de matière développé dans la simulation.

Une série d'essais menée avec un système de mesure d'effort ont permis d'évaluer expérimentalement les forces de coupe mises en jeu avec des abrasifs courants. Ces données utiles pour le dimensionnement des axes du moyen de rodage ont également servi à déterminer les énergies spécifiques de coupe.

Les manipulations réalisées ont enrichi notre expérience du procédé et nous amènent à proposer deux améliorations technologiques. Sur une machine totalement instrumentée, il pourrait être envisageable de programmer un cycle de rodage intelligent pour déterminer les caractéristiques de l'abrasif employé et ainsi retrouver les spécifications nécessaires à la simulation. Les mesures de la qualité de l'état de surface pourraient être nettement améliorées et simplifiées avec l'utilisation d'un matériel d'acquisition de la micro-géométrie en 3D et sans contact directement avec le fût (capteur chromatique confocaux, exemple STIL ).

A travers les études précédentes, les caractéristiques techniques principales des machines ont été mesurées. Ces données physiques expérimentales montrent que les machines sont optimisées et dédiées à une méthode de rodage. Il n'est pas évident de faire émerger des propriétés de flexibilité du processus à l'issue de ces conclusions. Une étude plus abstraite est nécessaire.

Le chapitre suivant présente cette approche organisationnelle du procédé de fabrication.

## 4. Flexibilité industrielle du procédé

### 4.1. Introduction

La simulation du rodage apporte une aide aux réglages des machines de rodage. Les temps de mise au point peuvent ainsi être réduits favorisant la flexibilité du procédé. Cependant nous avons montré à travers la caractérisation physique du rodage que la technologie est complètement dédiée au procédé. Les moyens actuels ne sont donc pas flexibles. Pour étudier d'autres voies de développement d'un moyen flexible de rodage, nous nous intéressons maintenant aux aspects industriels de la production flexible.

D'après [43], la flexibilité a fait l'objet vers les années 2000 d'un véritable débat de société et constitue un enjeu pour la compétitivité des entreprises. Cette recherche de flexibilité concerne l'entreprise en totalité aussi bien dans sa partie tertiaire que dans l'organisation de son système de production.

En général, l'amélioration de la flexibilité dans une entreprise a 4 objectifs :

- Optimiser le temps de développement de nouveaux produits.
- Améliorer la capacité à diversifier la production.
- Optimiser l'organisation de la production, réduire les stocks et éviter les pénuries.
- Développer et augmenter la traçabilité pour améliorer la qualité.

Un système de fabrication flexible est une technologie qui vise à rendre flexible l'ensemble de l'outil de production. Pour cela il doit s'adapter aux divers changements de son environnement, sans qu'il y ait besoin d'engager de nouveaux investissements en biens d'équipement, et sans engendrer de longues pertes de temps. Sa finalité est de réaliser une multitude d'opérations hétérogènes à partir d'un nombre très limité de ressources.

Il existe de nombreuses méthodes d'amélioration de la flexibilité. Elles impactent différents niveaux du système de production. Nous excluons les méthodes globales, encore appelées flexibilité externe, qui consistent à sous-traiter un maximum de tâches. Cette notion se croise également avec le Lean Manufacturing qui n'est pas non plus l'objet de notre étude. Notre problématique porte sur la flexibilité à l'échelle du moyen de production de rodage.

La difficulté principale de mon sujet de thèse repose sur le fait que le rodage est un procédé de finition spécifique. A l'heure actuelle, il est réalisé à l'aide de lignes de production type transfert qui sont des machines dédiées, rigides et totalement optimisées en temps de cycle. Le procédé de rodage conditionne complètement la qualité du produit moteur, il n'est pas concevable de le modifier fondamentalement ou de le supprimer pour augmenter la flexibilité.

Dans le cadre de ma thèse, il m'a été imposé de rechercher des solutions flexibles innovantes tout en restant dans le périmètre actuel du procédé, à savoir conserver l'abrasion comme moyen d'usiner la surface cylindrique. Les pierres abrasives ne seront donc pas remises en question, même si nous savons que l'emploi de certains super-abrasifs permet des gains de performance.

Dans ce chapitre, la notion de flexibilité industrielle est décrite suivant les critères standards de la science organisationnelle. Ensuite, une étude de marché montre les réponses des constructeurs de moyens de rodage à cette problématique. Enfin, les solutions originales proposées et étudiées pendant la thèse sont présentées avant de conclure sur le concept le plus pertinent.

## 4.2. Flexibilité industrielle

Une présentation générale du concept de flexibilité adaptée à la fabrication de pièces mécaniques précède les indicateurs de performance des systèmes de production en terme de flexibilité.

### 4.2.1. Description de la flexibilité

Le besoin d'accélération des flux dans les processus, et l'automatisation des tâches complexes et à forte valeur ajoutée sont à la base de la genèse des systèmes de fabrication flexible. L'élément de base constituant ce type de système est la machine-outil à commande numérique (MOCN).

Cette machine possède un dispositif automatique de changement d'outils et une mémoire qui enregistre la gamme des opérations. Ce dispositif lui permet d'enchaîner avec beaucoup de réussite plusieurs opérations consécutives sans aucune intervention humaine. Le temps consacré aux réglages et aux changements d'outils est donc fortement réduit. La flexibilité d'une commande numérique est par conséquent accrue par rapport aux machines-outils traditionnelles. Le terme « flexible » décrit de façon générale l'adaptabilité ou la souplesse du système de production. Différentes approches de la flexibilité existent, elle correspondent à différentes échelles du système de production.

- Machine flexible : Capacité pour une machine à réaliser différentes opérations ou à fabriquer différents types de pièces. Ex. : MOCN.
- Manutention flexible : Système de manutention automatisé facilitant le mouvement des pièces entre différents postes de travail.
- Atelier ou cellule flexible : Capacité pour un atelier à s'adapter en un temps restreint à une évolution plus ou moins imprévue de la production. Ex. : variation du volume de production, changement de produit en cours de fabrication. Un atelier flexible comporte alors plusieurs machines flexibles, une manutention flexible, un stock flexible, un produit flexible et une gestion flexible.
- Production flexible : Production automatisée, contrôlée par ordinateur, permettant de fabriquer une grande variété de pièces. La nature de ces pièces et la taille du flux de production peuvent varier sans qu'il y ait nécessairement besoin d'engager des investissements importants en biens d'équipement.
- Système de fabrication flexible : Plusieurs machines-outils autonomes d'une chaîne de fabrication, reliées par des systèmes de manutention automatiques et capables de gérer une grande variété de pièces sans intervention humaine.

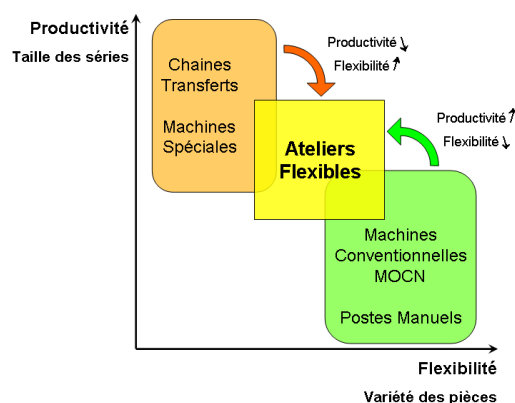


Figure 107 : L'atelier flexible, compromis entre flexibilité et productivité [44].

La flexibilité d'une tâche repose sur le moyen de la réaliser. Historiquement, la fabrication manuelle est considérée comme la plus flexible. Ainsi dans les années 90, [44] montre qu'il existe un compromis entre la flexibilité et la productivité. La figure 107 montre que l'atelier flexible est justement le compromis entre les chaînes transferts, optimisées pour la production de masse et les postes manuels constamment adaptables aux variations et à la diversité des pièces produites.

L'état des lieux du développement de la flexibilité des systèmes de production réalisé en 1999 par [43] analyse les manifestations de la flexibilité aux différents niveaux du processus, du produit jusqu'à l'organisation du travail en passant par la technologie, l'organisation et la gestion de production et l'organisation du travail. À tous ces niveaux, il présente les solutions techniques favorisant soit la flexibilité, soit la productivité, et propose des compromis.

Dilemme flexibilité/productivité : ses manifestations et ses compromis [EVE99]			
	Flexibilité	Productivité	Compromis
<b>Produits</b>	diversifiés et adaptés, à durée de vie brève	standardisés, à durée de vie longue	— différenciation retardée ; — technologie de groupe
<b>Technologie</b> — automatisation ..... — machines.....	programmable  disjointes et spécialisées	mécanique  intégrées-compactes	— SMED ; — automatisation
<b>Organisation de la production</b> — principe — objectif — propriété	<b>Atelier</b>  processus aléatoire flexible économie de diversité production en petits lots d'objets variés	<b>Ligne</b>  processus séquentiel rigide économie d'échelle production en grande série d'objets standardisés	— sous-traitance ; — stocks tampons ; — machines-relais ; — technologie de groupe
<b>Gestion de production</b>	adaptation – réaction	prévision – anticipation	— MRP réactif ou JAT planifié ; — technologie de groupe
<b>Organisation du travail</b>	— compétence, apprentissage, responsabilité et implication ; — adaptation locale des règles et décentralisation ; — interaction et coordination horizontale	— simplification des tâches et soumission ; — systématisation des règles et centralisation ; — cloisonnement et coordination verticale	
<b>Principe général</b>	capacités excédentaires ( <i>slacks</i> )	tension des flux et des processus	

Figure 108 : Dilemme flexibilité/productivité : ses manifestations et ses compromis [43].

Le tableau de la figure 108 issu de cette étude récapitule ces solutions techniques :

- MRP : (Material Requirement Planning) gestion de production prévisionnelle selon des estimations de vente (flux poussé)
- JAT (Juste à Temps) gestion de production selon la demande réelle (flux tiré)
- SMED : (Single Minute Exchange of Die) technique conjuguant productivité et variabilité d'utilisation
- différenciation retardée : standardisation des éléments intermédiaires qui entrent dans la composition des différents produits finis
- technologie de groupes : regroupement des pièces élémentaires ayant des similitudes (standardisation plus en amont que la différenciation retardée).
- Automatisation : flexibilité organisationnelle qui s'appuie sur la décentralisation, la compétence et l'autonomie des individus assistés par des technologies simples et adaptables.

À l'époque, la notion de flexibilité externe était malheureusement confondue avec des solutions techniques. Dans l'industrie automobile, la production de masse nécessite le déploiement de machinerie importante sans pour autant être flexible. L'évolution du système de production vers un système capable de gérer une diversité de pièces nécessite un degré supérieur d'automatisation sur tous les postes de fabrication. Dans ces conditions, l'investissement est

conséquent et la flexibilité est conditionnée par la stratégie industrielle du Groupe. Le développement de critères de qualité en terme de flexibilité a fait l'objet de plusieurs études de cabinets de consulting. Les principaux indicateurs de flexibilité utilisés pour qualifier un système de production sont présentés dans le paragraphe suivant.

## 4.2.2. Indicateurs de flexibilité

La littérature propose plusieurs indicateurs de la flexibilité de production. Leur calcul dépend de chaque environnement de production et la mise en place d'un barème est liée aux paramètres à comparer. Les 6 critères les plus courants sont définis ci-dessous. Le critère de flexibilité de [45] est une moyenne pondérée de ces 6 critères. La pondération est définie en fonction des nuances dominantes de flexibilité recherchée.

### 4.2.2.1. « Lot Size Flexibility » ou Adaptativité des lots

Cet indicateur qualifie essentiellement les modes de gestion du conditionnement, de la manutention des pièces et du stockage. Le critère numérique associé à cet indicateur se calcule par période en fonction du stock de produits finis et de la demande. L'optimisation de la taille des lots permet de minimiser les ruptures de stock et la surproduction. Cet indicateur ne dépend quasiment pas du moyen de production, mais de la manière dont il est géré. La figure 109 présente l'impact de la taille des lots sur les volumes de stocks déployés et sur les pénuries de marchandise. Des petits lots permettent de réduire les pénuries et les stocks.

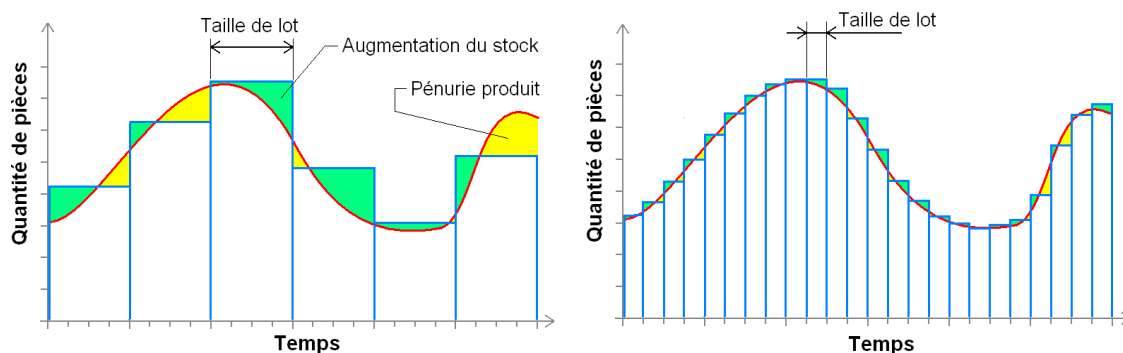


Figure 109 : Intérêt de la diminution de la taille des lots.

### 4.2.2.2. « Failure Compensation Flexibility » ou Compensation des pannes

Cet indicateur quantifie la capacité d'adaptation du système productif en cas de défaillance d'une ou de plusieurs machines de production. Pour un système de production vaste (avec des stocks en-cours et/ou des lignes parallèles), les défaillances peuvent avoir différents impacts. La comparaison de la réactivité de lignes d'architecture différente face à un incident est l'objet de l'étude des flux de production. Les moyens de production ne conditionnent pas ce critère sauf s'il y a des risques avérés de pannes dues à une technologie hasardeuse. En général, le risque de panne d'une machine est d'autant plus réduit que la maintenance est préventive. Comme l'illustre la figure 110 l'architecture en parallèle est favorable à la compensation des pannes. En cas de panne sur l'un des postes d'une ligne de production en série, toute la production s'arrête. Pour une architecture en parallèle, une panne ne fait que ralentir la production.

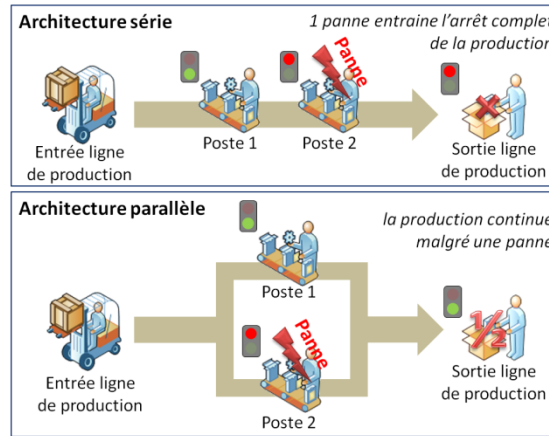


Figure 110 : Compensation des pannes par l'architecture parallèle.

#### 4.2.2.3. « Expansion Flexibility » ou Modularité en capacité

Le système doit permettre une augmentation progressive de la capacité de production avec un investissement proportionnel. On qualifie le système par son rapport capacité de production/coût d'investissement. Cet indicateur est basé sur le principe qu'il est possible de prédire l'évolution de la demande au cours du temps. Il est donc important d'adapter l'offre à ces ambitions. L'objectif est d'adapter au mieux la capacité de production pour avoir un investissement progressif. L'indicateur « Expansion Flexibility » permet d'évaluer la pertinence des systèmes vis-à-vis de leur capacité de production et de leur coût d'investissement.

Plusieurs critères numériques peuvent être employés pour comparer une ligne modulaire à une ligne transfert. Dans l'exemple figure 111, le coût d'une ligne transfert d'une capacité maximale de 500 000 unités par an est de 2 300 000 €, alors qu'une machine modulaire coûte 300 000 € et produit 50 000 unités par an. Le seuil de capacité rentable d'une ligne modulaire est la capacité d'une ligne modulaire coûtant le même prix qu'une ligne transfert. Dans l'exemple, au-delà de 350 000 unités à produire par an, il reviendra moins cher de choisir la ligne transfert non modulaire.

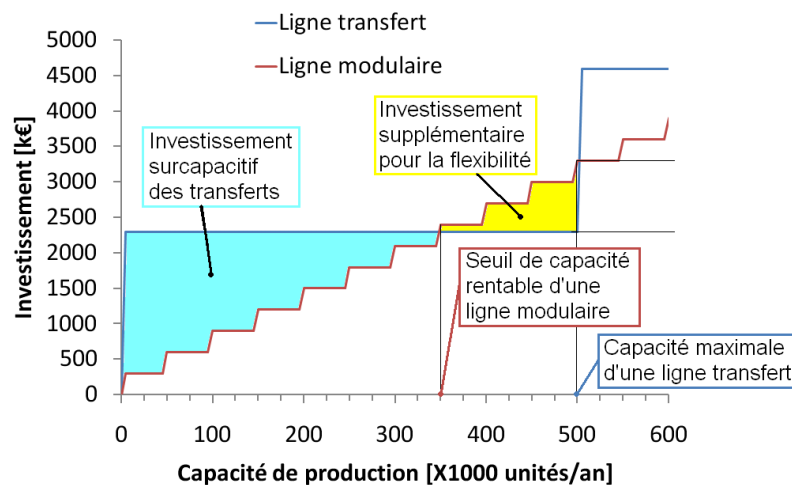


Figure 111 : Comparaison de l'investissement dans une ligne transfert ou modulaire.

Dans le cas d'une production inférieure au seuil précédant, il est possible de chiffrer l'investissement surcapacitif de l'emploi d'une ligne transfert au lieu d'un ensemble de machines modulaires. Enfin, le surcoût d'une ligne modulaire en lieu et place d'une ligne transfert équivalente est l'indicateur financier complémentaire pour comparer deux solutions.

On remarque qu'au-delà de la capacité maximale de la ligne transfert, les machines modulaires sont de nouveau plus compétitives. Dans cette situation, la question porte sur le choix entre une combinaison de machine transfert avec des modules supplémentaires et un ensemble de machines modulaires.

#### **4.2.2.4. « Machine Flexibility » ou Flexibilité machine**

Il s'agit d'un indicateur de la diversité des produits fabricables par la ligne. Cette notion peut intervenir quasiment à tous les niveaux du système de fabrication. La qualification d'usine flexible repose sur ce principe : le système de production est capable de fabriquer tout type de produit avec les mêmes ressources. Le moyen de production joue un rôle essentiel pour cet aspect de la flexibilité de l'usine complète. Il n'y a pas de règles pour établir un critère numérique de la flexibilité d'une machine. En fonction du type de production, il est possible de quantifier le nombre de tâches différentes que peut réaliser un moyen. Plus le moyen est capable d'exécuter des tâches diverses, plus il sera à même de fabriquer un produit fini sans l'intervention d'autres machines et plus il sera disposé à réaliser différents produits.

Par exemple, pour un centre d'usinage, il faut prendre en compte le nombre d'outils disponibles dans le magasin et le temps de changement. La diversité des pièces recevables dans un centre d'usinage dépend de ses dimensions. Les performances techniques des convoyeurs et des changeurs d'outils entrent pleinement en compte dans la notation du moyen. Les temps de changements d'outil et de pièce sont les meilleurs indicateurs de cette notion de flexibilité.

#### **4.2.2.5. « Carry-over Flexibility » ou Réutilisation de l'investissement**

Cette notion est basée sur l'utilisation de tout ou partie d'un système de production après la vie d'un produit. Cet indicateur est centré sur les moyens de production. Le principe de cette flexibilité repose sur l'optimisation du choix des moyens de production en cas de reconversion ou de reconfiguration de la production.

Sans prendre en compte l'aptitude à réaliser différentes tâches, il faut définir si la machine pourra convenir à un autre poste. Pour cela, il est coutume de chiffrer la part des éléments standards dans le coût total du moyen.

Cet indicateur est pertinent pour l'investisseur, car il doit donner le potentiel de réutilisation des machines dans une autre ligne. Plus une machine est standard et/ou plus elle intègre d'éléments standards, plus elle est susceptible d'être adaptée à d'autres productions. Par exemple, un bras robotisé 6 axes est une solution technique réintégréable dans n'importe quel système de production. Son utilisation de plus en plus fréquente est notamment due à cette qualité de réutilisation sans modification.

#### **4.2.2.6. « Product Complexity » ou Prédiposition à des procédés complexes**

L'évolution des technologies et des méthodes de fabrication est en accélération permanente. Les systèmes de production doivent s'adapter à l'amélioration continue de la qualité et des performances des produits fabriqués. La notion de prédiposition à des procédés complexes est délicate à chiffrer puisqu'elle repose sur la prédiction des innovations. Cependant, pour l'achat d'un moyen de production de pièces mécaniques, la prédiposition vers de nouvelles méthodes ou de nouvelles technologies de fabrication est souvent l'argument de vente des fournisseurs. En général, les machines les plus équipées avec les options high-tech sont aptes à pratiquer les procédés les plus avant-gardistes. Sans être à l'affût des dernières technologies, cet indicateur doit permettre de choisir l'équipement moderne qui sera obsolète le plus tard possible.



Par exemple, les machines de rodage de carter cylindre classiques ne permettent pas de mettre en œuvre le nouveau procédé HSH. Si à l'avenir, le produit exige cette finition, les machines classiques ne pourront plus être utilisées en l'état, de lourdes modifications seront nécessaires.

Par analyse de ces indicateurs, il ressort que plus une opération est spéciale et spécifique à un produit, plus il est difficile d'avoir une machine flexible pour la réaliser. En ce qui concerne le rodage des fûts de carter cylindre de moteur à combustion, nous allons chercher dans le paragraphe suivant, une flexibilité en terme de produit mais également une flexibilité en capacité de production ou autrement dit une modularité des machines.

### **4.3. Concepts de rodage flexible**

Les notions de flexibilité évoquées peuvent toutes s'appliquer à un système de production complet, mais pas obligatoirement à une machine ou un poste. Le périmètre de l'étude porte sur la flexibilité du moyen de rodage dans la limite où le procédé de coupe par abrasion n'est pas remis en question.

Il n'est pas possible d'appliquer tous les indicateurs de flexibilité au moyen de rodage. Suivant les stratégies industrielles en vigueur, il est conseillé d'étudier trois critères pour établir un choix éclairé d'achat de moyen de rodage. Le premier critère sera la modularité qui permettra d'adapter le moyen à la cadence désirée. Le deuxième critère sera la flexibilité en produit, qui consiste sur un moyen de rodage à disposer d'un changeur d'outil. Le troisième critère sera la notion de réutilisation du moyen à d'autres fins (« carry-over »).

#### **4.3.1. Étude des solutions flexibles commercialisées**

Dans ce paragraphe, les différents systèmes proposés sur le marché par des fournisseurs de renommée internationale sont exposés. Cette étude synthétisée ici a permis d'appréhender et de comparer les solutions mises en œuvre actuellement dans l'industrie. Trois critères transverses sont utilisés :

- la flexibilité en productivité regroupe la modularité en capacité, l'adaptabilité des lots et la compensation des pannes ;
- la flexibilité diversité produit regroupe la flexibilité machine et la prédisposition à des procédés complexes ;
- la réutilisation traduit la flexibilité dite « carry-over » très importante dans la stratégie des constructeurs automobiles.

##### **4.3.1.1. Machine Toyo**

La firme japonaise Toyo propose des systèmes classiques qui sont tout simplement des lignes transferts équipées de broches de rodage. Ce type d'installation est complètement rigide, car la machine est dédiée à un type de moteur pour une cadence de production de masse d'environ 500 000 unités par an. L'investissement initial est important quelle que soit la cadence. L'augmentation de la capacité de la machine est impossible. Le changement d'outil est semi-automatique, le passage à une autre série de pièces nécessite une intervention de l'opérateur.

Sur ces machines-transfert, l'opération d'alésage des cylindres peut être intégrée en amont. L'originalité chez ce fournisseur est de réaliser l'opération de rodage par abrasion avec un

liquide coupe identique à l'usinage c'est-à-dire une émulsion d'eau et d'huile synthétique contrairement aux autres fournisseurs qui préconisent de l'huile entière pour le rodage.



Toyo	
Flexibilité productivité	1/3
Flexibilité diversité produit	1/3
Flexibilité réutilisation	0/3

Figure 112 : Machine de rodage « transfert » Toyo.

Peu d'études scientifiques comparent les liquides de coupe en rodage par abrasion. Les experts métiers savent que le lubrifiant est indispensable et que l'émulsion n'est pas compatible avec tous les abrasifs. À travers les différentes offres établies par Toyo pour Renault par le passé, on peut constater que l'investissement moyen par broche de rodage est de 180 k€.

#### 4.3.1.2. Machine Gehring ou Nagel

Les deux fabricants allemands de machines de rodage adaptées à la finition des chemises de carter cylindre s'adaptent à la demande de machine flexible en proposant des machines dont la configuration est modulaire. Cependant, cette configuration modulaire dont l'architecture est définie au premier investissement n'est pas facilement reconfigurable pour s'adapter à de nouvelles cadences. Cette difficulté est liée à l'utilisation d'une commande numérique dédiée groupée où un seul ordinateur pilote toutes les broches. L'ajout de modules consiste tout simplement à racheter une nouvelle machine configurée sur mesure.

L'option changeur d'outil automatique convient parfaitement à des changements en rafales rapides. Le point fort des constructeurs allemands est de proposer des changeurs d'outils performants. De par le grand nombre d'emplacements d'outils dans le magasin du changeur, la machine peut poursuivre sa production sans interruption quel que soit le type de pièces en cours. Il faut au minimum deux outils par diversité de pièce pour satisfaire les exigences des lignes automatisées avec maintenance préventive des outils de coupe.



Gehring/Nagel	
Flexibilité productivité	2/3
Flexibilité diversité produit	2/3
Flexibilité réutilisation	0/3

Figure 113 : Machine Gehring : configuration modulaire.

La qualité de fabrication de ces machines est incontestable vu l'expérience Renault. Cependant, les machines existantes dans le parc Renault montrent qu'elles sont systématiquement bridées et limitées aux performances nécessaires pour le procédé initialement prévu à l'investissement.

Cette constatation est un des verrous du développement de nouveaux procédés et de nouvelles méthodes de rodage. Pire encore, les machines de rodage Nagel ou Gehring peuvent devenir obsolètes rapidement si l'évolution des méthodes de rodage tend vers du rodage très grande vitesse avec des angles de stries élevés, car le dimensionnement de la motorisation est à revoir complètement. Le coût moyen d'une broche de machine du constructeur Gehring est proche de celui de Nagel, c'est-à-dire 200 k€ par broche.

#### 4.3.1.3. Machine Sunnen avec robotisation

Le constructeur américain Sunnen propose une alternative aux lignes de production classiques en intégrant un système de chargement/déchargement de pièces robotisé. L'architecture centrée autour d'un bras 6 axes permet l'emploi des machines en série ou en parallèle. En prenant la place des intégrateurs de MOCN, Sunnen propose une gestion intelligente des ressources de ses machines. Ainsi, un îlot robotisé peut gérer jusqu'à cinq routeuses.

Cette flexibilité de manutention permet un gain considérable en terme de gestion des diversités couplées à des cadences variables. L'intégration d'un robot six axes pour la fonction de chargement/déchargement est réalisable sur n'importe quelles machines, mais le constructeur Sunnen propose avec ce concept d'îlot robotisé, des postes de rodage avec des commandes numériques autonomes adaptées à des architectures modulaires.



Sunnen	
Flexibilité productivité	2/3
Flexibilité diversité produit	2/3
Flexibilité réutilisation	1/3

Figure 114 : Machines Sunnen avec chargement robotisé.

La notion de broche de rodage indépendante couplée à une intelligence organisationnelle de production est sans conteste l'essence même de l'usine flexible. Cependant, la technologie de la machine de rodage n'est pas plus flexible qu'auparavant et le coût d'un module de rodage reste très élevé.

#### 4.3.1.4. Centre d'usinage MAG

Depuis 2007, le constructeur de centres d'usinage allemand MAG a développé une machine d'usinage capable de faire du rodage de carter cylindre. En 2009, il proposait une broche légèrement modifiée permettant d'actionner l'expansion d'un rodoir rigide monté sur adaptateur d'outil standard. Cette première évolution était intéressante, mais insuffisante, car le système ne permettait pas de faire la mesure in-process du diamètre (système pneumatique dit « stop cote »).

En 2011, la technologie MAG a évolué et permet maintenant de faire cette mesure in-process. Le concept est bien abouti, la firme Volkswagen a investi 60 millions d'euros dans une ligne flexible de carter cylindre équipée uniquement de centres d'usinage MAG.

Le procédé de rodage sur centre d'usinage diffère légèrement de celui réalisé avec machine dédiée sur deux points :

- la broche de rodage MAG ne dispose que d'un axe d'expansion, il n'est pas possible d'utiliser des rodoirs à double expansion (pour faire deux étapes finition et plateau) ;
- l'axe de broche du centre d'usinage est horizontal. Il n'est pas possible d'utiliser une rallonge avec double cardan pour l'auto alignement de l'outil. Le rodage MAG s'effectue donc avec un outil monté de manière rigide dans la broche. Pour conserver l'alignement entre l'opération d'alésage et les opérations de rodage, la pièce doit rester sur le même posage dans le même centre d'usinage pour toutes ces opérations.

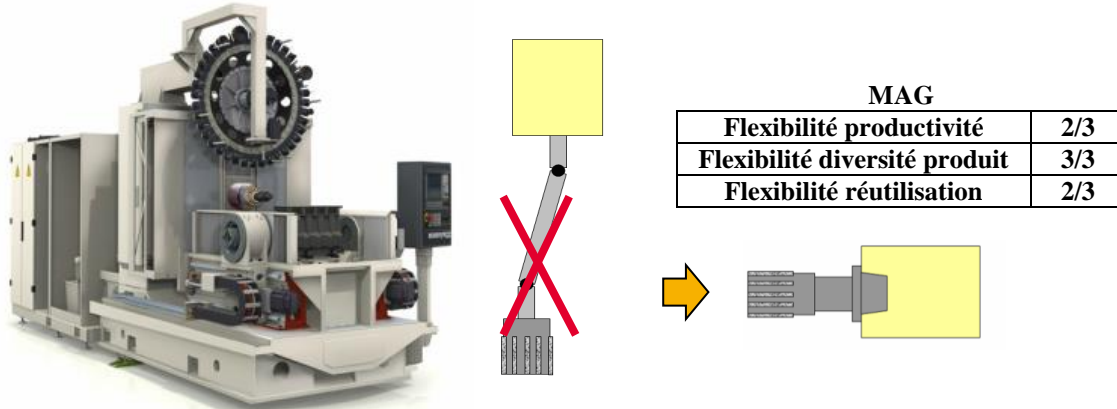


Figure 115 : Centre d'usinage MAG avec option broche de rodage.

Cette solution technique proposée par MAG grâce à la collaboration d'anciens ingénieurs de la société Gehring est à l'heure actuelle la plus pertinente en terme de flexibilité. En effet, la flexibilité d'un Centre d'Usinage 5 axes n'est plus à démontrer. La fonctionnalité de l'expansion peut être utilisée en alésage avec la technologie Recessing® [46]. Cette technologie consiste à déployer une expansion radiale des arêtes de coupes dans l'outil, permettant ainsi de compenser l'usure ou d'écarter un outil à gorge sur un alésoir. Cependant, le coût d'investissement dans ces machines très perfectionnées n'est pas très intéressant. Les centres d'usines MAG restent ainsi parmi les plus chers du marché et l'option de broche adaptée au rodage représente un surcoût significatif : machine 300 k€ + option rodage 60 k€. Ce tarif annoncé à l'époque est apparu assez réhibitoire pour s'inscrire dans la stratégie du groupe Renault d'autant plus que le procédé Renault nécessite d'être revu pour s'adapter à l'expansion simple (risque élevé de ne pas obtenir la même qualité après l'opération de plateau).

#### 4.3.1.5. Conclusion

Pour conclure cette étude de marché, on remarque que la mise en œuvre du rodage industriel flexible nécessite des évolutions significatives des machines. Les fournisseurs facturent suffisamment cher ces développements pour faire hésiter les clients à se lancer dans ces nouvelles technologies. La figure 116 compare les coûts d'investissement d'une ligne de rodage avec machines modulaires (en bleu) et d'une machine-transfert rigide à 8 broches (en rouge) en fonction de la capacité de production. Cette étude effectuée en interne Renault montre qu'au-delà de 160 000 unités par an la solution « modulaire » revient plus chère que la version rigide classique, d'après l'étude des devis d'investissement réalisée en interne Renault [47].

La droite verte représente l'investissement idéal dans une machine modulaire. L'investissement serait proportionnel à la capacité de production et la ligne modulaire coûterait le même prix que la ligne de transfert pour la capacité de production maximale.

Ce coût théorique ne peut pas vraiment s'appliquer à la réalité, car une machine de rodage est constituée d'un grand nombre d'éléments en plus de la broche de rodage elle-même.

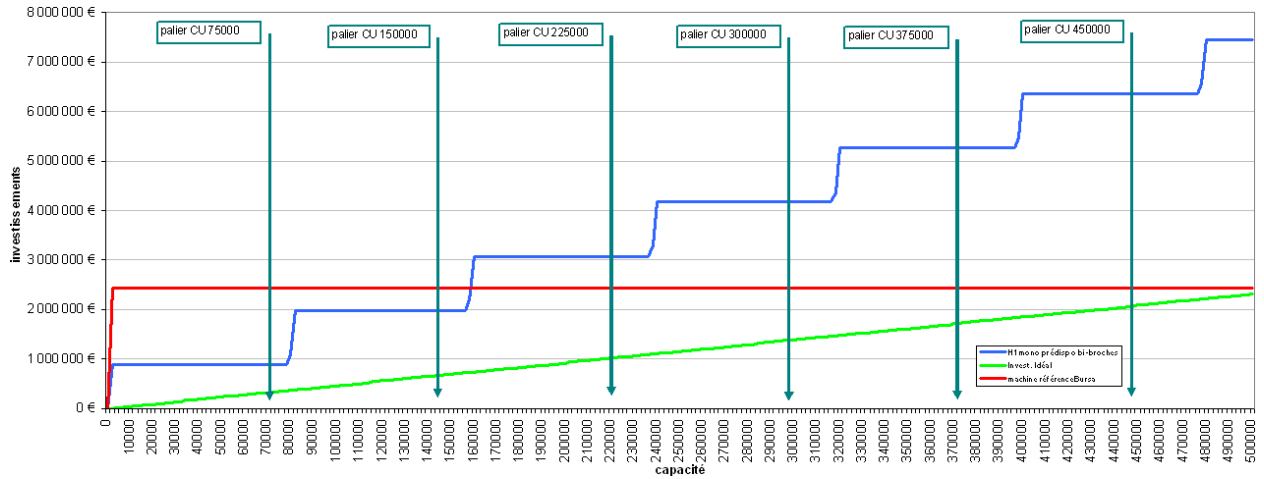


Figure 116 : Comparatif coût d'investissement rodage modulaire ou transfert [47].

En effet, le coût d'une machine autonome peut se décomposer en cinq catégories :

- la structure de la machine, avec les actionneurs et la commande numérique ;
- le système de prise de pièce, avec les convoyeurs ;
- le système d'arrosage, avec le groupe filtrant ;
- les moyens de mesure in-process et de contrôle ;
- l'outillage, avec les rodoirs et les cardans.

La répartition des coûts de ces sous-produits est représentée sur le graphe figure 117.

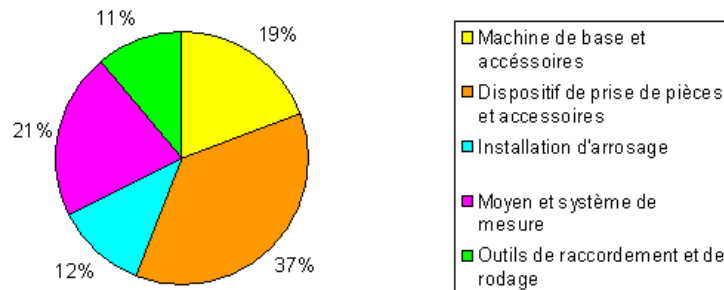


Figure 117 : Répartition des coûts d'investissement machine.

Les rodoirs, le double cardan, les moyens de mesure, le système d'arrosage et de traitement du liquide de coupe ne sont pas modifiables puisqu'ils sont liés à l'obtention de la qualité par le procédé d'abrasion. La machine en elle-même avec le dispositif de prise de pièce automatisé représente plus de moitié de l'investissement total. C'est cette partie de la machine qui doit être optimisée pour être le plus flexible possible.

Dans une machine-transfert (type Toyo), cette partie est complètement dédiée en intégrant les huit broches nécessaires pour obtenir un temps de cycle rapide. Cette configuration, figure 36, à huit postes en série, dont quatre postes équipés de double broche de rodage, garantit un temps de cycle par pièce identique à la durée de l'étape de rodage la plus longue. Il est ainsi possible de produire un carter à quatre cylindres rodés toutes les 40 secondes, ce qui permet d'atteindre les 450 000 unités par an.

Sur le marché, il existe une multitude de solutions de traitement de l'huile de coupe. Le choix d'une unité centrale avec une répartition vers toutes les machines ou le choix d'une unité autonome au pied de chaque machine dépend de l'implantation de la ligne et de la variété des liquides de coupe dans l'usine. En général, une centrale de filtration pour plusieurs machines

coûte moins cher à l'investissement et permet une maintenance plus facile pour un coût d'entretien plus faible.

Sur les machines classiques, le transfert des pièces est assuré par un convoyeur type pas de pèlerin qui, avec un seul actionneur, transporte toutes les pièces de leur poste  $n$  au poste  $n+1$ . Ce système efficace, mais pas flexible, est un système de manutention simple et peu onéreux.

À l'heure actuelle, les machines-transfert sont vraiment optimisées en termes de coûts d'investissement et de performances de cadence. Il est donc difficile de fabriquer une ligne de rodage flexible équivalente en cadence à une ligne transfert dédiée au même coût.

### 4.3.2. Étude de solutions flexibles originales

Les moyens flexibles existants ne répondent pas à la problématique d'amélioration de la flexibilité du procédé de rodage. Les constructeurs de machines de rodage conventionnelles ne proposent pas de machines innovantes en terme d'architecture et le constructeur MAG effectue de sérieuses modifications sur son centre d'usinage pour lui permettre de faire du rodage.

Au-delà de ce que proposent les constructeurs, nous avons étudié plusieurs solutions techniques assurant des performances de flexibilité très élevées.

Ces solutions sont toutes basées sur le principe de réduire au minimum le nombre d'organes dédiés au rodage sur une machine plus ou moins standard.

#### 4.3.2.1. Rodage sur centre d'usinage grande vitesse

La première solution innovante étudiée portait sur l'emploi d'un centre d'usinage grande vitesse. Contrairement au développement de MAG, nous ne souhaitons pas réaliser de modification sur le centre d'usinage. Dans la littérature, une tentative a été menée en employant une brosse spéciale à la place du rodoir [48]. Cette brosse ne donne malheureusement pas satisfaction car le diamètre obtenu n'est pas maîtrisé. Une autre solution proposée en 2009, consiste à utiliser la pression du liquide de coupe pour actionner l'expansion radiale des pierres [49]. Cette solution ne permet pas de maîtriser le diamètre obtenu et nécessite de lourdes modifications du centre d'usinage. Nous avons réalisé un outil porte-pierre rigide adapté à la broche. Cet outil représenté en figure 118, permet de monter trois pierres et ainsi de réaliser les trois étapes du rodage avec le même outil. Chaque étape s'effectue avec une pierre. Le mouvement relatif de la pierre dans le cylindre est assuré par une interpolation sur les axes X et Y avec la rotation synchronisée de la broche (en Z).

La vitesse de rotation de la broche doit être identique à la vitesse de rotation de l'interpolation circulaire pour que le contact entre la pierre et la surface soit maintenu.



Figure 118 : Outil de rodage rigide pour centre d'usinage.



Ce principe de fonctionnement est représenté sur la figure 119.

L'expansion ou la pression de contact de la pierre est obtenue en incrémentant le diamètre de l'interpolation circulaire en XY. En plus de ce mouvement de rotation, l'axe linéaire Z du centre d'usinage permet de générer la translation relative pour le mouvement de battement.

L'intérêt de cette solution est de pouvoir roder indifféremment tous les diamètres de cylindre sur une machine standard sans modification avec l'emploi d'un outil extrêmement basique. La difficulté est de piloter la machine finement pour maîtriser la pression de contact de la pierre contre la pièce. La machine 5 axes DMG du laboratoire de Châlons-en-Champagne a été mise à contribution. Le développement d'un programme d'usinage spécifique n'a pas permis d'obtenir le fonctionnement souhaité malgré l'aide et le support de l'équipe fournisseur de l'équipement. Ces derniers nous ont renvoyés vers Siemens pour faire développer un programme de pilotage spécifique dans la commande numérique.

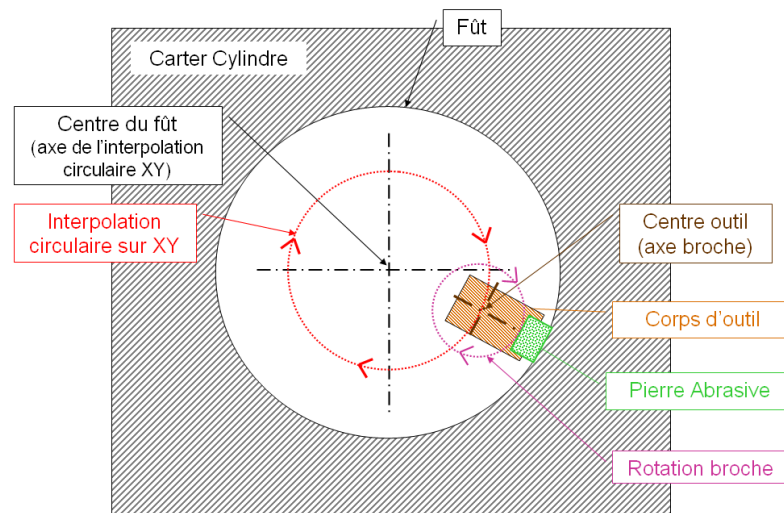


Figure 119 : Schéma de principe de la combinaison de l'interpolation XY et de la rotation Z.

Le développement avec Siemens n'a pas suivi, car l'étude menée a montré que cette méthode sollicite vivement la machine dans les limites de ses performances. Dans les conditions actuelles, cette méthode est potentiellement risquée (instable pour la qualité), car la précision en interpolation n'est pas suffisante.

Le temps de cycle du procédé réalisé avec une seule pierre serait plus long que les temps de cycle pratiqués, cependant, un centre d'usinage trois axes suffit à obtenir la surface rodée. Cette idée reste une piste pour l'avenir, même si elle est pour l'instant mise de côté.

#### 4.3.2.2. Rodage sur bras robotisé 6 axes

Le partenariat avec le constructeur de robot Stäubli était en place pour étudier la faisabilité d'une méthode de rodage flexible. Le robot TX200 ayant fait ses preuves dans le secteur de l'usinage grande vitesse, le fabricant Stäubli cherchait d'autres applications de ce robot hautes performances. Le coût d'achat d'un tel robot étant inférieur à celui de tout autre moyen d'usinage 5 ou 6 axes, il est évident que le remplacement de tout ou partie de la machine de rodage par un robot serait un gain considérable en terme de flexibilité du moyen.

Cependant, pour que le concept réponde réellement aux critères de flexibilité, le robot ne doit pas être un moyen de manutention au pied d'une machine traditionnelle, il doit faire partie intégrante de la machine de rodage. Connaissant le procédé de rodage, deux solutions techniques sont envisageables pour faire participer le robot au processus de rodage. Ces deux solutions,



illustrées en figure 120, reposent sur la réalisation du mouvement axial de battement par le robot.

Le premier concept, identique aux machines existantes, consiste à adapter une broche de rodage en bout de poignet du bras robotisé (cf. figure 120(a)). Cette broche réalise la rotation et l'expansion de l'outil. Le déplacement axial de battement est donné par le mouvement du robot. L'inconvénient majeur de cette architecture est de déplacer toute la motorisation de la broche qui représente une masse trop importante pour le robot. L'électronique de motorisation serait continuellement secouée pendant la phase de rodage.

L'architecture inversée (cf. figure 120 (b)) permet de remédier aux inconvénients du concept précédent. En effet la pièce carter cylindre est nettement moins lourde et moins fragile que la broche. Ce concept repose donc sur un robot porte pièce, comme un manipulateur, qui effectue le mouvement de battement sous un portique équipé d'une broche de rodage.

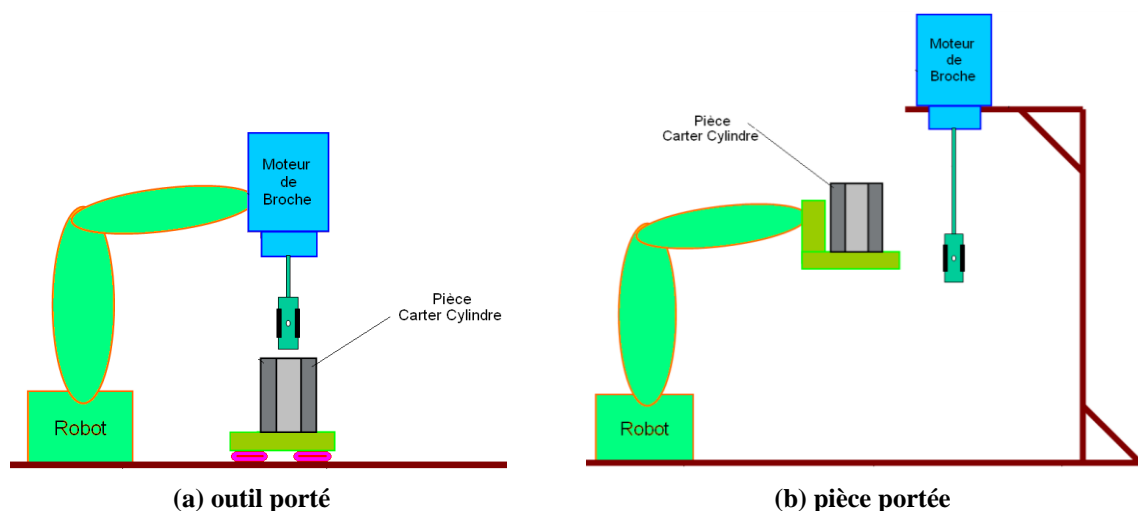


Figure 120 : Configurations du robot de rodage.

L'avantage d'un système basé sur ce concept est de réduire l'investissement spécifique au procédé de rodage à la broche. Le robot est simplement équipé d'un préhenseur de pièce avec bridage. La partie de mesure d'avant rodage et de mesure après rodage peut être réalisée à la suite de l'opération par le même robot ou par un autre robot. Le bras robotisé peut également servir de manutention d'outils moyennant un système de double préhenseur (pièce ou outil de rodage) et un emplacement pour le magasin de stockage d'outils dans l'aire de travail. Cette solution radicalement innovante est en plus tout à fait modulaire, car l'architecture de plusieurs broches par robot et/ou plusieurs robots par îlot offre une multitude de combinaisons adaptées à tous les besoins. La réutilisation du robot pour d'autres tâches est simple à mettre en œuvre, la flexibilité en terme de carry-over représente l'intégralité du prix du robot.

Lors de ce rodage sur robot, il est impossible d'effectuer simultanément deux opérations de rodage sur un même carter telles qu'elles sont réalisées sur les postes bibroches des lignes transferts. Cet inconvénient engendre un temps de cycle plus long par poste. Il peut être compensé par un dédoublement des lignes en parallèle.

Les essais de trajectoires de rodage sur le robot Stäubli (chapitre 3.2.2.3) ont prouvé que le compromis entre la dynamique et la précision est encore insuffisant pour obtenir la même qualité de rodage que sur les machines traditionnelles. Cependant, cette piste d'étude est porteuse d'innovation, car les robots sont de plus en plus performants et sont capables de réaliser de plus en plus de tâches diverses nécessitant une grande dextérité. Les robots de la future génération seront équipés de moteurs couplés directement sur les articulations (sans réducteur) permettant ainsi une dynamique extrême. À l'heure actuelle, des petits modèles de

bras quatre axes utilisent déjà cette technologie. Dans quelques années, une version portant 200kg devrait voir le jour. Cela ouvrira des perspectives intéressantes pour flexibiliser le rodage industriel.

## 4.4. Conclusion

Après l'étude des solutions commercialisées et la présentation de quelques solutions originales, nous proposons ci-dessous une synthèse des idées clés à déployer pour concevoir les futures machines de rodage flexibles. Ces idées se déclinent sur trois plans : l'architecture modulaire, la mécanique et l'outil de rodage.

### - Architecture modulaire

Chaque module est indépendant avec un poste et une broche de rodage à double expansion, voire triple expansion. La manutention des pièces est réalisée sur des palettes assurant le positionnement et le bridage des pièces. Les palettes sont étiquetées de manière à ce que la machine identifie le type de pièce qui est sur le poste.

Un changeur d'outil automatique pour chaque module assure le choix de l'outil et l'étalonnage de la mesure in-process du diamètre de chaque outil. Le changeur d'outil doit être le plus rapide possible pour minimiser les temps d'attente. Le magasin d'outil doit comporter au minimum quatre emplacements d'outil pour gérer une diversité de deux pièces.

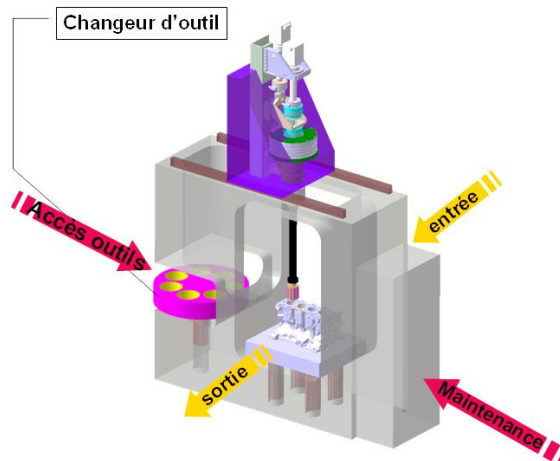


Figure 121 : Concept de machine modulaire.

L'entrée et la sortie des palettes assurées par le convoyeur permettent l'assemblage de plusieurs machines modulaires en série sans ajout d'autres convoyeurs.

La commande numérique de chaque module est adaptée à la mise en série de plusieurs machines. L'utilisation d'un ordinateur superviseur n'est pas nécessaire, un réseau de terrain maître/esclave peut facilement être établi entre les machines.

Chaque module est composé d'une broche de rodage à double expansion montée sur un axe Y. La translation de la broche sur l'axe Y permet d'atteindre l'emplacement de changement d'outil du magasin ainsi que les positions à la verticale de chaque cylindre. Le positionnement en X est ajusté au bridage de la palette sur la machine par le convoyeur.

### - Mécanique

Dans le cas où la méthode de rodage viendrait à changer et en vue de satisfaire les exigences du rodage HSH, la mécanique des machines doit supporter des vitesses et des accélérations importantes. Au vu des résultats de l'analyse de la dynamique des machines de rodage et de

l'étude du rodage sur robot six axes, l'architecture inversée est préconisée pour minimiser les masses en mouvement. L'emploi d'un moteur couple en transmission directe sur la broche supprimera de manière définitive les problèmes dus aux transmissions par chaîne et assurera une bien meilleure dynamique.

Le mouvement de battement axial est assuré par un chariot monté sur des rails verticaux couplés à des moteurs linéaires. À l'heure actuelle, cette technologie assure d'excellentes performances sur les centres d'usinage grande vitesse.

Pour harmoniser les sources d'alimentation de la machine et n'utiliser que l'électricité, les expansions doivent être électromécaniques et pilotables en vitesse ou en force de rodage.

Sur le plan de l'investissement, un module capable de produire 75 000 unités par an ne devrait pas excéder 300 k€ pour être intéressant, en référence au critère idéal de la figure 116.

- *Outil de rodage flexible*

En complément du concept de machine de rodage modulaire, un outil innovant a été développé pour gagner de la flexibilité. Il s'agit du rodoir triple expansion. Ce rodoir permet d'actionner trois jeux de pierres abrasives indépendamment les unes des autres. Il est ainsi possible d'exécuter les trois étapes du rodage avec le même outil. Cette idée a d'abord fait l'objet d'une enveloppe Soleau qui s'est traduite en brevet quelques mois plus tard [50]. La figure 122 schématise le fonctionnement du rodoir triple expansion.

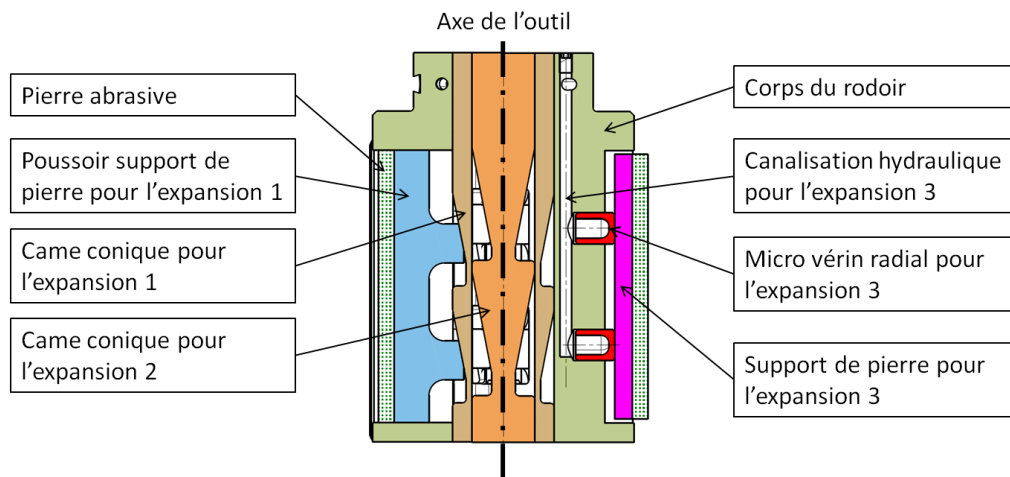


Figure 122 : Schéma du rodoir triple expansion.

La troisième expansion est le complément au système à double expansion qui permet de réaliser la phase de plateau avec une expansion hydraulique. Le principe d'expansion du troisième jeu de pierres repose sur des micro-vérins radiaux placés directement sous les supports de pierre. Les canalisations d'alimentation de ces vérins sont conçues pour répartir l'huile de manière uniforme. La troisième expansion s'active en alimentant le rodoir en huile sous pression. Les ressorts de rappel ramènent les supports de pierre au fond de leur logement quand le système n'est pas alimenté en huile sous pression.

Dans le chapitre suivant nous présentons le développement d'un démonstrateur technologique flexible de rodage incorporant les concepts mentionnés ci-dessus.

# 5. Conception, fabrication et mise en œuvre du démonstrateur de rodage flexible

## 5.1. Introduction

Au cours des trois années de thèse, j'ai eu la chance de pouvoir faire construire une machine de rodage que j'ai conçue. La motivation de construire une machine prototype expérimentale provient de six besoins recensés dans l'entreprise.

- Le premier besoin résulte de la très forte implication des fournisseurs de moyens dans le choix du procédé. Cette dépendance aux fournisseurs pour leur compétence en matériel limite énormément la marge de manœuvre dans le développement et l'étude de nouvelles méthodes. Le besoin de l'entreprise est de pouvoir innover en interne sur les procédés de fabrication spécifiques indépendamment des constructeurs de machines.
- Le développement de nouvelles méthodes nécessite une machine flexible au sens de « prédisposée à des procédés complexes ». Les machines du commerce sont limitées d'un point de vue performances dynamiques. Les caractéristiques techniques sont bridées pour juste satisfaire uniquement le procédé courant. Le second besoin à satisfaire est de proposer une machine de rodage dont les performances dépassent amplement les limitations physiques des machines actuelles dans le but d'étudier et de développer des méthodes de rodage plus efficaces.
- Actuellement, le coût des essais de rodage est très élevé, car les pièces utilisées sont de vrais carters conformes prélevés dans une des lignes de production. Or la mise au point de nouvelles méthodes de rodage peut nécessiter plusieurs dizaines de fûts avant d'aboutir au résultat désiré. La réduction du coût des essais est donc le troisième besoin motivant la fabrication de ce démonstrateur expérimental de rodage flexible.
- Pour pouvoir tester la qualité obtenue par de nouvelles méthodes de rodage, il faut pouvoir effectuer des essais de tribologie sur les surfaces rodées. Il faut également pouvoir installer la chemise dans un bloc moteur instrumenté appelé « banc d'essai moteur monocylindre ». Le quatrième besoin recensé porte sur l'utilisation des pièces produites. Les pièces doivent être adaptées aux moyens de mesures et d'essais existants.
- Les machines actuelles sont toujours équipées d'imposants systèmes de lubrification et de traitement du liquide de coupe. Il est extrêmement compliqué de changer plusieurs centaines de litres de liquide de coupe pour en essayer d'autres. La modification de la composition chimique du lubrifiant n'est quasiment jamais étudiée faute de moyen d'essais. Pourtant, l'évolution vers des produits moins nocifs pour l'environnement est sans cesse d'actualité pour les autres opérations d'usinage. Le développement d'usines flexibles propres nécessite d'investir en recherches dans ce domaine. La machine

prototype doit répondre à ce besoin en facilitant l'utilisation de toutes sortes de lubrifiants et en permettant d'en mesurer l'influence sur le procédé.

- Les commandes numériques des machines de rodage actuelles sont de véritables boîtes noires. Il n'est pas possible de générer d'autres programmes que ceux prévus initialement. Le développement de méthodes de rodage innovantes passe aussi par la maîtrise complète de cette commande et des asservissements implantés pour le pilotage des axes. La sixième motivation du développement de ce prototype flexible est la mise à disposition d'un moyen d'étude et de développement d'automatisme adapté au rodage.

Ces six besoins définissent le périmètre de la machine de rodage développée. Au fur et à mesure de l'avancement du projet, les études de solutions techniques innovantes et l'exploitation de la simulation ont figé les critères physiques de performance de la machine. Le cahier des charges de la machine a ensuite évolué en fonction du mode de réalisation de la machine. Le cahier des charges final de la machine fabriquée est présenté en premier dans cette partie. Les solutions techniques adoptées pour répondre au mieux aux besoins et aux exigences techniques avancées sont également détaillées.

Dans un second temps, l'historique du développement de la machine sera abordé pour mettre en évidence la durée des différentes phases de conception, de fabrication et de mise en œuvre du démonstrateur de rodage flexible du processus.

Nous concluons avec les premiers résultats de ce moyen de fabrication expérimental.

## **5.2. Concept général du prototype flexible de rodage**

Le prototype doit répondre aux six besoins exprimés par le constructeur automobile. Après discussion et échange avec les spécialistes des procédés de fabrication, le périmètre technique de la machine a été décomposé en quatre points : la partie « mécanique » décrit la géométrie détaillée de la machine. La partie « actionneurs électriques » qualifie les performances cinématiques conditionnant le choix des moteurs électriques. La partie « électronique » est consacrée à l'intégration de tous les composants de l'automatisme. Enfin, la partie « programmation » définit tout le fonctionnement de l'automate et l'interaction avec l'utilisateur.

### **5.2.1. Conception mécanique**

Dans un premier temps, une étude de conception d'une broche de rodage a été menée dans le cadre du développement du rodage sur bras robotisé six axes (partie 4.3.2.2). Cette broche dédiée au rodage par abrasion répond à un cahier des charges de machine inversée, la fonction du mouvement de battement n'est pas intégrée à la broche. Elle est optimisée en poids et en coût par la minimisation du nombre de pièces. La figure 123 est la modélisation trois dimensions issue de l'étude de conception mécanique. Elle intègre des actionneurs mécaniques standards et répond parfaitement aux besoins du rodage, le mouvement de battement étant assuré par un autre organe. À défaut d'un bon compromis entre la dynamique et la précision, le robot a été écarté des solutions standard d'actionneur pour l'axe de battement. Pour répondre au besoin de dépasser les performances dynamiques des machines existantes, il est nécessaire de conserver ce principe de fonctionnement d'architecture inversée, car cette solution évite les vibrations et les à-coups dans l'outillage, condition indispensable pour passer sur des procédés à grande vitesse de coupe nécessitant une forte dynamique.

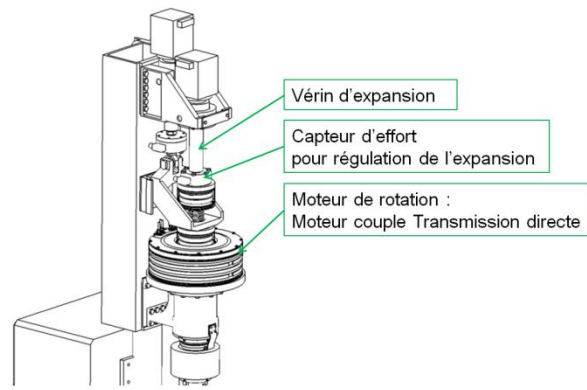


Figure 123 : Conception de la broche de rodage adaptée à l'architecture inversée.

La réalisation d'une machine à architecture inversée verticale implique l'utilisation d'un axe linéaire puissant. Initialement, les solutions d'axe vertical portaient sur des moyens imposants pour manœuvrer un carter cylindre complet. L'usage de vérins hydrauliques était même préconisé par les automaticiens du groupe. Un fournisseur de roulements à billes proposait des vérins électromécaniques avec vis à rouleaux hautes performances. La solution la plus élégante visait à intégrer un moteur linéaire sur un système de compensation du poids sur un chariot vertical. Cette architecture de machine sophistiquée représentée figure 124 (a) n'a finalement pas vu le jour puisque le projet s'est orienté vers un démonstrateur expérimental représentée figure 124 (b). En effet, le rodage d'une chemise simple est représentatif du rodage d'un carter d'un point de vue procédé et permet le développement d'un prototype nettement moins cher. Cette décision a abouti à la simplification de la machine en intégrant un axe linéaire standard adapté pour déplacer une charge de 5 à 10 kg à la verticale.

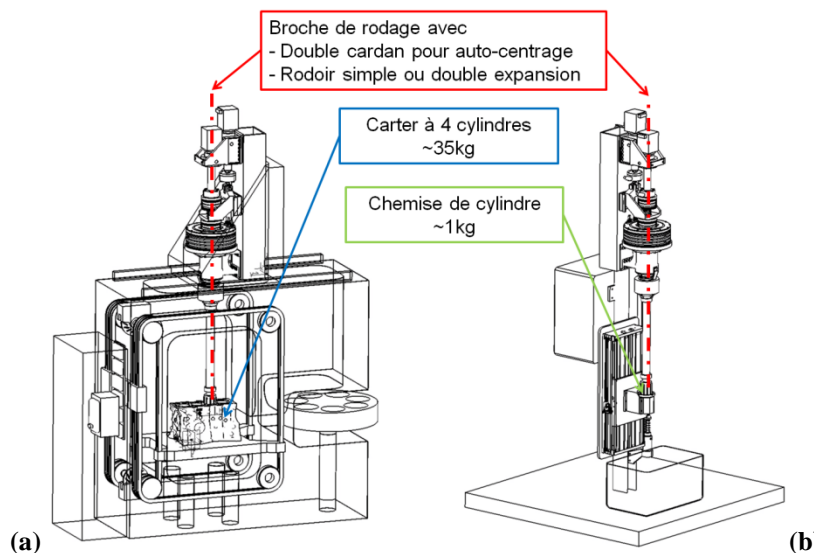


Figure 124 : Évolution du concept de machine industrielle vers celui de démonstrateur expérimental.

L'axe standard intègre le guidage linéaire sur patin à bille, le rail magnétique, le bobinage électrique du moteur et le capteur de position du chariot. La figure 125 présente le chariot porte-pièce adapté au rodage d'une chemise qui est installé sur un axe motorisé standard.

La lubrification du procédé ou "arrosage" doit fonctionner de manière autonome ou raccordée à une centrale de traitement. Ce besoin implique la prédisposition de la machine à supporter les projections de liquide de coupe ou éventuellement un brouillard d'huile. L'environnement de travail est étanche pour isoler le liquide de coupe des organes électriques de la machine. Le

réservoir d'huile de coupe, comme sur la plupart des machines, est disposé en dessous de l'environnement de travail.

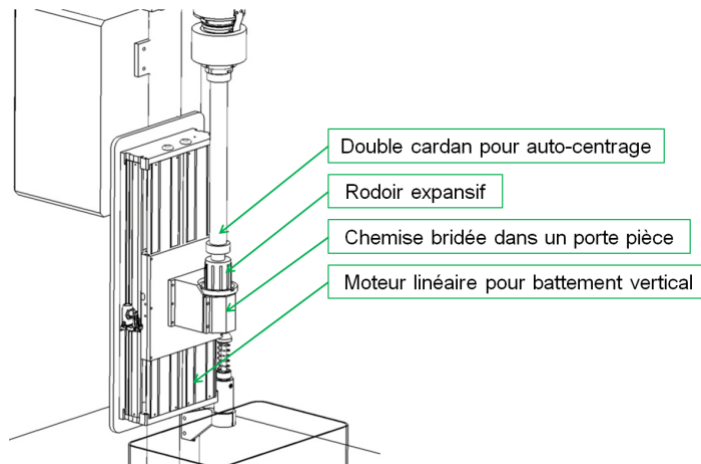


Figure 125 : Implantation du moteur linéaire dans le démonstrateur expérimental.

Sur la cuve, une pompe de relevage assure l'arrosage directement ou par le biais d'une centrale de traitement du liquide de coupe. Ce dernier est injecté dans l'environnement de travail par deux buses au-dessus du rodoir.

Les rodoirs, le cardan et les accessoires de mesure in-process du diamètre ont été achetés chez les fournisseurs classiques de ce type d'outillage de rodage. La conception du châssis mécanosoudé et du carénage de l'environnement de travail a été confiée à l'intégrateur mécanique qui a adapté la finition de la machine à ces fins. Le dimensionnement des axes est l'objet du paragraphe suivant.

## 5.2.2. Conception électrique

La conception d'une machine 100 % électrique repose sur le choix d'actionneurs pour satisfaire toutes les contraintes cinématiques du procédé. La définition des motorisations des trois axes de la machine est abordée ci-dessous.

### 5.2.2.1. Rotation

Le mouvement de rotation appliqué à l'outil doit habituellement satisfaire la simple exigence d'une vitesse de rotation constante réglable. La solution technique classique adoptée est l'emploi d'un motoréducteur couplé à la broche avec une transmission par chaîne. Les performances de ce type de moteur conviennent pour les systèmes courants. Le tableau 18 présente les principales caractéristiques nécessaires au bon fonctionnement de la machine prototype pour les cycles spéciaux.

Tableau 18 : Cahier des charges actionneur de rotation.

Performances des systèmes courants		Cahier des charges du prototype	
Fréquence de rotation	100 à 350 tr/min	Fréquence de rotation	0 à 450 tr/min
Couple nominal	50 Nm	Couple nominal	120 Nm
Couple maximal	90 Nm	Couple maximal	150 Nm
		Accélération démarrage/arrêt	370 rad/s <sup>2</sup>

Les contraintes du fonctionnement de l'asservissement de l'angle de rodage sont les plus rudes. La suppression des traces d'inversion passe par la synchronisation de la vitesse de battement et



de la vitesse de rotation pour respecter l'angle. Dans le cas d'une synchronisation maître-esclave, l'axe de rotation esclave doit ralentir momentanément à chaque ralentissement de l'axe de battement. La différence entre les deux modes de fonctionnement de la rotation est schématisée figure 126.

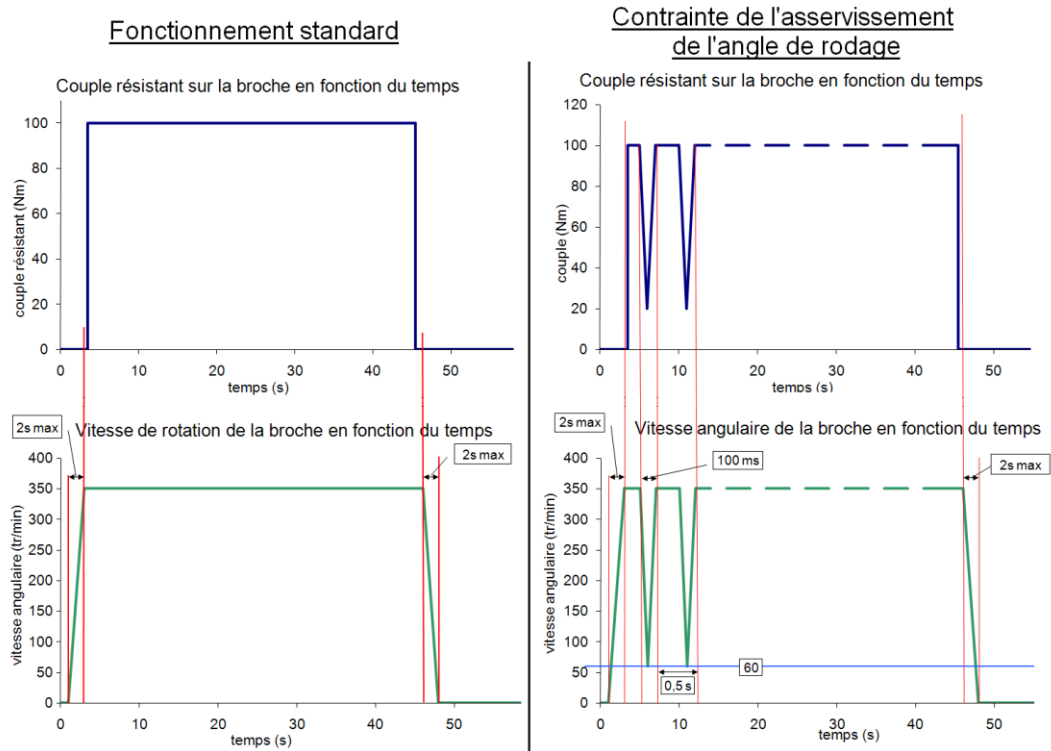


Figure 126 : Contraintes dynamiques de l'actionneur de rotation.

Pour satisfaire les besoins des méthodes de rodage avec pilotage de la trajectoire des pierres, le moteur de rotation doit disposer d'un couple maximum à petite vitesse. La solution technique la mieux adaptée réside dans l'implantation d'un moteur couple directement sur l'axe de la broche sans réducteur. Ce type de moteur, décrit figure 127, permet de disposer du couple maximal même à rotation nulle. Le positionnement est extrêmement précis et la vitesse maximale de rotation est suffisante pour notre application.

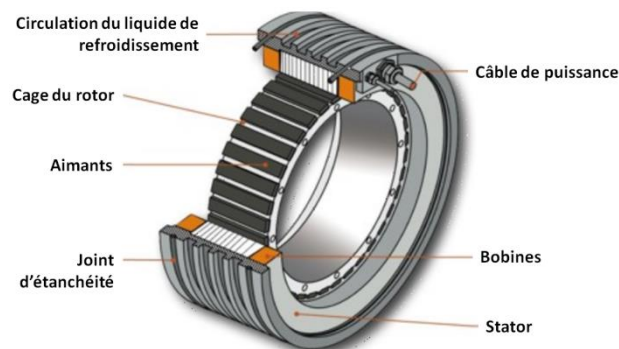


Figure 127 : Principe du moteur couple.

Le choix entre les différents moteurs couple du marché a été réalisé parmi trois fournisseurs. Les trois fournisseurs proposant dans leur gamme un produit adapté à nos exigences sont mentionnés dans le comparatif des devis en ANNEXE VIII.

### 5.2.2.2. Battement

La loi de mouvement qui régit le battement est particulièrement dynamique, l'inversion de la vitesse en bout de course implique une forte accélération. Traditionnellement, l'actionneur linéaire est un vérin hydraulique piloté en position. Ce système performant implique l'implantation d'un groupe hydraulique qui génère la pression. Les performances techniques des systèmes courants sont recensées dans le tableau 19. D'une part, cette technologie n'est pas appropriée au pilotage en trajectoire des axes de rotation et de battement, d'autre part elle ne satisfait pas l'exigence d'une machine 100 % électrique. Deux types d'actionneurs électriques peuvent générer ce type de mouvement : les vérins électromécaniques équipés d'une vis à billes ou à rouleaux et les moteurs linéaires.

Tableau 19 : Cahier des charges de l'actionneur linéaire de battement.

Performances des systèmes courants		Cahier des charges du prototype	
Vitesse de battement	De 5 à 35 m/min	Vitesse de battement	De 0 à 60 m/min
Force nominale	1000 N	Force nominale	1000 N
Accélération d'inversion	Maximum 25 m/s <sup>2</sup>	Accélération d'inversion	Jusqu'à 50 m/s <sup>2</sup>
		Précision positionnement	0,01 mm

Les vis à billes ne sont pas adaptées à une sollicitation aussi élevée. La vis doit être dimensionnée pour supporter les charges à l'inversion. Le compromis entre résistance et inertie révèle que l'emploi de vis hautes capacités ne permettra pas d'atteindre les performances désirées.

Les moteurs linéaires se présentent sous deux formes comme le montre la figure 128. Finalement, la solution technique adoptée est le moteur linéaire à noyau ferreux et rail d'aimant permanent. Il satisfait pleinement le cahier des charges et va même au-delà des performances désirées. La vitesse linéaire peut atteindre 120m/min. Pour la machine expérimentale, l'emploi d'un moteur linéaire standard avec guidage et capteur intégré dans un boîtier facilite grandement l'intégration mécanique et le coût de développement.

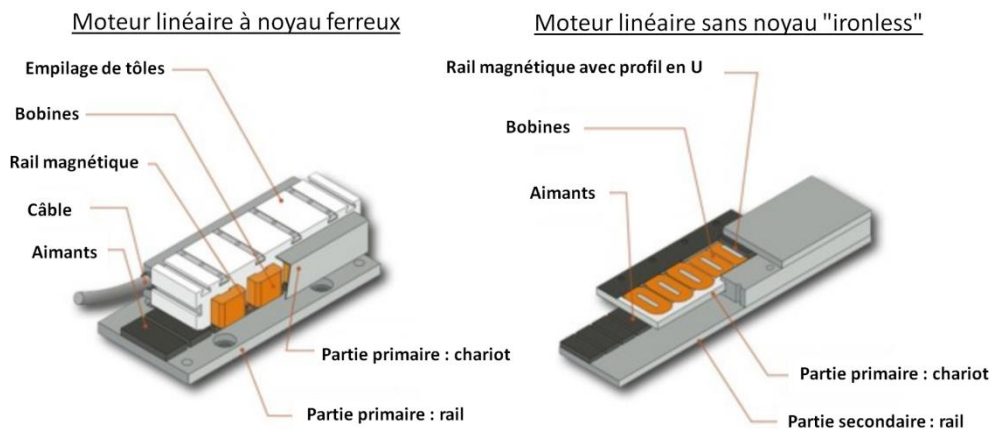


Figure 128 : Principe du moteur linéaire.

Le choix entre les différents moteurs linéaires du marché a été réalisé parmi 3 fournisseurs. Les trois fournisseurs proposant dans leur gamme un produit adapté à nos exigences sont mentionnés dans le comparatif des devis en ANNEXE VIII.

### 5.2.2.3. Expansion

L'axe d'expansion requiert des performances particulières pour satisfaire le cahier des charges de la machine prototype. Il doit pouvoir réaliser les deux fonctions des deux systèmes courants reportés dans le tableau 20. Les contraintes physiques de l'expansion au cours d'un cycle de rodage sont représentées figure 129.

Tableau 20 : Cahier des charges de l'actionneur d'expansion.

Performances des systèmes électromécaniques courants		Cahier des charges du prototype	
Vitesse de sortie de tige	De 1 à 8000 $\mu\text{m/s}$	Vitesse de sortie de tige	De 0 à 3000 $\mu\text{m/s}$
Incrément minimal	1,2 $\mu\text{m}$	Incrément minimal	0,3 $\mu\text{m}$
Force maximale	9000 N	Force poussée de tige	De 15 à 9000 N
<b>Performances des systèmes hydrauliques courants</b>		Écart sur la force toléré	+/- 10 N
Force poussée de tige	De 15 à 5000 N		
Vitesse à vide	De 20 à 3000 $\mu\text{m/s}$		

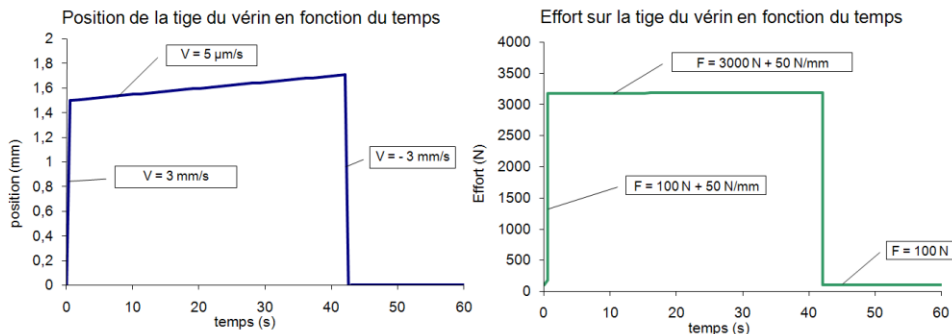


Figure 129 : Contraintes dimensionnant l'actionneur d'expansion.

Le cahier des charges de l'actionneur d'expansion a été défini lors de la conception de la broche de rodage dont la démarche est présentée en ANNEXE VI. La solution matérielle existante consiste à combiner un vérin électromécanique et un capteur de force en bout de celui-ci. Le pilotage en force s'effectue en bouclant la commande sur le capteur de force comme le montre la figure 130.

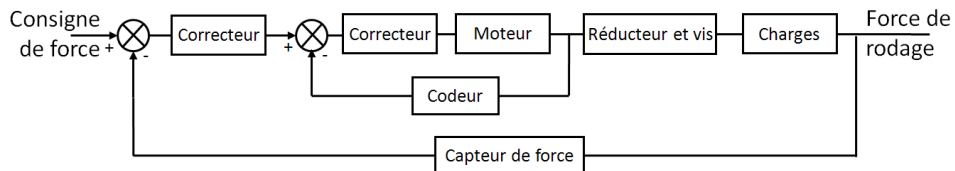


Figure 130 : Principe de l'asservissement de la force de rodage.

Le choix entre les différents vérins électromécaniques du marché a été réalisé parmi trois fournisseurs. Les trois fournisseurs proposant dans leur gamme un produit adapté à nos exigences sont mentionnés dans le comparatif des devis en ANNEXE VIII.

### 5.2.3. Cahier des charges partie électronique

La machine développée est réduite à la plus simple expression des besoins du rodage expérimental d'une chemise. Cependant, ces besoins nécessitent l'intégration de nombreux

modules de traitement de l'information et d'alimentation des actionneurs mécaniques dans l'armoire électrique de la machine.

Dans ce paragraphe, le choix des accessoires et de l'ordinateur de commande numérique est réalisé selon les critères suivants :

- Compatibilité des systèmes entre eux d'un point de vue communication (informatique industrielle).
- Fonctionnalités et performances adaptées à l'utilisation en rodage.
- Meilleur compromis entre coût du matériel et frais d'intégration.

La partie électronique de la machine se décompose en quatre sous-ensembles.

Le premier sous-ensemble est le cerveau de la machine : l'ordinateur embarqué. Il est relié à l'interface utilisateur et aux entrées-sorties de la machine. La commande numérique exécute la logique séquentielle du cycle de rodage et permet la programmation des tâches. Trois fournisseurs de système d'automatisation, Beckhoff, DeltaTau et B & R Automation, proposent des commandes numériques ouvertes et suffisamment rapides pour que la commande puisse traiter toutes les entrées et toutes les sorties de la machine en moins de quatre millisecondes. Les commandes étudiées permettent l'interpolation d'au moins deux axes de déplacement.

La configuration matérielle de cet ordinateur permet l'intégration de cartes entrées-sorties tout ou rien pour la gestion des accessoires de sécurité. L'implantation de cartes optionnelles supplémentaires permet l'ajout d'autant d'entrées analogiques ou numériques que nécessaire. L'interface utilisateur est réduite à un écran tactile à côté de la machine, intégré au coffret électrique comprenant la commande numérique.

Le second sous-ensemble correspond au pilotage des actionneurs électromécaniques définis précédemment. Pour chaque axe, en plus du moteur, il faut un variateur de puissance pour l'alimentation de l'actionneur et un capteur de position pour réaliser le bouclage de l'asservissement de l'axe en position et en vitesse. Pour optimiser l'intégration de tous les axes, nous préférons intégrer des variateurs provenant du même fournisseur que la commande numérique. Les trois fournisseurs cités précédemment proposent tous une gamme complète de variateurs de puissance adaptée à tout type de moteur électrique.

Les accessoires pour le procédé de rodage constituent un troisième sous-ensemble. Ces éléments sont complémentaires des actionneurs mécaniques pour la réalisation de l'opération. Le rodoir est équipé d'un dispositif de mesure du diamètre par soufflage. Le transducteur de mesure qui convertit la pression de l'air comprimé d'alimentation du système à fuite en mesure du diamètre n'est pas intégré au rodoir et doit être monté en aval de la canalisation pneumatique. Le fournisseur du système de mesure par fuite d'air Hommel Etamic a répondu à notre demande en se joignant à notre fournisseur d'outillage de rodage pour nous procurer un ensemble outillage plus chaîne de mesure clef en main.

La mesure de la force de rodage est réalisée par l'intégration d'un capteur de force directement entre la tige de poussée du vérin et le poignard d'expansion de l'outillage. Le capteur a été choisi avec l'aide du fournisseur de vérin qui propose régulièrement ce type de montage. Le capteur de force est constitué d'un pont de jauge de déformation, la mesure de l'effort de déformation nécessite l'alimentation et le traitement du signal de ces jauges. Le capteur est donc fourni avec un boîtier transducteur à intégrer dans l'armoire électrique. Nous souhaitons que la communication entre la commande numérique et ce transducteur soit la plus efficace possible pour permettre une bonne régulation de l'effort sous asservissement. Une liaison Profibus a été mise en place pour réaliser cette fonction.

La figure 131 présente l'architecture globale des trois sous-ensembles cités ci-dessus. Chaque bloc représente un composant, tous les blocs de la même couleur sont intégrés dans le même produit. Les références des produits et leurs origines sont notées en bas de la figure.

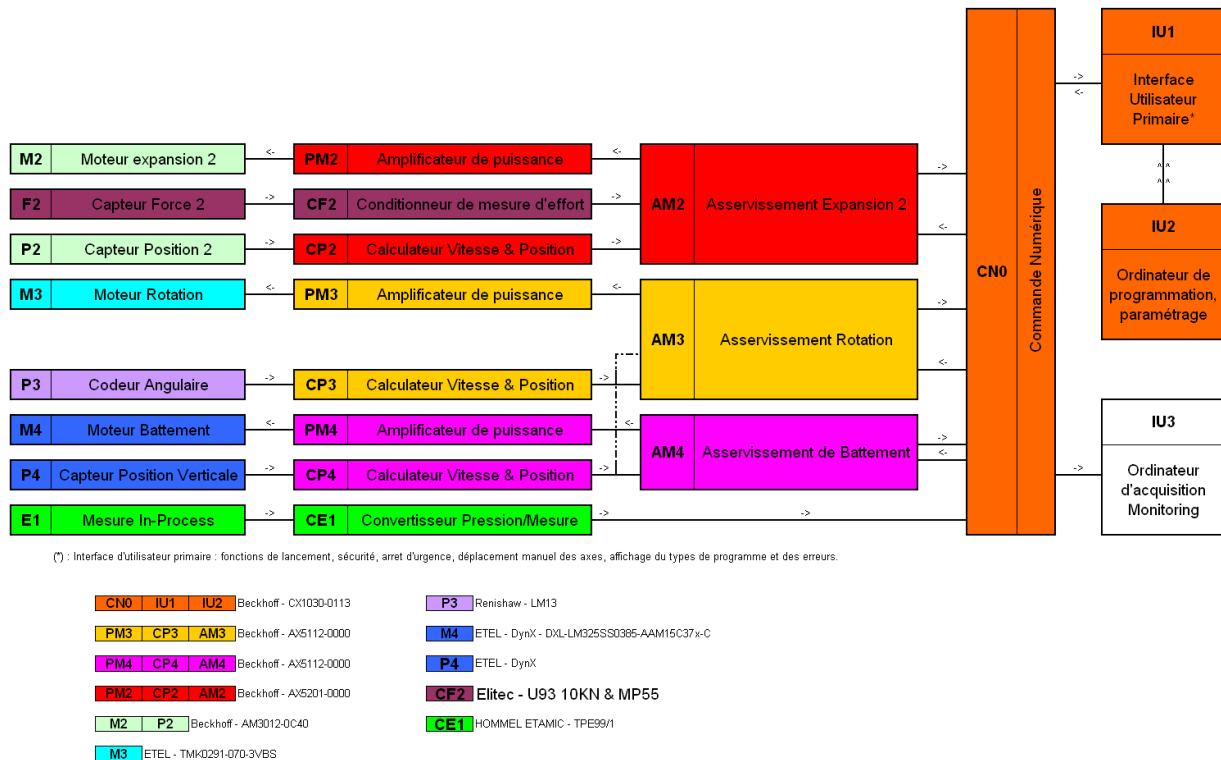


Figure 131 : Schéma de structure de l'automate.

Enfin, le quatrième sous-ensemble d'éléments à intégrer pour satisfaire les exigences de sécurité comprend tous les accessoires : du disjoncteur à l'arrêt d'urgence en passant par les verrous de porte. Il est à noter que des protections thermiques ont été installées pour éviter toute surcharge des moteurs de battement et de rotation. Le choix des composants de sécurité a été laissé au soin de l'intégrateur de la machine.

Le choix entre les différentes commandes numériques et les différentes périphéries du marché a été réalisé parmi trois fournisseurs. Les trois fournisseurs proposant dans leur gamme un produit adapté à nos exigences sont mentionnés dans le comparatif des devis en ANNEXE VIII.

### 5.2.4. Cahier des charges de la commande numérique

Cette partie du cahier des charges de la machine est dédiée à la mise en œuvre des actionneurs pour la réalisation des cycles de rodage. Une grande partie des procédures de fonctionnement de la machine est identique aux machines traditionnelles. Les prises d'origine des axes, la mise à zéro de la mesure du diamètre dans une bague étalon et la prise de référence de l'expansion au contact des pierres dans le cylindre sont identiques au fonctionnement de la machine Nagel qui équipe déjà le laboratoire.

Le paramétrage géométrique est simplifié puisqu'il n'y a pas d'axe Y. L'ensemble des paramètres est facilement modifiable par l'utilisateur via l'écran tactile ou à distance via un ordinateur relié au réseau. Les cycles classiques sont programmés de manière similaire aux machines classiques, c'est-à-dire via un paramétrage chronologique de toutes les actions du procédé.

La programmation de nouvelle méthode de rodage fondée sur l'interpolation précise de la trajectoire des pierres dans le cylindre repose sur le fonctionnement des machines-outils à commande numérique classiques : la trajectoire est donnée dans un fichier informatique codé suivant le langage G-code développé par l'EIA au début des années 1960, et finalement normalisé par l'ISO en février 1980 sous la référence RS274D/ (ISO 6983) [51]. La notice de programmation en ANNEXE VII décrit la totalité des actions sur le procédé et les fonctions de l'interface homme machine.

### 5.3. Réalisation et déroulement de la mise en œuvre

La figure 132 présente le planning de réalisation de la machine avec les cinq phases : conception, fabrication mécanique, câblage électrique, programmation et installation.

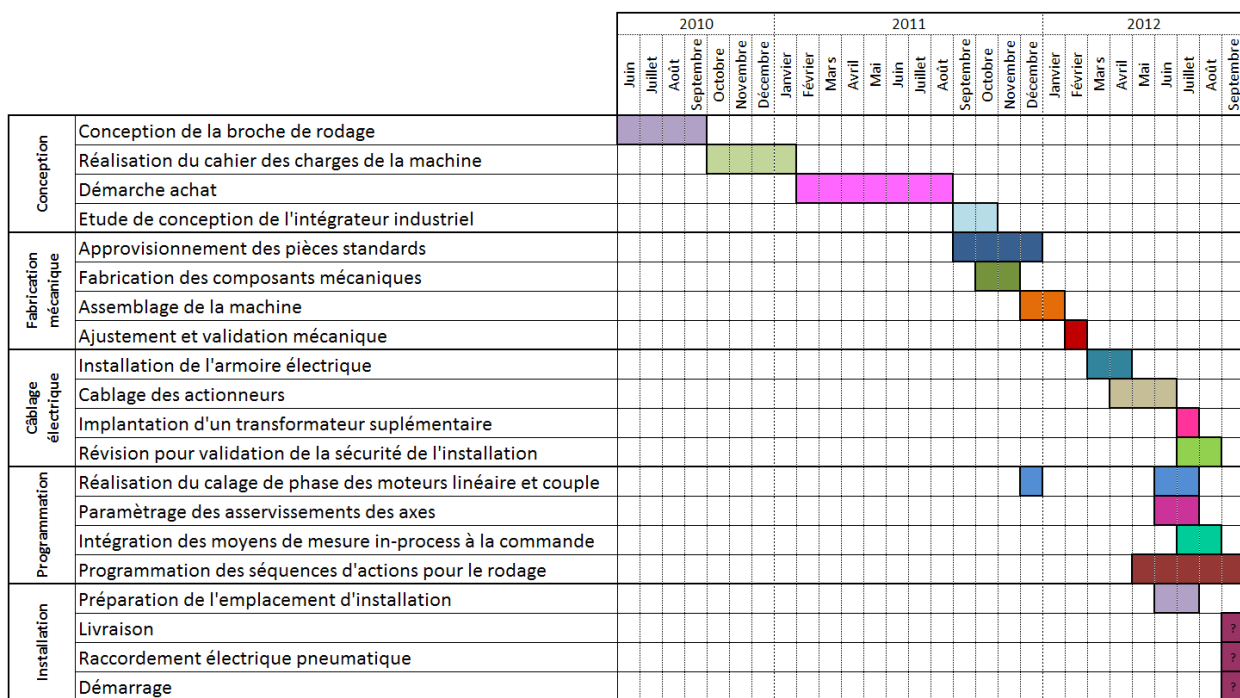


Figure 132 : Planning de réalisation de la machine prototype.

Les choix d'actionneurs particuliers et la recherche de hautes performances ont imposé un grand nombre de fournisseurs et prestataires de métiers variés. La société SECMA a été désignée comme maître d'œuvre du projet et fabricant de la partie mécanique. La partie câblage et programmation a été assurée par Yelloz Industry. L'interface entre ces deux entités et les échanges techniques avec les fournisseurs de composants imposés ont été essentiellement menés par l'ingénieur d'études du laboratoire et moi-même. Cette assistance permanente a assuré le déroulement du projet et l'obtention des performances hors normes.

#### 5.3.1. Conception

L'avant-projet de conception de la machine de rodage flexible a débuté en mars 2010 avec l'étude du robot six axes. La conception de la broche de rodage a commencé en juin 2011 et a réellement marqué le début de la phase de conception. Cette broche indépendante dédiée au rodage est le premier élément de la machine à être modélisé en trois dimensions. Le cahier des charges et la démarche de conception de ce sous-ensemble sont décrits dans l'ANNEXE VI.



Finalement, les essais de précision du robot en trajectoire de rodage ont dévoilé les limites des performances de ce choix technologique. Le changement de technologie pour l'actionnement vertical nécessita une adaptation du concept de la machine. La modification du périmètre d'utilisation de la machine d'un environnement industriel à un environnement de recherche et développement a participé à l'évolution du concept vers la machine expérimentale prototype développée. La broche de rodage développée a été réintégrée dans une machine à architecture inverse avec moteur linéaire en chariot axial. Le rodage de chemise seule et non de carter réduit les dimensions et le coût de la machine. Le cahier des charges de cette machine expérimentale était intégralement rédigé en janvier 2011.

La recherche de prestataires pour la faire fabriquer prit plus de six mois. La démarche fut délicate, car malgré la consultation de nombreuses sociétés pour la réalisation de chaque sous-ensemble et la fourniture de tous les composants, le service achat n'était pas favorable à cette démarche de préconception intégrée au cahier des charges. En effet, les choix techniques imposent du matériel pour satisfaire les exigences de performances. Ces choix étant perçus comme des contraintes fortes pour l'acheteur, nous avons dû nous mettre en relation avec une entité spéciale du service achat pour pouvoir réaliser la commande de la machine au sein du groupe Renault. Plusieurs dérogations de la hiérarchie supérieure ont été nécessaires pour le lancement des bons de commande.

Finalement, le 21 juillet 2011, une première commande est passée à la société SECMA qui est désignée comme maître d'œuvre du projet. La finalisation de la phase de conception est marquée par la réception de l'étude mécanique du projeteur de cette société. La conception du bâti de la machine et des finitions de quincaillerie est ainsi complètement figée fin décembre 2011.

### **5.3.2. Fabrication mécanique**

L'approvisionnement de certains composants standards fut très long, ce qui conditionna le délai de fabrication de la machine entière. La tragédie de Fukushima au même moment a retardé la livraison de certains capteurs provenant du Japon. La fabrication du rodoir, du cardan et du joint tournant a été assurée par l'entreprise Besançon & Jenneau spécialisée dans cette production. Cette société étant débordée par les commandes, l'outillage n'a pas pu être livré pendant la phase d'assemblage de la machine. À la livraison, l'outillage n'était pas adapté au nez de broche fabriqué, la fabrication d'une pièce d'adaptation complémentaire a dû être réalisée rapidement, mais a encore fait prendre du retard. La première visite d'inspection mécanique n'a pas abouti directement à l'accord de livraison chez le câbleur/programmeur (société Yelloz Industry), car la machine n'était pas encore complètement assemblée. Les photos de la figure 133 montrent les trois actionneurs non assemblés.



Figure 133 : État de la machine le 20 janvier 2012.

Le 28 janvier, on découvrit que la commande du transducteur pneumatique pour la mesure in-process n'avait pas été traitée par le fournisseur. La deuxième visite d'inspection mécanique eut



lieu le 10 février 2011. L'outillage a bien été reçu chez l'intégrateur mécanique et l'adaptation a été réalisée, mais nous constatons que le rodoir n'est pas conforme à nos attentes puisqu'il n'est pas arrêté en rotation par rapport au cardan. Cette retouche supplémentaire de l'outillage n'a pas vraiment compromis les délais puisque les modifications ont été réalisées en temps masqué chez le fournisseur. Ce même jour, nous détectons plus de 10 points de contrôle non satisfaisants. La troisième visite d'inspection mécanique a abouti à l'accord de livraison chez l'électricien le 23 février 2012. La machine fut effectivement réceptionnée à Egly dans les locaux de la société Yelloz Industry.

### 5.3.3. Câblage électrique

L'opération d'installation de l'armoire électrique sur la partie mécanique de la machine fut réalisée rapidement. Malheureusement, des câbles spécifiques pour l'alimentation de puissance des actionneurs ont été égarés lors du transport de Sainte-Menehould (SECMA) à Egly (Yelloz Industry). Le réapprovisionnement de ces câbles fut long (un mois) et pénalisa sérieusement l'avancement du projet.



Figure 134 : Photographies de la machine nue à gauche, de l'armoire électrique au milieu et de l'interface utilisateur à droite.

Le 23 avril 2012, les nouveaux câbles électriques étaient enfin livrés chez le bon fournisseur. Le câblage pouvait donc continuer. La quasi-totalité du câblage a été effectuée le 12 juin, mais un nouveau problème survient : les moteurs ne doivent pas être alimentés avec les mêmes tensions (380 V triphasés pour le moteur de rotation et 220 V triphasés pour le moteur de battement). L'intégration d'un transformateur 380 /220 triphasé s'est avérée indispensable pour satisfaire les exigences de sécurité qui préconisent une seule source d'alimentation électrique. L'achat et l'installation de cet équipement complémentaire n'ont pas pénalisé l'avancement du projet puisqu'ils sont menés en parallèle de la programmation. L'inspection du câblage par l'organisme de certification n'a pas relevé de problème majeur. La vérification des modes de fonctionnement sera réalisée après l'installation sur site.

### 5.3.4. Programmation

Avant même l'assemblage mécanique de la machine, la société qui nous fournit la commande numérique et les variateurs de puissance a fait intervenir un ingénieur chez SECMA pour mettre au point le processus de démarrage du pilotage de l'axe linéaire. Cette opération

réalisée avec succès à l'horizontale fut nettement plus délicate à la verticale chez le prestataire électricien.

La programmation séquentielle et l'interface homme-machine ont rapidement progressé, mais la gestion du pilotage des axes a nécessité plusieurs interventions de spécialiste. Ainsi le réglage correct du moteur couple fut réalisé le 24 juillet 2012 suite à une troisième intervention de l'ingénieur de la société Beckhoff.

La mesure in-process du diamètre ne posa aucune difficulté en terme d'intégration à la commande numérique. Le capteur étant relié directement à l'ordinateur via une carte d'acquisition analogique, la lecture de la mesure s'effectue en continu. Le réglage d'usine du capteur et de la chaîne de mesure a été validé avec l'emploi de la bague étalon (0V) et des chemises à diamètres connus.

La mise en œuvre de la mesure de force fut plus délicate, en effet la communication entre l'ordinateur et le transducteur de mesure devait être réalisée par communication Profibus. Ce montage était réalisé pour permettre la modification des paramètres du transducteur par l'ordinateur de commande. À défaut de bonne lecture des mots renvoyés sur le canal du Profibus, le transducteur est connecté en + ou - 10 V sur une entrée analogique libre de la commande.

### **5.3.5. Finalisation**

La phase de programmation a abouti fin septembre 2012. Les séquences de rodage programmées nécessitent une mise au point pour assurer la génération de la surface rodée.

Cette sous partie décrit les manipulations réalisées pour mettre au point le fonctionnement de l'expansion avec la prise de référence de la cote contact et la régulation en effort.

#### **5.3.5.1. La mise au point de l'expansion**

Au démarrage, avant chaque début de cycle, la machine ne connaît pas la surépaisseur de matière à enlever ni l'épaisseur des pierres abrasives montées sur l'outil. Le cycle de repérage de la cote radiale de contact permet de mettre à jour la position radiale qui correspond au contact des pierres avec la surface cylindrique dans le repère de l'expansion. Le capteur de force placé sur la tige d'actionnement de l'expansion permet de connaître instantanément la force appliquée par le vérin électromécanique.

La figure 135 (a) montre l'évolution de la position du poignard d'expansion et la force d'expansion mesurée en fonction du temps sans pièce à roder, c'est-à-dire à vide, pour une vitesse d'expansion de 8  $\mu\text{m/s}$ . La mise en contact de la tige du vérin avec la came d'expansion du rodoir se traduit par l'augmentation de la force au bout de 27 secondes, à la position d'expansion 2,080 mm. La machine est programmée pour pousser l'expansion jusqu'à obtenir une force de 300N, après le système se rétracte. Cet essai permet de retrouver la raideur des ressorts du rodoir mesurée préalablement (partie 3.2.1).

L'essai figure 135 (b) est identique mais réalisé en présence d'une chemise, avec l'outil au milieu du cylindre. L'augmentation soudaine de la force au bout de 40 secondes, à la position d'expansion 2,230mm traduit une raideur beaucoup plus importante, celle du système « rodoir bloqué dans le cylindre ».

Le graphe figure 135 regroupe les deux essais précédents. Les évolutions sont représentées en fonction de la position d'expansion. L'augmentation flagrante de la raideur à la position 2,230 mm correspond bien à la position de mise en contact avec les pierres.

Ce cycle est adopté pour repérer la position de départ de l'expansion avant chaque cycle de rodage.

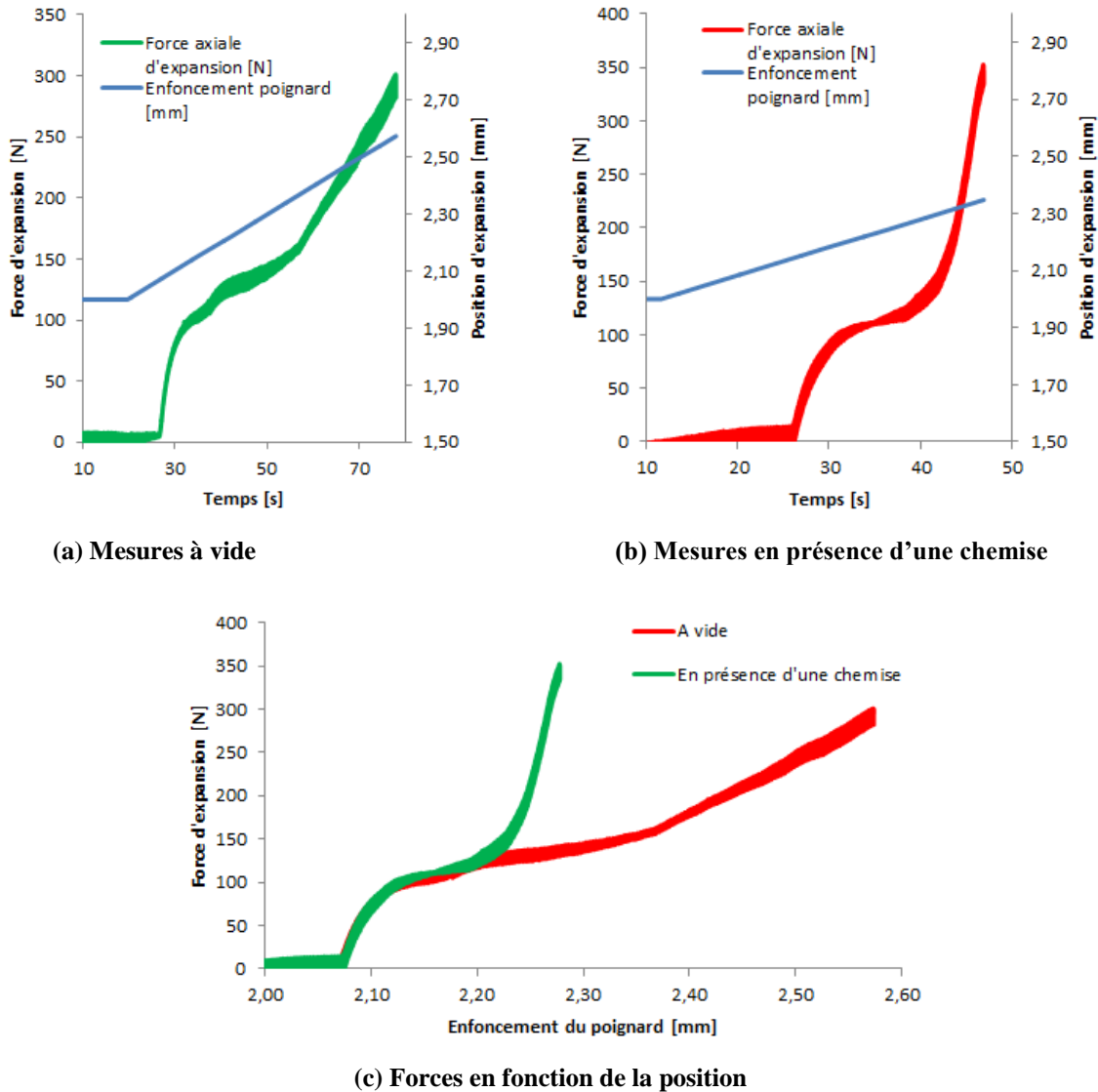


Figure 135 : Mesure de la position d'expansion correspondant au contact des pierres dans le fût.

### 5.3.5.2. Régulation de la force de rodage

Une des innovations de la machine de rodage conçue repose sur l'emploi de vérins électromécaniques pour actionner l'expansion à la place des vérins hydrauliques.

Le fonctionnement naturel de ces actionneurs correspond à l'asservissement de position de sortie de tige du vérin, c'est le mode d'expansion électromécanique décrit dans les chapitres 1 et 2. Pour réaliser l'équivalent du mode d'expansion hydraulique, il faut asservir la force mesurée par le capteur de force à jauges de déformation placé en bout de tige du vérin en agissant sur la position d'expansion. Cet asservissement a été très délicat à régler car le modèle du système n'est pas le même quand les pierres s'écartent ou quand elle se rétractent.

Nous avons retenu une régulation en tout ou rien avec hystérésis. La figure 136 montre l'action d'un tel asservissement au cours d'une séquence de rodage. Les seuils de commutation ont été réglés entre 280 et 300 N et la vitesse de consigne de rattrapage est de  $8\mu\text{m/s}$ . Au début (instant  $t=85\text{s}$ ), la courbe de force présente un dépassement de 50N. Ensuite et jusqu'à la fin du cycle l'amplitude crêtes à crêtes des auto-oscillations stables est d'environ 50 N. Ces performances

perfectibles par action sur l'asservissement sont suffisantes pour notre application sur la machine de rodage.

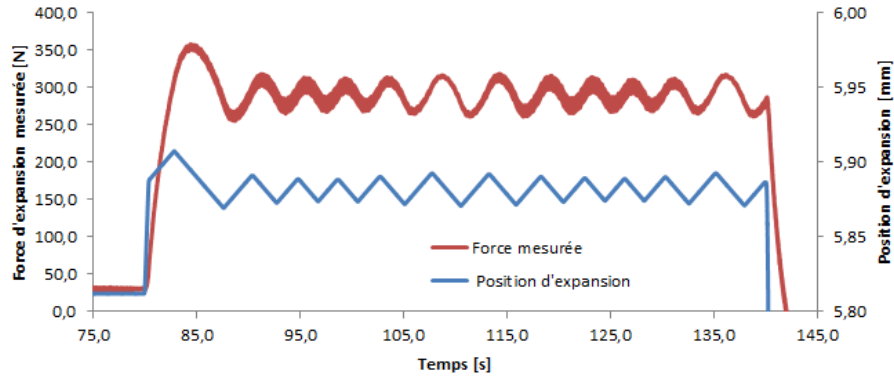


Figure 136 : Régulation de la force d'expansion en rodage.

Lors du stage de M2 de Mlle Ksenija Stanojevic à Supélec, nous avons modélisé l'axe d'expansion avec son moteur, son codeur, la mécanique de transmission, le capteur d'effort et le rodoir avec ses ressorts de rappel. La fonction de transfert du système en boucle ouverte qui donne la force en fonction de la tension appliquée au moteur est au moins du troisième ordre. Ce système est quasiment intégrateur avec une très grande constante de temps et deux autres très rapides. Son diagramme de Bode, figure 137, présente en plus une anti-résonance.

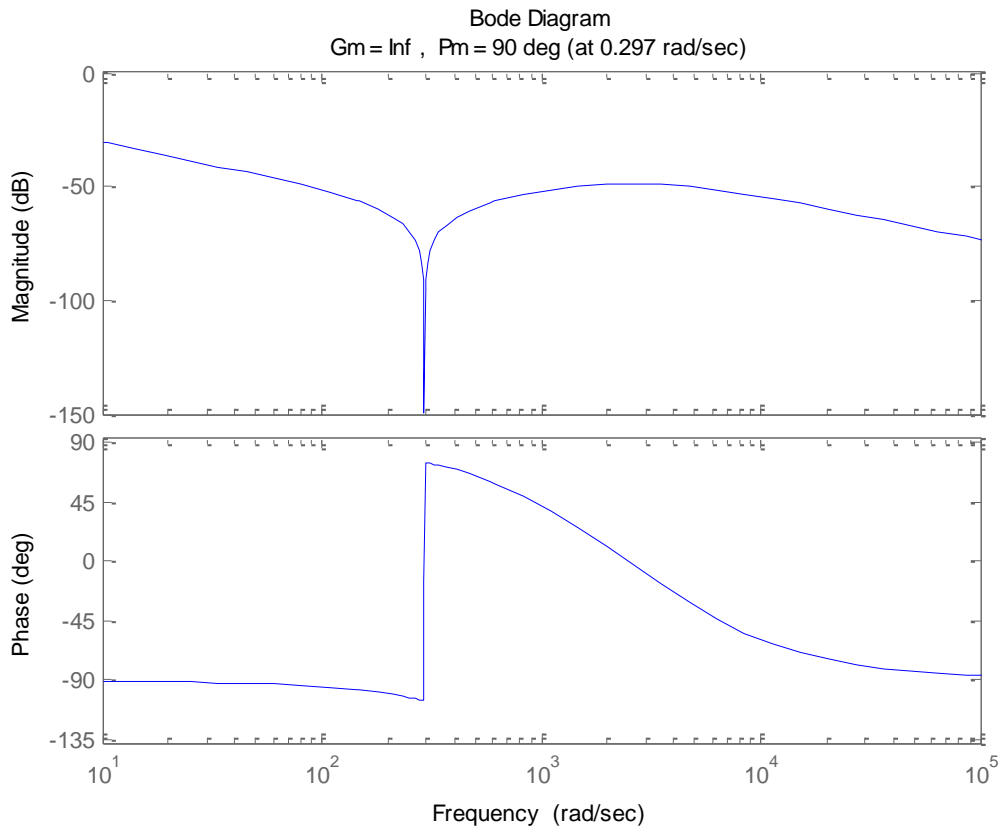


Figure 137 : Diagramme de Bode du système en boucle ouverte.

Le réglage simulé avec un correcteur PI n'a pas donné satisfaction. Par contre l'utilisation d'un correcteur à avance de phase a été proposé et devrait permettre un réglage stable et précis.

Pour appliquer cette étude au prototype, une identification des caractéristiques du système réel est nécessaire. L'implantation d'un correcteur spécifique est possible puisque la commande et l'autopilotage sont accessibles, réglables et reprogrammables sur l'automate Beckhoff. Le mode d'asservissement proposé par Supélec devrait éliminer les oscillations de force du réglage actuel. L'impact sur la qualité des surfaces rodées sera étudiée.

## 5.4. Résultats et conclusion

Après un an et demi de conception et d'étude puis un an de fabrication et programmation, la machine est opérationnelle et satisfait le cahier des charges.

### 5.4.1. Résultats

La commande numérique autorise tous les fonctionnements d'une machine classique avec la possibilité de régler plus de paramètres et avec des performances dynamiques bien supérieures. Le rodage HSH que les experts Renault ont eu beaucoup de mal à mettre en œuvre sur une machine Gehring classique, est réalisé sans difficulté et avec des meilleures conditions de coupe sur la machine prototype. Les principales fonctionnalités innovantes sont présentées et validées ci-dessous.

#### 5.4.1.1. Asservissement de l'angle de rodage et rodage multi-angle

La machine prototype est programmée pour interpoler les axes de rotation et de battement afin de respecter une trajectoire définie par l'utilisateur. Ce mode de fonctionnement permet la réalisation du rodage asservi en angle qui a fait l'objet d'un dépôt d'enveloppe Soleau (ANNEXE III). Le suivi précis de la consigne d'une trajectoire triangulaire permet de supprimer les traces d'inversions par rapport à un rodage classique. Il s'agit d'une revendication du brevet de Sunnen paru en 2011.

La trajectoire présentée ci-dessous intègre en plus un changement d'angle de strie sur la partie haute de la surface cylindrique. Ce rodage multi-angle doit permettre de réaliser des chemises dites mixtes qui présentent un motif typique du HSH sur la partie basse pour favoriser les écoulements dynamiques et un motif typique du rodage classique sur la partie haute pour limiter la remontée d'huile.

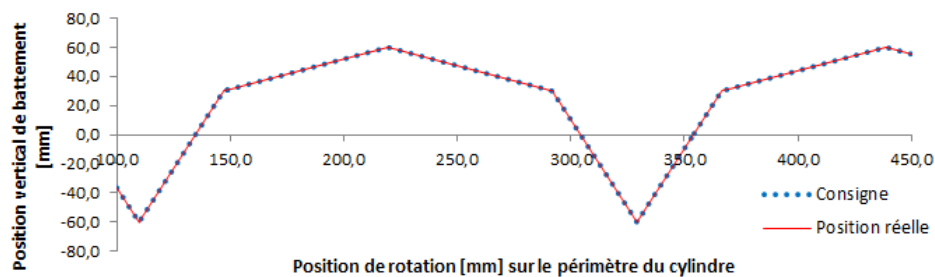


Figure 138 : Trajectoire pour rodage multi-angle mixte "HSH Bas Classique Haut".

Encore une fois la meilleure combinaison entre ces deux motifs optimisant les performances moteur doit faire l'objet de travaux à venir.

En tant que concepteur de cette machine et inventeur de cette trajectoire de rodage, nous nous intéressons aux réponses des actionneurs à nos commandes. En haut de la trajectoire l'angle de strie à  $45^\circ$  nécessite une vitesse de rotation élevée et une vitesse de battement faible. En bas de la trajectoire l'angle de rodage à  $135^\circ$  impose une vitesse de battement élevée et une vitesse de

rotation faible. Dans le cas d'un suivi de trajectoire interpolée, les vitesses doivent s'annuler à l'abord du point d'inversion défini qui est un point de rebroussement. Pour cette trajectoire mixte, le point d'inversion haut sollicite fortement l'axe de rotation (lancé à pleine vitesse), alors que le point d'inversion bas sollicite davantage l'axe linéaire de battement. Les figure 139 (a) et (b) présentent la consigne et la trajectoire réelle pour une vitesse de coupe de 25m/min. On remarque au point d'inversion haut, figure 139 (a), que la position en rotation est dépassé de 0,4 mm et de 0,2mm sur l'axe vertical. Au point d'inversion bas, figure 139 (b) la position en rotation est dépassée de 0,25mm et de 0,3mm sur l'axe vertical. Les figure 139 (c) et (d) sont issues des mêmes trajectoires parcourues à une vitesse de 45m/min. On remarque alors que les dépassements sont de 0,7mm pour la rotation et 0,2mm pour le battement en haut. En bas le dépassement est de 0,45 mm sur l'axe de rotation et 0,4 mm sur l'axe vertical. L'augmentation de la vitesse de parcours dégrade surtout les performances de l'actionneur de rotation.

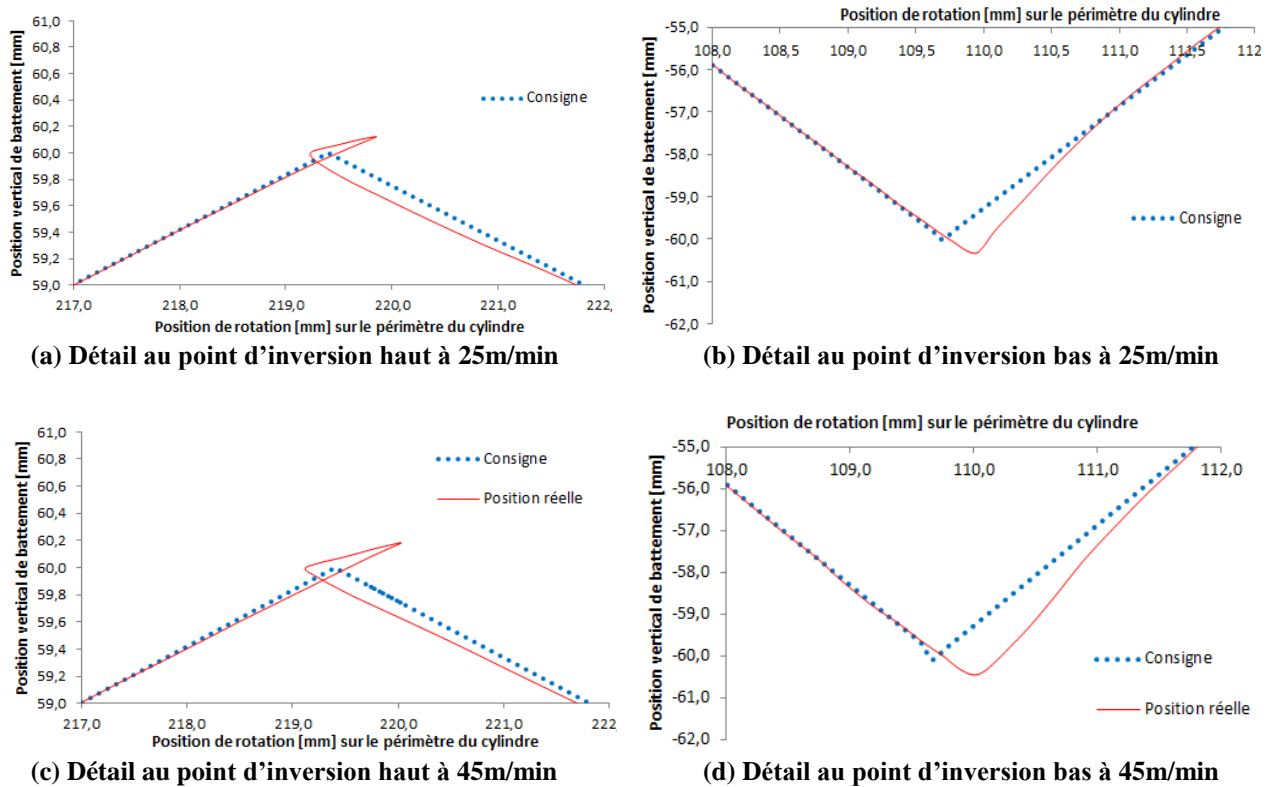


Figure 139 : Détails des trajectoires pour rodage multi-angle mixte "HSH Bas Classique Haut".

En conclusion les performances atteintes sont suffisantes pour notre application mais perfectibles. L'amélioration du réglage de l'asservissement du moteur couple (de rotation) devrait permettre de diminuer l'erreur de poursuite.

### 5.4.1.2. Rodage multi-cercles

Le rodage « multi-cercles » est une nouvelle méthode de rodage fondée sur des trajectoires de rodage spécifiques permettant d'obtenir des motifs circulaires entremêlés apparents dans la texture de surface. Ces trajectoires ont été mises au point à l'aide de la simulation (partie 2.3.3.3) avant d'être implémentées dans la machine prototype. Elles sont caractérisées par le nombre  $N_z$  de cercles sur la hauteur du cylindre et le nombre  $N_p$  de cercles sur le périmètre du cylindre. Le rayon des cercles est noté  $x$  et la vitesse de parcours de la trajectoire  $y$  en mm/min. Une trajectoire multi-cercles est désignée par la notation :  $N_z \times N_p \times R_x$



Fy. Il existe des combinaisons entre  $N_z$  et  $N_p$  qui permettent une couverture homogène de la surface avec un nombre minimum de battements égal à  $N_p$ . On calcule  $x$ , le rayon des cercles en fonction du diamètre du cylindre par la relation :

$$x = \frac{\pi \cdot D}{2 \cdot N_p} \quad (41)$$

#### 5.4.1.2.1 Trajectoire multi-cercle 1X3 R37,5 F60000

Cette trajectoire décrit un seul cercle sur la hauteur du cylindre et trois cercles sur le périmètre. Le grand rayon d'interpolation autorise une très grande vitesse de balayage. La trajectoire représentée figure 140 a été parcourue à la vitesse de coupe de 60m/min. On remarque que la consigne est parfaitement respectée car il n'y a pas de point de rebroussement. Cette trajectoire ne fait pas intervenir d'accélération importantes ni d'à-coups, elle réduit la consommation énergétique et l'usure de la machine. Nous avons suggéré d'appeler cette nouvelle méthode de rodage « ECO ». Elle peut être déployée pour de l'ébauche avec une très grande vitesse de coupe pour obtenir un enlèvement de matière maximum. Elle permet donc de gagner du temps de cycle.

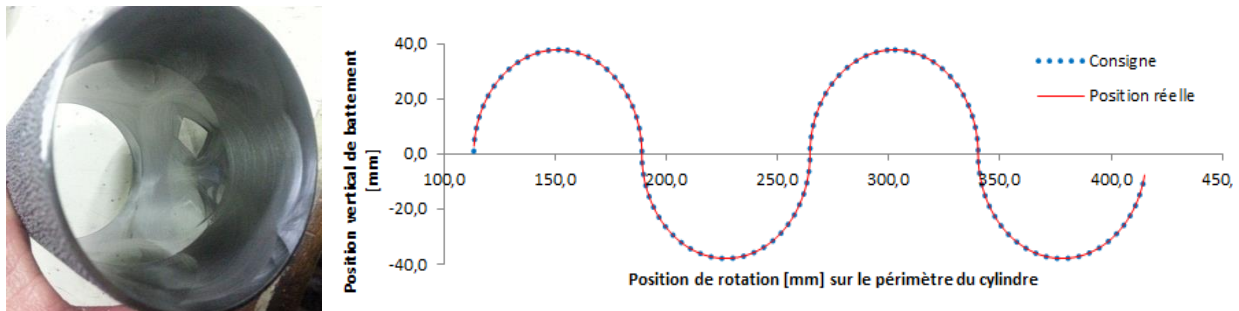


Figure 140 : Chemise texturée et trajectoire multi-cercles 3X1.

La texture obtenue présentée sur la photo de la figure 140 révèle l'originalité du motif. Des études de tribologie devront définir son domaine d'application.

#### 5.4.1.2.2 Trajectoire multi-cercle 8X15 R7,56 F25000 à F45000

Cette trajectoire décrit des arcs de cercles de 7,56 mm de rayon de courbure. La combinaison de ces petits segments de trajectoire est conçue de façon à laisser les traces de huit cercles sur la hauteur et quinze cercles sur le périmètre du cylindre. Le parcours du motif est choisi pour que le sens de la rotation ne s'inverse pas afin d'éviter de déchausser les grains d'abrasif et user prématurément les pierres. La trajectoire est représentée figure 141.

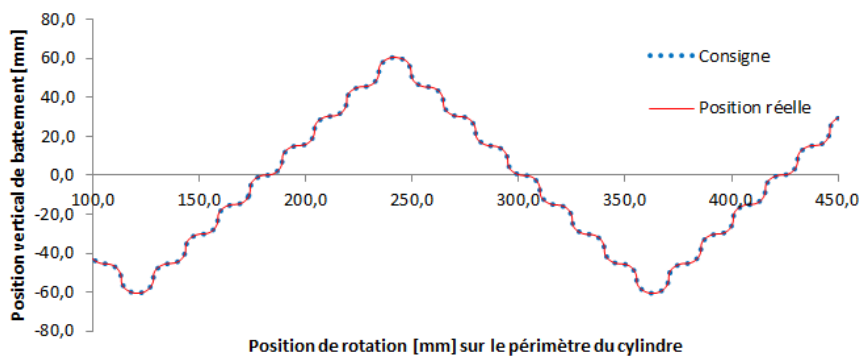


Figure 141 : Allure de la trajectoire multi-cercles 15X8 R7,56 F25000.



La photo figure 142 donne un aperçu de la texture issue d'un tel rodage. On retrouve bien les traces circulaires. Le contrôle de la force d'expansion pendant ce cycle permet de maîtriser la densité des stries et la « profondeur » du motif obtenu. Des études de tribologie devront définir son domaine d'application.

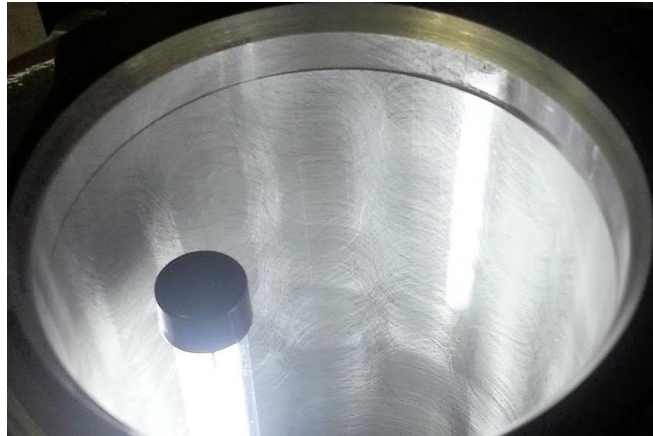


Figure 142 : Photographie de l'aspect de surface issu d'une trajectoire de rodage multi-cercles 15X8.

Les graphes de la figure 143 représentent des détails des trajectoires réelles pour plusieurs vitesses de coupe. Sur la figure 143 (a), la trajectoire est parcourue à vitesse constante de 25 m/min et l'erreur de poursuite est négligeable. figure 143 (b), à 35 m/min, on remarque un dépassement suivi d'un rattrapage qui ralentit la machine sur le cercle le plus haut. Enfin, à 45m/min, ce type de problème apparaît à chaque fin d'arc de cercle interpolé. Dans ce cas la vitesse est nettement dégradée.

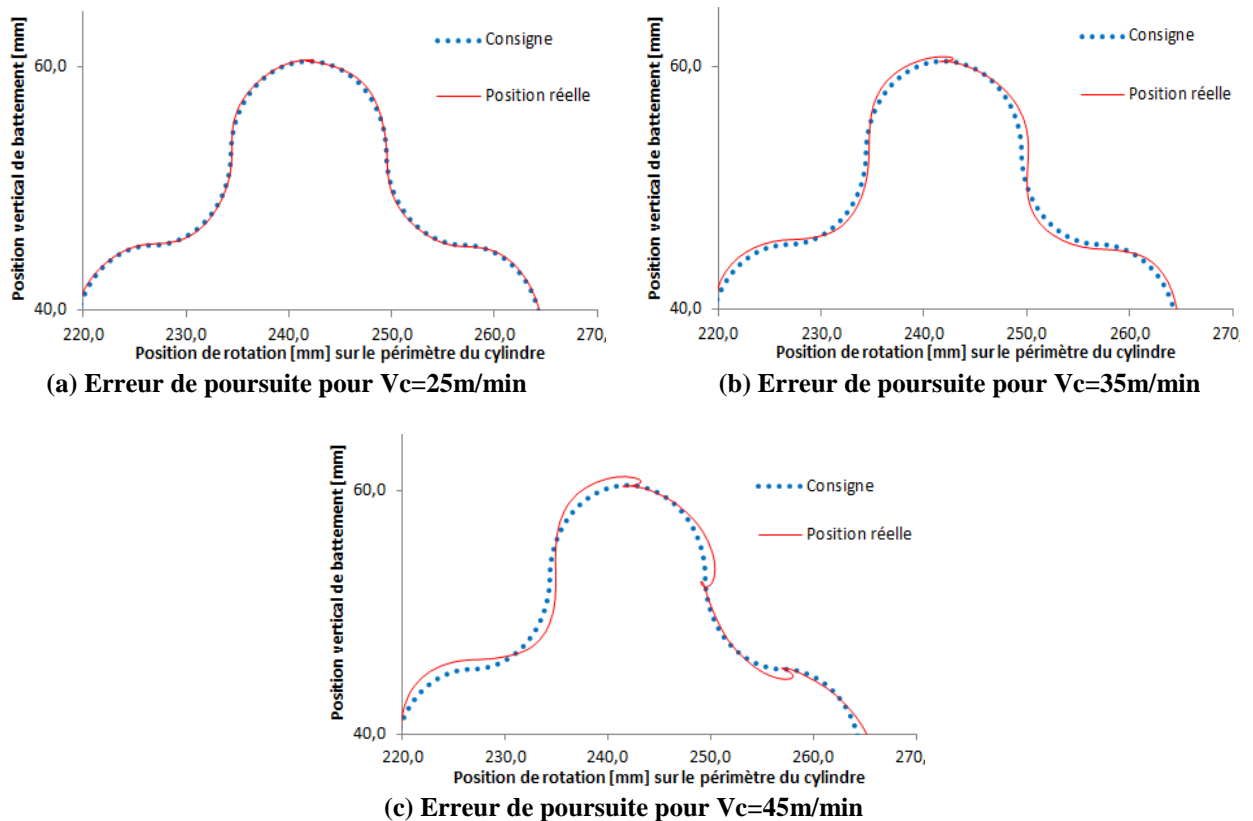


Figure 143 : Dépassement et erreur de poursuite en trajectoire multi-cercles en fonction de la vitesse de coupe.

Comme prévu, plus les rayons de courbure sont petits, plus les actionneurs sont sollicités. Des réglages plus fins des asservissements d'axes et des interpolations permettront de repousser ces limites. C'est pourquoi, dès le début du projet, il a été prévu une commande ouverte avec accès aux réglages des asservissements d'autopilotage.

## **5.4.2. Conclusion**

L'étude et le développement de cette machine se sont accompagnés d'une activité innovante importante : plusieurs enveloppes Soleau ont été déposées et un ensemble de revendications a été collecté pour former un projet de brevet.

### **5.4.2.1. Perspectives d'utilisation à moyen terme**

Comme évoqué précédemment, la priorité va être mise sur des essais de tribologie pour déterminer les propriétés des surfaces présentant des nouveaux motifs de texture. Cet axe de recherche nécessite la mise au point fine des nouveaux modes de rodage. Le choix des abrasifs, la taille des pierres et les forces d'expansion utilisées doivent faire l'objet d'un plan d'expérience, similaire à une mise au point industrielle. La principale difficulté est de connaître la micro-topologie la plus pertinente en fonction du motif, cette donnée d'entrée du procédé devrait être évaluée par des simulations tribologiques du contact piston/segment/fût.

Les premières chemises rodées issues d'une trajectoire multi-cercles ont été réalisées avec un rodoir ébauche équipé d'abrasifs diamant à gros grains (D126). Nous avons constaté que la rugosité produite était très inférieure à la rugosité habituelle en ébauche avec ce même grain. Cette propriété du rodage multi-cercle va faire l'objet d'une étude poussée, pour démontrer un gain de temps de cycle par rapport à une opération classique.

Pour l'industriel Renault, principal sponsor de ce prototype, la production de chemises rodées avec la méthode HSH en condition de coupe non dégradée est prévue. Cette étude permettra d'identifier les éventuels gains sur la qualité et sur le temps de cycle de cette méthode par rapport à la méthode à vitesse de coupe dégradée pratiquée sur les machines courantes.

L'aboutissement de ces études devrait permettre la finalisation du projet de brevet qui regroupera ainsi une texture de surface optimisant les performances moteurs et le moyen de la produire de manière industrielle.

### **5.4.2.2. Améliorations envisageables**

Lors du passage de la conception à la réalisation, certains points du cahier des charges ont été mis de côté pour réduire le coût du projet et le rendre réalisable. Cependant, ces idées d'innovation, d'instrumentation ou d'amélioration peuvent toujours faire l'objet d'un nouveau développement.

- Dès le début de la thèse, la problématique de mesure fine de la pression de contact abrasif/fût se pose dans les expérimentations. Une instrumentation d'un porte-pierre du rodoir est pourtant assez simple à réaliser. Il suffit de placer un ou deux micro-capteurs de force sous la pierre abrasive. La difficulté repose sur la transmission des signaux des capteurs vers un appareil d'acquisition. La structure inversée de la machine prototype facilite grandement la mise en place d'un tel montage expérimental puisque l'outil ne subit pas le mouvement de battement. Une transmission rotative du signal des jauges existe dans des dispositifs standards. L'utilisation de la commande numérique en tant que système d'acquisition simplifie le montage expérimental. Ce développement

permettrait une étude fine du comportement de l'abrasif sous différents modes d'expansion. Dans un deuxième temps une régulation fine de la force de rodage pourrait être réalisée par bouclage sur ce capteur.

- La deuxième expansion électromécanique, coaxiale à la première, n'a pas pu être réalisée. Elle permettrait l'actionnement d'un rodoir à double expansion. Son intégration sur la machine prototype expérimentale n'a pas forcément d'intérêt. Cependant sur une version industrielle de rodeuse, cette deuxième expansion n'est pas une option puisqu'elle permet un gain de temps significatif.
- De même l'intégration de la solution brevetée de rodoir à triple expansion n'a pas été implantée sur le prototype. Le coût de fabrication du corps du rodoir spécifique dépasse largement le coût global de l'outillage nécessaire au démarrage de la machine.
- La lubrification par le centre de l'outil, bien qu'abandonnée, peut être mise en place en intégrant un joint tournant pour lubrifiant et un nouvel outillage. Cette option peut être remise au goût du jour si l'on prévoit d'acheter un outillage pour des diamètres différents.
- Enfin, le dernier aménagement de la machine non réalisé actuellement est un montage adaptatif pour pouvoir roder des chemises de différents formats. Les chemises à collerette pour les bancs d'essais moteur FEV<sup>®</sup> devraient être bridées dans un montage porte pièce légèrement différent de celui livré d'origine.

Pendant la réalisation de la machine prototype, d'autres idées d'amélioration ou de développement ont été émises. Celles qui n'ont pas pu être intégrées dans le cahier des charges sont développées ci-dessous.

- L'automatisation de la lubrification améliorerait l'ergonomie d'utilisation. Cette amélioration est programmable dans la commande numérique, cependant il faut connecter la pompe de lubrification à un relais pilotable qui n'est pas actuellement prévu dans l'armoire électrique. De même, la coupure automatique de la fuite d'air comprimé pour la mesure in-process hors cycle de rodage améliorerait le confort d'utilisation en diminuant le bruit.
- Le mélange d'air comprimé pour la mesure in-process et de liquide de coupe génère un brouillard d'huile. Ce problème est soulevé dans le cas du prototype puisque l'espace de travail est fermé et très confiné. L'ajout d'une hotte d'extraction filtrée éviterait l'infiltration du brouillard d'huile hors de l'espace de travail. Pour l'instant, il est conseillé à l'utilisateur d'attendre la retombée du brouillard avant d'ouvrir la porte pour éviter d'inhaler du liquide de coupe. Le risque d'explosion est minime mais présent lorsque le liquide de coupe est de l'huile entière.
- Les chemises adaptées à la machine expérimentale sont des cylindres en fonte qui sont normalement placés dans le moule de fonderie du carter. Cette solution a été retenue pour réduire le coût des expériences. Il peut être intéressant de développer un moule de fonderie pour englober les chemises en fonte et leur conférer une plus grande rigidité. La chemise ainsi rodée correspondrait exactement à son homologue provenant d'un carter à 3 ou 4 cylindres.
- La mesure in-process du diamètre peut être utilisée de manière astucieuse hors cycle de rodage pour déterminer les défauts de formes du cylindre. Ce mode de fonctionnement est facilement implantable dans la machine en générant la trajectoire de mesure adéquate. Le traitement de l'information de la mesure au cours de ce cycle peut être l'objet d'un projet de développement d'une technique de mesure rapide.
- La trajectoire de rodage dite « ECO » peut être modifiée pour donner une texture type triangle (angle de rodage classique). Pour cette trajectoire basée sur des sinusoides, la

modification consiste à déphaser le mouvement de rotation d'une demi période par rapport au mouvement de battement (voir partie 2.3.3.3). La trajectoire conséquence de ce déphasage est un parcours triangulaire sans trace d'inversion mais avec des points de rebroussements. Ce mode de pilotage nécessite de piloter directement les axes de la machine sans passer par le module d'interpolation de la trajectoire. Sa mise en œuvre pourra faire l'objet de développements ultérieurs.

#### **5.4.2.3. Industrialisation de la machine prototype**

Le prototype finalement réalisé est légèrement différent du concept initial de machine industrielle. La broche a été initialement prévue pour deux expansions coaxiales. La deuxième expansion qui aurait présenté un surcoût de 10% n'a pas été réalisée. Le concept initial est approprié et dimensionné pour une machine industrielle de production de masse. Le refroidissement hydraulique du moteur couple sans intérêt sur le prototype peut être rajouté sans difficulté, car la circulation de fluide est prévue autour du stator. Le prototype est constitué d'un axe linéaire vertical standard suffisant pour obtenir les bonnes performances dynamiques ( $50\text{m/s}^2$ ) en ne déplaçant qu'une chemise avec son bridage (5kg). La version industrielle de la machine de rodage à structure inversée nécessite la conception d'un axe vertical dimensionné pour déplacer avec les mêmes performances dynamiques un carter cylindre et son bridage (environ 55kg).

## **Conclusion générale**

L'objet des travaux menés a évolué au cours des trois années de thèse. La problématique initiale d'augmentation de la flexibilité en production d'une machine de rodage conventionnelle n'a pas trouvé de solutions techniques satisfaisantes pour la stratégie industrielle de Renault. En revanche, l'étude fine du parc de machines a révélé les limites des machines actuelles qui empêchent toute évolution du procédé. Ce constat a mis en évidence le besoin industriel d'un outil de développement pour conserver à Renault son cœur de métier de motoriste. La thèse a donc pris deux orientations :

- développer un logiciel de simulation du procédé d'abrasion pour mieux le comprendre.
- développer une machine prototype ouverte, affranchie de toutes les limites contraignantes actuelles pour pouvoir tester d'autres méthodes de rodage.

Dans le premier chapitre, le rodage est présenté sous un aspect purement génie mécanique. Une partie de la formation « métier rodage » est donc reprise dans cette présentation. La description des moyens et de la méthodologie de fabrication nous montre l'état de l'art du procédé et met en évidence ses limites. L'étude bibliographique a révélé qu'il n'existe pas de modèle scientifique d'enlèvement de matière adapté aux procédés d'abrasion. Des simulations d'écoulement de matière illustrent les différents modes de coupe autour d'un grain, mais aucun modèle ne fait intervenir une distribution stochastique de grains comme c'est le cas pour les pierres utilisées en rodage. Par contre, il existe une multitude de moyens de contrôle des surfaces rodées. De nombreuses études empiriques visent à relier la qualité des surfaces rodées à certains paramètres du procédé. Finalement l'étude bibliographique a abouti à formaliser le cahier des charges d'un outil de simulation. Les expériences décrites dans la littérature servent de base pour le développement d'un modèle de coupe.

Le deuxième chapitre consacré à la simulation présente la démarche de conception, la validation et la mise en œuvre du logiciel.

Dans un premier temps, la géométrie de l'outil et du cylindre, la cinématique du procédé et les séquences de rodage ont été fidèlement reproduites dans l'environnement virtuel à l'aide d'une double discrétisation de l'espace et du temps. Ce premier module calcule la cartographie du nombre de passages de pierre à l'issue de l'opération. Il permet d'étudier par exemple l'influence de la taille des pierres et de leur répartition angulaire sur l'homogénéité de la surface produite. Les cartographies aident à choisir le paramétrage de la trajectoire de rodage, l'angle de rodage et la longueur de la course. Une simulation a mis en évidence une surdensité de passages en haut et en bas du cylindre en cas d'accélération insuffisante. A ce stade la simulation a été utilisée pour la mise au point du procédé HSH pour Renault par les experts métiers. Le nombre de battements pour la phase de super-finition a été choisi de manière à obtenir un recouvrement total de la surface.

Dans un deuxième temps, nous avons développé un modèle original d'abrasion en rodage. Il est basé sur l'interaction des taux de portances de la surface et de l'abrasif pour chaque maille en contact. L'enlèvement de matière, la modification du taux de portance de la surface et la pression locale de contact sont déterminés pour chaque maille et à chaque itération en fonction de la profondeur de pénétration des grains abrasifs dans la matière du fût. Des cartographies d'épaisseur de matière restante et de rugosité sont ainsi mises à jour. L'intégration des pressions

de contact sur toutes les mailles en contact donne la force radiale de rodage. Nous pouvons ainsi simuler les deux modes d'expansion courants : électromécanique avec pilotage de la position des pierres ou hydraulique avec contrôle de la force de contact.

L'historique des enlèvements de matière par maille permet de reconstituer la texture locale et de la qualifier par trois critères (densité de stries, répartition des stries, taux de stries conformes). Cet outil permet actuellement de prédire de manière générale la durée d'un cycle de rodage et les défauts de forme prépondérants en sortie de machine. Les expériences de validation présentées prouvent la fidélité de la simulation dans les limites de phénomènes d'abrasion maîtrisés (conditions de coupe proches du standard). La simulation complète du procédé de rodage est aujourd'hui un outil de développement permettant d'évaluer dans un environnement virtuel l'impact sur la pièce produite d'un nouveau réglage ou d'une nouvelle technique de rodage. Elle a aussi permis de tester des trajectoires originales avant leur mise œuvre sur le prototype.

Une évolution possible de ce logiciel devrait permettre la prédiction de plus de critères de topologie de la micro-géométrie. Elle nécessiterait la complexification du modèle, notamment en intégrant un taux de portance bidirectionnel discrétisé pour chaque maille. Il faudrait également développer une méthodologie de caractérisation des abrasifs pour obtenir rapidement les constantes propres à chaque abrasif nécessaires à la simulation. Le logiciel pourrait également intégrer l'usure des abrasifs et prendre en compte la déformation des fûts sous les contraintes de coupe. Toutes ces évolutions possibles du logiciel ne sont réellement intéressantes que si elles sont couplées à des expérimentations spécifiques permettant de les valider. Ces expérimentations sont maintenant réalisables grâce à la machine prototype.

La machine prototype développée constitue la synthèse des études théoriques et expérimentales menées au cours de la thèse. Le déploiement des actionneurs les plus performants du marché lui permet de dépasser de loin les performances des machines commercialisées. La structure inversée, fruit de la réflexion sur le robot six axes, a été appliquée à cette machine pour optimiser les masses en déplacement et réduire la consommation énergétique. L'expansion électromécanique de notre machine est conçue de manière à pouvoir imiter le comportement d'un vérin hydraulique sans en avoir les inconvénients. Cette innovation permet de commuter d'un pilotage en position à un pilotage en force de l'expansion, pour réguler la puissance de coupe. La commande numérique autorise tous les fonctionnements d'une machine classique avec la possibilité de régler plus de paramètres et avec des performances dynamiques bien supérieures. Après deux années, le projet est enfin abouti et la machine est fonctionnelle au laboratoire. Les améliorations techniques mises de côté pour alléger le budget et celles apparues au cours du développement sont décrites dans la partie 5.4.2. Elles pourront faire l'objet de projets universitaires.

Le rodage HSH que les experts Renault ont eu beaucoup de mal à mettre en œuvre sur une machine Gehring classique, est réalisé sans difficulté et avec de meilleures conditions de coupe sur la machine prototype. Cette fonctionnalité va faire rapidement l'objet d'une campagne d'essais approfondis pour l'industriel Renault afin de déterminer les performances machine minimales nécessaires à une bonne qualité de HSH.

La programmation ayant été réalisée sous notre supervision, des nouveaux modes de fonctionnement ont été implantés permettant de générer n'importe quelle trajectoire à partir d'un code normalisé. A l'heure actuelle les trajectoires originales proposées dans ce manuscrit ont donné naissance à de nouvelles textures. La combinaison des deux méthodes de rodage courantes nous permet de réaliser des textures hybrides. La trajectoire multi-angles présentée permet de choisir la texture la plus appropriée à chaque niveau de la chemise. Les motifs ronds issus des trajectoires multi-cercles prouvent la faisabilité de générer un motif plus complexe que

les stries croisées. Ce mode de fonctionnement va faire l'objet de nombreuses expériences dans un avenir proche pour obtenir de nouvelles textures de surface conseillées par les experts de la tribologie. Les possibilités offertes par ce moyen hors du commun ouvrent de nouvelles pistes d'études et de développement du produit moteur, mais également du procédé. En effet la facilité de manipulation offerte par ce moyen permet de tester à moindre coût et de valider rapidement des nouvelles méthodes de rodage. Le rodage multi-cercle à un cercle sur la hauteur, dit ECO, sera validé prochainement pour réaliser l'ébauche grande vitesse des fûts sous des conditions de coupe très rapide. De même, le rodage avec des trajectoires multi-cercles doit être étudié plus finement pour mettre en évidence ses propriétés particulières, notamment le polissage rapide de la surface.

Ainsi, indépendamment de leurs applications, les nouveaux procédés peuvent être testés rapidement dans un environnement virtuel et sur la machine prototype. Par leur flexibilité, ces deux outils complémentaires rendent le travail de recherche et développement plus efficace. Par leur originalité et leur performances les outils développés dans cette thèse devraient permettre à l'entreprise et au laboratoire de se positionner parmi les leaders dans l'innovation du rodage.





## Références

- [1] L. Yingjie, B. Xingui, C. Keqiang, A study on the formation of wear debris during abrasion, *Tribology International*, vol. 18, n° 2, 1985.
- [2] G. Haasis, U.-P. Weigmann, New honing technique reduces oil consumption, *Industrial Diamond Review*, vol. 59, n° 582, pp. 205-210, 1999.
- [3] I. D. Marinescu, W. B. Rowe, B. Dimitrov, I. Inasak, *Tribology of abrasive processes*, William Andrew publishing, 2004.
- [4] S. H. Chang, T. Farris, S. Chandrasekar, Contact mechanics of superfinishing, *Journal of Tribology*, vol. 122, n° 2, pp. 388-394, 2000.
- [5] T. Matsuo, S. Toyourab, E. Oshimac, Y. Ohbuchic, Effect on grain shape on cutting force in superabrasive single-grit tests, *CIRP Annals, Manufacturing Technology*, vol. 38, n° 1, pp. 323-326, 1989.
- [6] O. Szabo, Stability criteria and break out of grains of super-hard of grinding tools, *Journal of Materials Processing Technology*, Vols. 155-156, n° 1-3, pp. 2007-2010, 2004.
- [7] M. Barge, Etude expérimentale et numérique des mécanismes de coupe par abrasion, Thèse de doctorat Ecole Centrale, Lyon, 2005.
- [8] E. Brinksmeier, A.E. Giwierzew, Chip formation mechanisms in Grinding at low speeds, *CIRP Annals, Manufacturing Technology*, vol. 52, n° 1, pp. 253-258, 2003.
- [9] E. Salje, R. Paulmann, Relation between abrasive processes, *CIRP Annals, Manufacturing Technology*, vol. 37, n° 2, 1988.
- [10] J. Lee, S. Malkin, Experimental investigation of the bore honing process, *Journal of Engineering for Industry (Transactions of the ASME)*, vol. 115, n° 4, pp. 406-414, 1993.
- [11] J.L. Douzet, Abrasifs, *Les Techniques de l'Ingénieur*, vol. B 7, n° 050, pp. 1-33, 1990.
- [12] Federation of European Producers of Abrasives, Normes FEPA 42/93 et ( ISO 8486-1-2 ), *Fepa Standard shapes and dimensions for precision superabrasives*, 2010.
- [13] G. Burkhard, F. Rehsteiner, B. Schumacher, High efficiency abrasive tool for honing, *CIRP Annals, Manufacturing Technology*, vol. 51, n° 1, pp. 271-274, 2002.
- [14] T. Ueda, A. Yamamoto, An analytical Investigation of the Honing Mechanism, *Journal of Engineering for Industry*, vol. 106, n° 3, pp. 237-241, 1984.
- [15] N. Nagel Wolf, Processus, outil et machine pour le rodage de pièces (traduit de l'allemand). Allemagne Brevet EP0219825A2, 17 10 1986.
- [16] François C. PRUVOT, Machine-outil – Présentation, *Les Techniques de l'Ingénieur*, vol. B 7, n°120, pp. 1-12, 1997.
- [17] T. Yasuo et A. Takahiro, Grindstone contact sensing method and its device, and honing method and honing machine, Japon Brevet US2009291619A1, 26 11 2009.
- [18] F. Klocke, *Manufacturing processes 2, Grinding, Honing, Lapping*, RWTH edition, 2008.

- [19] P. Covington, L. Sabri, J.V. Le-Lan, Macroscopic Cylinder Honing Process Simulation, 12th Conference on modeling of machining operations, Donostia San Sebastien, 2008.
- [20] D.K. Srivastava, A.K. Argawal, J. Kumar, Effect of liner surface properties on wear and friction in a non-firing engine simulator, *Materials and Design*, vol. 28, pp. 1632-1640, 2007.
- [21] J. Jocsak, Y. Li, T. Tian, V. Wong, Analyzing the effects of three-dimensional cylinder liner surface texture on ring-pack performance with a focus on honing groove cross-hatch angle, Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division, 2005.
- [22] International Standard Organisation, ISO13565-2 : Surface texture, profil method, surfaces having stratified functional, Genève: Normalisation, 2005.
- [23] Comité de normalisation des moyens de production, Fascicule de formation états de surface, CNOMO, 2003.
- [24] E. Salje, M. von See, Process-Optimization in Honing, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, vol. 36, n° 1, pp. 235-239, 1987.
- [25] E. Mainsah, J.A. Greenwood, D.G. Chetwynd, *Metrology & Properties Engineered Surfaces*, 1996, pp. 243-281.
- [26] J. Beyerer, F. Puente León, Suppression of Inhomogeneities in Images of Textured Surfaces, *Optical Engineering*, vol. 36, n° 1, pp. 85-93, 1997.
- [27] L. Sabri, Développement et mise en œuvre d'une méthodologie d'analyse multi-échelle du procédé de rodage en production de série, Thèse de doctorat Arts&Métiers ParisTech, Châlons-en-Champagne, 2010.
- [28] G. Balasubrialanian, R. Krishnamurthy, D.J. Whitehouse, Surface integrity of honed cylinder, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, vol. 27, n° 1, pp. 527-530, 1978.
- [29] International Standard Organisation, ISO 1101 : Geometrical Product Specifications (GPS) - tolerances of form, orientation, location and run out, Geneva, Switzerland: International Standard ISO, 2004.
- [30] B. Goeldel, M. El Mansori, D. Dumur, Macroscopic simulation of the liner honing process, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, vol. 61, n° 1, p. 319-322, 2012.
- [31] A.M. Gousskov, S.A. Voronov, E.A. Butcher, S.C. Sinha, Influence of honing dynamic on surface formation, Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference, 2003.
- [32] L. Sabri, S. Mezghani, M. El Mansori, H. Zahouani, Multiscale study of finish-honing process in mass production of cylinder liner, *Wear*, vol. 271, n° 3-4, pp. 509-513, 2011..
- [33] T. Sasaki, K. Okamura, The Cutting Mechanism of Honing, *The Japan Society of Mechanical Engineers*, vol. 2, n° 5, 1959.
- [34] H. Weule, M. Eversheim, Improved Honing Through Process-Control, *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, vol. 37, n° 1, p. 339-342, 1988.
- [35] D. Bardac, I.D. Marinescu, Surface generation in the case of honing with superabrasives, *Society of Manufacturing Engineers*, Vols. MR99-240, pp. 1-7, 1999.
- [36] B. Muralikrishnan, J. Raja, Functional Filtering and Performance Correlation of Plateau Honed Surface Profiles, *J. Manuf. Sci. Eng.*, vol. 127, pp. 193-198, 2005.
- [37] L. Sabri, S. Mezghani, M. El Mansori, J.-V.L. Lan, Toward an objective 3D description for quality assessment of manufactured honed surfaces, *Transactions of the North American Manufacturing Research Institution of SME*, vol. 37, pp. 661-668, 2009.
- [38] M. El Mansori, B. Goeldel, L. Sabri, Performance impact of honing dynamics on surface finish of precoated cylinder bores, *Surface & Coatings Technology*, vol. 215, n° Surface & Coatings Technology, p. 334-339, 2013.

- [39] Y.T. Lin, C.H. Shen, Thermal aspects of diamond honing: an experimental investigation, American Society of Mechanical Engineers, vol. 64, pp. 423-430, 1993.
- [40] Y.T. LIN, C.H. SHEN, Thermal aspects of diamond honing : an experimental investigation, Proceedings of the 1993 ASME Winter Annual Meeting, New Orleans, LA, USA, 1993.
- [41] H.A. Gonzales-Rojas, J. Vivancos-Calvet, M. Coba-Salcedo, Thermal analysis of honing process, 1st Manufacturing Engineering Society international Conference, Calatayud, 2005.
- [42] E. Felder, Usinage par abrasion, Les techniques de l'ingénieur, vol. BM, n° 7 052, pp. 1-16, 2009.
- [43] C. Evaere, P. Perrier, La flexibilité dans les organisations industrielles, Techniques de l'Ingénieur, vol. AG, n° 3 100, pp. 1-16, 1999.
- [44] Jubin, M., Ateliers flexible d'usinage, Technique de l'Ingénieur, vol. B, n° 7, pp. 1-12, 1994.
- [45] OEF2009, Flexibility, Expert report, WTH, 2009.
- [46] K. Hauk, Finishing of Piston Holes on Machining Centers, MAPAL ISOTOOL TECHNOLOGY NEWSLETTER, Sinsheim-Dühren, Juillet 2012.
- [47] E. Isambard, Etude concept modulaire sur base Gehring, documentation technique interne Renault, Renault SAS, Rueil Malmaison, juillet 2009.
- [48] J.H. Li, W.F. Fan, H. Du, R.J. Zhang, New Type Self-center and Flexible Honing and Polishing Tool, Advances in Grinding and Abrasive Processes: Selected Papers from the 12th Grinding and Machining Conference, Kunming, 2003.
- [49] H. Nakagawa, T. Hirogaki, Y. Fukuda, Study of Honing with a Machining Center - Development of a honing unit, International Journal of the Japan Society for Precision Engineering, vol. 33, n° 3, pp. 197-202, 1999.
- [50] B. Goeldel, Dispositif de rodoir à triple expansion, France Brevet FR1155999, 2010.
- [51] X.W. Xu, S.T. Newman, Making CNC machine tools more open, interoperable and intelligent—a review of the technologies, Computers in Industry, vol. 57, n° 2, p. 141-152, 2006.
- [52] S. Johansson, H. Nilssona, R. Ohlsson, C. Anderberg, B.G.Rosen, New cylinder liner surfaces for low oil consumption, Tribology international, Vol. 41, Issues 9-10, p. , 2008, vol. 41, n° 9-10, pp. 854-859, 2008.
- [53] M. Santochi, M. Vignale, F. Giusti, A study of the functional properties of honed surface, CIRP Annals, Manufacturing Technology, vol. 31, n° 1, pp. 431-434, 1982.
- [54] M.C. Malburg, J. Raja, D. J. Whitehouse, Characterization of Surface Texture Generated by Plateau Honing Process, CIRP Annals - Manufacturing Technology, vol. 42, n° 1, pp. 637-639, 1993.
- [55] P. Pawlus, Digital filtering for surface texture measurement on inner cylindrical surfaces, Measurement: Journal of the International Measurement Confederation, vol. 24, n° 3, pp. 139-159, 1998.
- [56] A.M. Gousskov, S.A. Voronov, S.A. Batzer, Dynamic stability of rotating abrasive tool for deep hole honing, Proceedings of the ASME Design Engineering Technical Conference, Pittsburgh, 2001.
- [57] F. Puente León, Evaluation of honed cylinder bores, CIRP Annals, Manufacturing Technology, vol. 51, n° 1, pp. 503-506, 2002.
- [58] A.A. Torrance, Modelling abrasive wear, Wear, vol. 258, n° 1-4, pp. 281-293, 2005.
- [59] S.A. Voronov, A.M. Gousskov, O.A. Bobrenkov, Modelling of bore honing, International Journal of Mechatronics and Manufacturing Systems, vol. 2, n° 5-6, pp. 566-579, 2009.

[60] P. Pawlus, T. Cieslak, T. Mathia, The study of cylinder liner plateau honing process, Journal of Materials Processing Technology, vol. 209, n° 20, pp. 6078-6086, 2009.

## Liste des figures

Figure 1 : Courbe de Striebeck : coefficient de frottement en fonction de la lubrification [1].	17
Figure 2 : Aperçu des blocs carter cylindre du moteur K9K (1.5dCi) et du V9X (3.0V6dCi).	17
Figure 3 : Source des consommations d'huile d'un moteur à explosion.	18
Figure 4 : Zone de frottement des segments dans le fût.	18
Figure 5 : Evolution de la consommation d'huile au cours du fonctionnement du moteur [2].	19
Figure 6 : Les trois modes d'usure abrasive, (a) labourage, (b) coupe et (c) fragmentation [5].	20
Figure 7 : Transition du mode labourage au mode de coupe [6].	20
Figure 8 : Désignation normalisée des abrasifs conventionnels.	21
Figure 9 : Désignation normalisée des abrasifs diamante ou CBN.	23
Figure 10 : Schéma cinématique d'une machine de rodage.	26
Figure 11 : Trajectoire d'une pierre sur la surface cylindrique [14].	27
Figure 12 : Différents types de rodoir expansif.	27
Figure 13 : Représentation des cônes d'expansion.	28
Figure 14 : Rodoir à une pierre pour petits diamètres.	28
Figure 15 : Rodoir double expansion Nagel.	29
Figure 16 : Photo de la machine Nagel MS-U4 installée au centre Arts&Métiers de Chalons.	30
Figure 17 : Différents types de rallonge pour rodoir.	30
Figure 18 : Mise en place des paramètres de la course de battement avec les points d'inversion.	31
Figure 19 : Schéma du dispositif d'expansion (a) électromécanique, (b) hydraulique.	32
Figure 20 : Schéma du dispositif (a) d'expansion électromécanique et (b) à double expansion.	32
Figure 21 : Principe du système de mesure in-process du Diamètre par soufflage.	33
Figure 22 : Variables d'entrée et résultats du rodage [18].	34
Figure 23 : Enlèvements de matières induit par les différentes opérations de rodage.	34
Figure 24 : Cycle de rodage ébauche.	35
Figure 25 : Actionnement du rodoir double expansion pour cycle de finition et plateau.	37
Figure 26 : Cycle de rodage finition et plateau.	37
Figure 27 : Surface de fût de carter cylindre (a) Vue 2D, (b) Vue 3D.	38
Figure 28 : Définition des zones fonctionnelles contrôlées (Point Mort Haut, Bas et Milieu) et le SUBITO.	39
Figure 29 : Machine de mesure d'écarts de forme MAHR.	40
Figure 30 : Paramètre de la norme ISO 13565 définis à partir de la courbe de portance.	40
Figure 31 : Les paramètres CNOMO définis à partir de la courbe de portance.	41

Figure 32 : Les différentes qualités d'aspect de surface pour le constructeur Renault : (a) Type 1, (b) Type 2, (c) Type 3 et (d) Type 4. ....	42
Figure 33 : Position axiale de battement en fonction du temps.....	44
Figure 34 : Architecture de broche Gehring.....	44
Figure 35 : Architecture de broche Nagel. ....	45
Figure 36 : Exemple de ligne de rodage (8 postes – 3 en cours).....	45
Figure 37 : Maillage 3D du carter cylindre [19]. ....	48
Figure 38 : Maillage surfacique d'un cylindre. ....	49
Figure 39 : Hypothèse de faible évolution du rayon. ....	49
Figure 40 : Génération d'une matrice rodoir à 3 pierres abrasives. ....	51
Figure 41 : Fonction d'identification des cellules superposées. ....	52
Figure 42 : Battements classiques. ....	53
Figure 43 : Représentation de la rugosité maximale pour une maille. ....	55
Figure 44 Différentes situations pour $Rz > Tg$ .....	56
Figure 45 : Modification du profil de rugosité pour le cas A1 : $U < Tg < Rz$ . ....	57
Figure 46 : Modification du profil de rugosité pour le cas C1 : $Tg < Rz < u < Tg + Rz$ . ....	58
Figure 47 : Coefficient d'écrasement radial pour $Tg < Rz$ .....	59
Figure 48 : Évolution de la rugosité maximale. ....	60
Figure 49 : Rugosité en régime stabilisé en fonction de la vitesse d'expansion pour 3 indentations. ....	60
Figure 50 : Calcul de la profondeur de pénétration en expansion électromécanique.....	61
Figure 51 : Dénombrement des stries apparentes.....	63
Figure 52 : Algorithme général de la simulation.....	64
Figure 53 : Maillage d'un fût réel par des mesures de forme 3D.....	66
Figure 54 : Trajectoires du point milieu d'une pierre sur le fût pour $\alpha = 45^\circ$ . ....	67
Figure 55 : Trajectoires du point milieu d'une pierre sur le fût pour $\alpha = 135^\circ$ . ....	68
Figure 56 : Trajectoires du point milieu d'une pierre sur le fût avec battements sinusoïdaux pour $\alpha = 135^\circ$ . ....	68
Figure 57 : Exemple de trajectoires battements circulaires avec $Np=7$ et $Nz=3$ . ....	69
Figure 58 : Action de la correction « macro-forme ». ....	70
Figure 59 : Évolution des trajectoires, du diamètre et de la force de coupe.....	72
Figure 60 : Enlèvement de matière en fonction de la pression [28].....	73
Figure 61 : Nombre de passage à iso paramètres pour un rodoir à 4 pierres réparties différemment. ....	74
Figure 62 : Influence de l'accélération d'inversion de battement. ....	75
Figure 63 : Recherche du nombre de battements nécessaires en phase plateau HSH. ....	75
Figure 64 : Représentation des défauts de formes.....	76
Figure 65 : Défauts de formes en fonction de l'amplitude des battements. ....	77
Figure 66 : Défauts de forme induits par l'élasticité du fût.....	77
Figure 67 Cartographie de rugosité et zones de mesure.....	78

Figure 68 : Étude de la rugosité en rodage avec expansion électromécanique.....	79
Figure 69 : Étude de la rugosité en rodage avec expansion hydraulique.....	79
Figure 70 : Aspect de surface simulé.....	80
Figure 71 : Cartographie d'aspect de surface en rodage classique.....	81
Figure 72 : Images de surfaces issues d'un rodage classique.....	81
Figure 73 : Cartographie d'aspect de surface en rodage HSH dégradé.....	82
Figure 74 : Image d'un fût rodé avec $\alpha=135^\circ$ sur une machine conventionnelle.....	82
Figure 75 : Cartographie d'aspect de surface en rodage HSH sur machine grande vitesse.....	83
Figure 76 : Montage du Rodoir sur la machine de traction / compression.....	86
Figure 77 : Force d'expansion à vide du rodoir finition Nagel D75 (Expansion 1).....	87
Figure 78 : Schéma du rodoir avec les ressorts et les forces inertielles perturbantes.....	88
Figure 79 : Position, vitesse et accélération de battement en point d'inversion bas.....	89
Figure 80 : Accéléromètre monté sur la broche de la machine Nagel (axe Z).....	90
Figure 81 : Signal issu de l'accéléromètre monté sur la broche de la machine Gehring.....	90
Figure 82 : Performances comparées Nagel/Gehring.....	92
Figure 83 : Protocole d'essai dynamique du robot.....	93
Figure 84 : Configuration poignet horizontal ( $0^\circ$ ) Configuration poignet vertical ( $90^\circ$ ).....	95
Figure 85 : Trajectoire mesurée du point 1 et cylindre de tolérance.....	97
Figure 86 : Défauts de forme après rodage ébauche.....	100
Figure 87 : Impact de la dynamique sur les critères de défauts de forme.....	100
Figure 88 : Evolution des critères de rugosité en fonction de l'accélération.....	101
Figure 89 : Aspects de surface en 3 niveaux pour 3 accélérations.....	102
Figure 90 : Taux d'enlèvement de matière pour l'abrasif IAS65/80.....	105
Figure 91 : Taux d'enlèvement de matière pour l'abrasif IAS65/120.....	106
Figure 92 : Taux d'enlèvement de matière pour l'abrasif SCG600.....	106
Figure 93 : Débit de copeaux pour l'opération d'ébauche avec abrasif D126.....	107
Figure 94 : Taux d'enlèvement de matière du D126.....	107
Figure 95 : Taux d'enlèvement de matière pour l'abrasif D107.....	108
Figure 96 : Taux d'enlèvement de matière pour l'abrasif D91.....	108
Figure 97 : Evolution des critères de rugosité en fonction du nombre de battements.....	110
Figure 98 : Evolution du critère de rugosité Ra en fonction du nombre de battement pour les deux carters.....	111
Figure 99 : Evolution du taux de portance après chaque battement.....	111
Figure 100 : Montage classique (à droite) et montage dédié à la mesure de la force axiale (à gauche)..	113
Figure 101 : Force axiale pendant un cycle plateau SCG600.....	114
Figure 102 : Force axiale de coupe en rodage ébauche avec du diamant D126/112/x44/35.....	115
Figure 103 : Force axiale de coupe en rodage finition avec un abrasif IAS65/80/1/8VS.....	116
Figure 104 : Force axiale de coupe en rodage HSH finition avec un abrasif diamant D107-200V30C7.....	116



Figure 105 : Force axiale de coupe en rodage plateau avec un abrasif SCG600KE 20 6468. ....	117
Figure 106 : Force axiale de coupe en rodage HSH plateau avec un diamant D91-25B3. ....	118
Figure 107 : L'atelier flexible, compromis entre flexibilité et productivité [44]. ....	122
Figure 108 : Dilemme flexibilité/productivité : ses manifestations et ses compromis [43]. ....	123
Figure 109 : Intérêt de la diminution de la taille des lots. ....	124
Figure 110 : Compensation des pannes par l'architecture parallèle. ....	125
Figure 111 : Comparaison de l'investissement dans une ligne transfert ou modulaire. ....	125
Figure 112 : Machine de rodage « transfert » Toyo. ....	128
Figure 113 : Machine Gehring : configuration modulaire. ....	128
Figure 114 : Machines Sunnen avec chargement robotisé. ....	129
Figure 115 : Centre d'usinage MAG avec option broche de rodage. ....	130
Figure 116 : Comparatif coût d'investissement rodage modulaire ou transfert [47]. ....	131
Figure 117 : Répartition des coûts d'investissement machine. ....	131
Figure 118 : Outil de rodage rigide pour centre d'usinage. ....	132
Figure 119 : Schéma de principe de la combinaison de l'interpolation XY et de la rotation Z. ....	133
Figure 120 : Configurations du robot de rodage. ....	134
Figure 121 : Concept de machine modulaire. ....	135
Figure 122 : Schéma du rodoir triple expansion. ....	136
Figure 123 : Conception de la broche de rodage adaptée à l'architecture inversée. ....	139
Figure 124 : Évolution du concept de machine industrielle vers celui de démonstrateur expérimental. ....	139
Figure 125 : Implantation du moteur linéaire dans le démonstrateur expérimental. ....	140
Figure 126 : Contraintes dynamiques de l'actionneur de rotation. ....	141
Figure 127 : Principe du moteur couple. ....	141
Figure 128 : Principe du moteur linéaire. ....	142
Figure 129 : Contraintes dimensionnant l'actionneur d'expansion. ....	143
Figure 130 : Principe de l'asservissement de la force de rodage. ....	143
Figure 131 : Schéma de structure de l'automate. ....	145
Figure 132 : Planning de réalisation de la machine prototype. ....	146
Figure 133 : État de la machine le 20 janvier 2012. ....	147
Figure 134 : Photographies de la machine nue à gauche, de l'armoire électrique au milieu et de l'interface utilisateur à droite. ....	148
Figure 135 : Mesure de la position d'expansion correspondant au contact des pierres dans le fût. ....	150
Figure 136 : Régulation de la force d'expansion en rodage. ....	151
Figure 137 : Diagramme de Bode du système en boucle ouverte. ....	151
Figure 138 : Trajectoire pour rodage multi-angle mixte "HSH Bas Classique Haut". ....	152
Figure 139 : Détails des trajectoires pour rodage multi-angle mixte "HSH Bas Classique Haut". ....	153
Figure 140 : Chemise texturée et trajectoire multi-cercles 3X1. ....	154
Figure 141 : Allure de la trajectoire multi-cercles 15X8 R7,56 F25000. ....	154

Figure 142 : Photographie de l'aspect de surface issu d'une trajectoire de rodage multi-cercles 15X8. 155

Figure 143 : Dépassement et erreur de poursuite en trajectoire multi-cercles en fonction de la vitesse de coupe..... 155

## Liste des tableaux

Tableau 1 : Classification des tailles de grain. ....	22
Tableau 2 : Classification de la taille des grains de diamant. ....	24
Tableau 3 : Classification des concentrations de grain. ....	24
Tableau 4 : Comparaison abrasif. ....	25
Tableau 5 : Paramétrage cycle rodage finition classique. ....	81
Tableau 6 : Paramétrage cycle rodage finition HSH sur machine conventionnelle. ....	82
Tableau 7 : Paramétrage cycle de rodage finition HSH sur machine grande vitesse. ....	83
Tableau 8 : Ressorts de rappel du rodoir. ....	87
Tableau 9 : Mesure d'accélération du mouvement de battement. ....	91
Tableau 10 : Ecarts d'accélération en fonction de la vitesse et de l'accélération de consigne.....	92
Tableau 11 : Performances dynamiques du robot.....	95
Tableau 12 : Plan d'expérience, précision des trajectoires. ....	96
Tableau 13 : Plan d'expérience pour l'évaluation de l'enlèvement de matière. ....	104
Tableau 14 : Paramétrage géométrique des essais.....	105
Tableau 15 : Paramètres de l'expérience de mesure des efforts de coupe.....	114
Tableau 16 : Puissance spécifique de coupe des abrasifs courants en ébauche et finition. ....	119
Tableau 17 : Puissance spécifique de coupe des abrasifs courants en plateau. ....	119
Tableau 18 : Cahier des charges actionneur de rotation. ....	140
Tableau 19 : Cahier des charges de l'actionneur linéaire de battement.....	142
Tableau 20 : Cahier des charges de l'actionneur d'expansion.....	143

## **Liste des annexes**

ANNEXE I	Liste des publications.....	173
ANNEXE II	Brevet rodoir triple expansion.....	175
ANNEXE III	Enveloppe Soleau N° PH 11-1218.....	181
ANNEXE IV	Enveloppe Soleau N° PH-12-0466.....	183
ANNEXE V	Modèle d'évolution de la rugosité par abrasion.....	185
ANNEXE VI	Conception d'une broche de rodage.....	193
ANNEXE VII	Notice de Programmation de la machine de rodage expérimentale.....	203
ANNEXE VIII	Comparatifs des devis.....	215



## **ANNEXE I Liste des publications**

### **Publications dans des revues internationales**

- [A1] Benoit Goedel, Mohamed El Mansori, Didier Dumur, Macroscopic simulation of the linerhoningprocess, CIRP Annals - Manufacturing Technology, Volume 61, Issue 1, 2012, Pages 319–322.
- [A2] Benoit Goedel, Leila Sabri, Mohamed El Mansori, Performance impact of honing dynamics on surface finish of precoated cylinder bores, Surface and Coatings Technology, vol. 215, pp. 334-339, 2013.
- [A3] Benoit Goedel, Julien Voisin, Didier Dumur, Mohamed El Mansori, Marc Frabolot, Flexible right sized honing technology for fast engine finishing, CIRP Annals Manufacturing Technology, 2013 (en cours de publication).

### **Communications dans des congrès internationaux**

- [C1] Benoit Goedel, Mohamed El Mansori, Performance impact of honing dynamics on surface finish of precoated cylinder bores, proceedings of the 39th International Conference on Metallurgical Coatings and Thin Films (ICMCTF), San Diego, California, USA, April 23-27, 2012.
- [C2] Benoit Goedel, Mohamed El Mansori, Didier Dumur, Simulation of roughness and surface texture evolution at macroscopic scale during cylinder honing process, proceedings of the 14<sup>th</sup> CIRP Conference on Modelling of Machining Operations, Torino, 13-14 juin 2013 (en cours de révision).

### **Brevets/Enveloppes Soleau**

- [B1] Benoit Goedel, RODOIR TRIPLE EXPANSION, 28/10/2010, Enveloppe Soleau N° PH-10-0809
- [B2] Benoit Goedel, DISPOSITIF DE RODAGE A TRIPLE EXPANSION, 04/07/2011, Brevet en cours de publication N° FR1155999.
- [B3] Benoit Goedel, RODAGE DE FÛT AVEC ASSERVISSEMENT DE L'ANGLE DE STRIE - RODAGE HELICOIDAL, 18/10/2011, Enveloppe Soleau N° PH-11-1218
- [B4] Benoit Goedel, MACHINE DE TEXTURAGE PAR ABRASION DE MOTIFS PROGRAMMABLES SUR DES SURFACES CYLINDRIQUES, 11/04/2012, Enveloppe Soleau N° PH-12-0466
- [B5] Benoit Goedel, TEXTURE MICROSCOPIQUE DE SURFACE DE CYLINDRE OPTIMISANT LES PERFORMANCES DES MOTEURS A COMBUSTION INTERNE, 11/04/2012, Projet de brevet N° PJ-12-0301



# ANNEXE II Brevet rodoir triple expansion

## Enveloppe Soleau N° PH 10-0809

### Sujet : Rodoir triple expansion (Résumé)

#### **1. Problème technique**

Le procédé de rodage des fûts de carter cylindre se décompose en 3 étapes : la première phase, l'ébauche, a pour but de corriger la forme en enlevant un maximum de matière. La deuxième phase, la finition, permet d'obtenir une rugosité de la surface et une orientation des stries. La troisième phase, le plateau, permet d'écrêter la surface obtenue en finition pour obtenir une texture et un profil de rugosité spécifique. Les deux premières phases nécessitent une maîtrise de la position d'avance des expansions. La troisième phase nécessite une maîtrise de la pression de contact entre les pierres et le fût.

On souhaite réaliser les trois opérations sur le même poste et avec un seul et même outil. Nous avons donc besoin d'un outil permettant trois expansions.

#### **2. État de la technique**

À l'heure actuelle, il existe deux modes opératoires pour enchaîner ces opérations : le mode multi-étapes, qui consiste à consacrer un poste et un outil pour chacune de ces opérations, et le mode rodage plateau, qui consiste à dédier un poste à l'ébauche et un poste à la finition et au plateau. Sur ce dernier poste, l'emploi d'un outil/rodoir double expansion est nécessaire.

L'écartement des pierres est assuré par la translation d'un ou plusieurs cônes au centre du rodoir qui agit tel une came sur les supports de pierre. La figure 1 en annexe représente ce fonctionnement.

Il n'est pas possible de disposer 3 cônes concentriques car l'encombrement serait trop important pour un rodoir de faible diamètre. Cette technologie ne permet pas d'actionner 3 expansions.

#### **3. Avantages et fonctionnement de votre invention**

L'idée repose sur le fait d'actionner la troisième expansion grâce des petits vérins placés

radialement sous les supports de pierre. Un système de canalisation d'huile permet d'alimenter les chambres de ces vérins. Cette expansion est ainsi pilotée par la pression hydraulique dans le circuit. De ce fait ce mode de fonctionnement d'expansion convient parfaitement à l'étape dite de plateau.

#### **4. Observations sur la solution retenue**

Pour pouvoir intégrer 3 expansions dans un même rodoir, il faut réduire le nombre de pierre par expansion. Chaque expansion doit actionner au moins 3 pierres pour que le rodoir se centre naturellement dans le cylindre. Ainsi le plus petit rodoir triple expansion, disposera de 3 fois 3 pierres.

#### **5. Solutions non retenues**

L'utilisation d'un troisième cône englobant les deux premiers n'est pas envisageable car l'encombrement des systèmes d'expansion ne laisse pas assez de place pour que le corps du rodoir soit suffisamment rigide. L'intégration d'un vérin axial pour actionner un troisième cône n'est pas envisageable car il n'y pas l'espace nécessaire au cœur du rodoir.

#### **6. Présentation des figures ou photos**

Les dessins de définition d'un rodoir triple expansion sont joints en annexe. Les systèmes de rappel des pierres ne sont pas représentés car ils peuvent employer différentes technologies : ressorts de rappel axial sur les poignards, ressorts toriques englobant tous les supports de pierre, ou encore des doigts coulissants ou rainures entre les cônes et les supports de pierre.

#### **7. Application de l'invention**

L'invention s'applique essentiellement au rodage des fûts de carter cylindre qui se déroule en trois étapes.



# **Brevet N° FR1155999**

## **DISPOSITIF DE RODAGE A TRIPLE EXPANSION**

### **DOMAINE TECHNIQUE DE L'INVENTION**

L'invention concerne un dispositif de rodage, c'est-à-dire un dispositif qui permet d'usiner des perçages cylindriques, afin d'obtenir un diamètre et une qualité de surface donnés, par action sur les parois du perçage à roder de garnitures de coupe, notamment de pierres abrasives. Par exemple, un tel perçage peut être le fût d'un cylindre d'un carter-cylindres équipant un moteur de véhicule automobile. Le diamètre du fût permet un ajustement correct d'un piston dans celui-ci. La qualité de surface peut consister en l'obtention d'un état de surface particulier, notamment d'un critère de rugosité connu de l'homme du métier sous l'abréviation R ou Ra. Ce critère est mesuré sur un réseau de stries qui sont usinées à la surface du fût par les garnitures de coupe, sous l'effet d'un mouvement combiné de va-et-vient et de rotation du dispositif. Les stries décrivent des portions d'hélice s'étendant sur la longueur du fût et se croisant entre elles en formant un angle qui dépend du rapport des vitesses de translation et de rotation de l'outil par rapport au fût. L'état de surface obtenue est notamment déterminant pour une bonne lubrification du fût par l'huile du moteur.

### **ETAT DE LA TECHNIQUE**

De manière connue, une opération de rodage peut comporter trois phases 'usinage successives: - une phase d'ébauche, qui corrige la forme du perçage, c'est-à-dire qui mène son diamètre et son défaut de cylindricité à leur valeur finale, en enlevant un maximum de matière, - une phase de finition, au cours de laquelle on donne au fût un état de surface particulier en créant un réseau de stries, et - une phase dite de super finition, qui vise à écrêter les pics des stries pour obtenir la rugosité souhaitée. Lors des deux premières phases, les garnitures de coupe agissent sur la paroi concave du perçage par une expansion radiale dont on pilote l'avance selon la direction radiale, tandis que la troisième phase nécessite une maîtrise de la pression de contact entre les pierres de coupe et la surface concave du perçage. On connaît deux modes opératoires pour enchaîner ces trois phases. Dans un mode séquentiel, une machine de rodage comporte trois postes successifs, équipés de trois dispositifs de rodage distincts dont chacun est dédié à une de ces trois phases. Dans un mode combiné, un poste de la machine est consacré à l'ébauche, et un autre poste à la finition et à la super finition. Sur ce second poste, on utilise un dispositif de rodage dit « à double expansion ». De manière connue, l'écartement radial des garnitures peut être assuré par la translation de tiges d'élargissement à profils coniques agencées au centre du dispositif de rodage, et qui agissent telle une came sur les outils porte-garnitures. L'une des tiges d'élargissement, par exemple celle qui écarte les outils de finition, est logée dans l'autre tige, qui provoque l'écartement des outils de super finition. Les deux tiges coaxiales sont logées dans un corps du dispositif de rodage, en forme générale de barillet. La tige d'élargissement des outils de super finition comprend des lumières radiales. Les cônes de la tige d'élargissement des outils de finition coopèrent tels des comes, à travers ces lumières, avec des pattes d'extension des outils de finition, qui jouent le rôle d'éléments suiveurs de came. Les modes opératoires connus nécessitent de transférer les pièces d'un poste à l'autre, ce qui rallonge le temps de cycle de l'opération complète à trois phases et comportent des risques d'endommagement de la pièce lors de ces opérations de manutention. D'autre part, ils imposent de bien maîtriser les dispersions de repositionnement des outils par rapport aux perçages à chaque poste de travail. Ces inconvénients peuvent être évités en réalisant les opérations d'ébauche, de finition et de super finition sur une machine de rodage à un seul poste de travail permettant de réaliser

successivement les trois phases, c'est-à-dire en utilisant un dispositif de rodage unique capable de provoquer l'expansion de trois séries d'outils distincts. Il est apparu qu'il n'est toutefois pas possible d'envisager un dispositif de rodage comportant trois tiges d'élargissement coniques coaxiales logées les unes dans les autres car l'encombrement total est trop important pour de nombreux perçages de faible diamètre. D'autre part, un tel agencement est complexe à réaliser et comporte des risques de coincement et de défaut de fiabilité en fonctionnement.

## **RESUME DE L'INVENTION**

Pour remédier à ces problèmes, l'invention propose un dispositif de rodage à triple expansion qui comporte, par exemple pour la super finition :

- un corps cylindrique en forme générale de barillet, comportant au moins un logement d'orientation axiale débouchant radialement vers l'extérieur ;
- au moins un outil comprenant un porte-garniture en forme générale de plaque de forme complémentaire de celle du logement dans lequel il est monté mobile radialement, et comprenant une garniture active rapportée sur le porte-garniture et qui fait saillie radialement par rapport au corps de manière à pouvoir coopérer avec la surface concave du perçage à roder ;
- des moyens d'actionnement qui agissent sur le porte-garniture pour le déplacer radialement vers l'extérieur, lesdits moyens d'actionnement comportant au moins un vérin d'actionnement dont l'organe de sortie de mouvement agit radialement sur une face en vis-à-vis du porte-garniture. Avantagusement, dans le cadre d'un « rodoir » à trois séries d'outils distincts, deux autres séries d'outils, par exemple les outils d'ébauche et les outils de finition, peuvent, à titre non limitatif, être déplacées radialement de manière connue par la translation de tiges d'élargissement coniques au centre du barillet, l'une des tiges étant logée dans l'autre. La place laissée libre dans le barillet par les deux tiges d'élargissement coniques permet de loger les canaux d'alimentation hydraulique des moyens d'actionnement des garnitures de super finition.

## **BREVE DESCRIPTION DES FIGURES**

Dispositif de rodage d'un perçage comportant :

- un corps (1) cylindrique comportant au moins 5 un logement (10) d'orientation axiale débouchant radialement vers l'extérieur ;
- au moins un outil (9) comprenant un porte-garniture en forme générale de plaque de forme complémentaire de celle du logement (10) dans lequel il est monté mobile radialement, et comprenant une garniture active (9g) rapportée sur le porte-garniture et qui fait saillie radialement par rapport au corps (1) de manière à pouvoir coopérer avec la surface concave du perçage à roder ;
- des moyens d'actionnement qui agissent sur le porte-garniture pour le déplacer radialement vers l'extérieur ; caractérisé en ce que lesdits moyens d'actionnement comportent :
- au moins un vérin d'actionnement dont l'organe de sortie de mouvement (11) agit radialement sur une face en vis-à-vis du porte-garniture.

Figures annexes

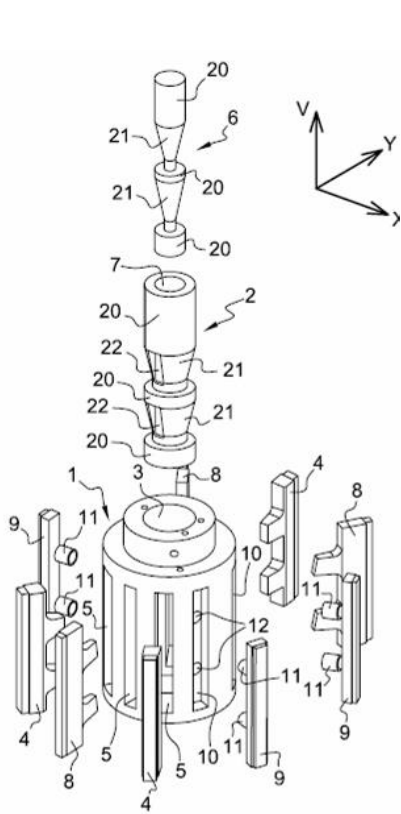


Fig. 1

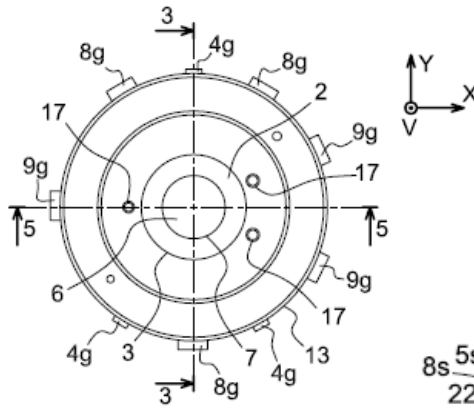


Fig. 2

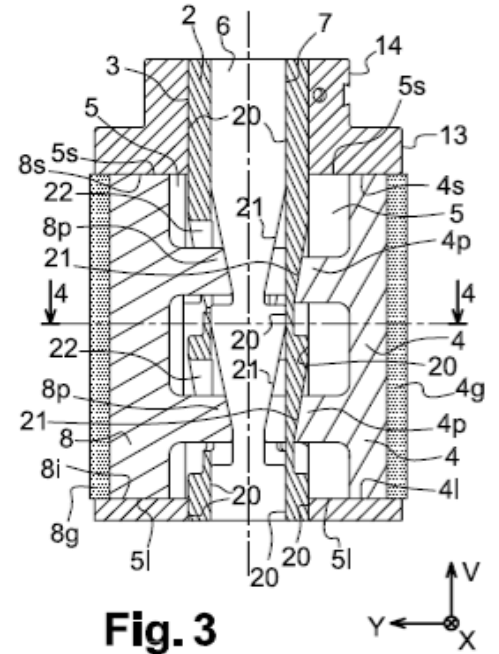


Fig. 3  
3-3

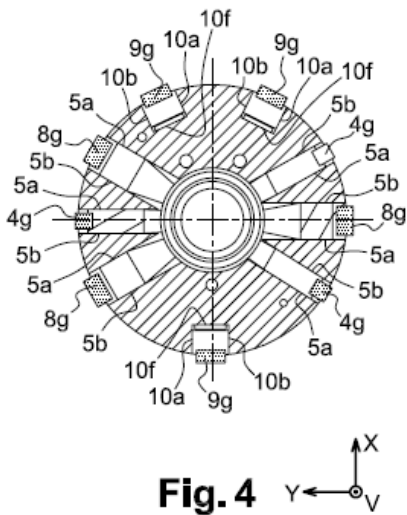


Fig. 4

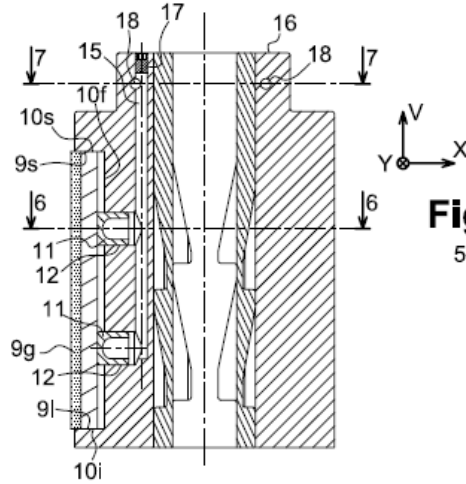
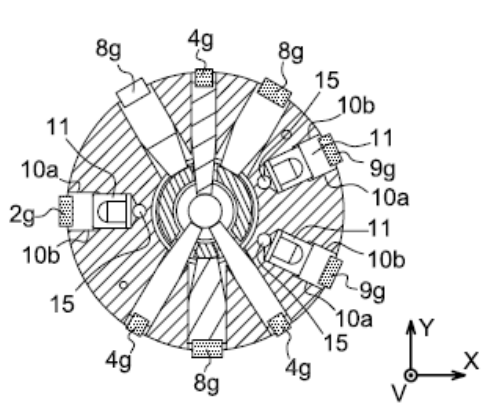
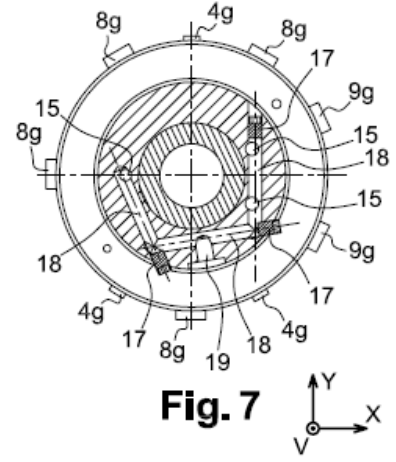


Fig. 5  
5-5



**Fig. 6**



**Fig. 7**



# ANNEXE III Enveloppe Soleau N° PH 11-1218

## Sujet : Rodage de fût avec asservissement de l'angle de strie

### 1. Problème technique

L'angle de striation d'une surface cylindrique rodée dépend de la vitesse de battement et de la vitesse de rotation du rodoir. Le battement étant un mouvement de montée-descente, la vitesse s'annule pour s'inverser en fin de course, en haut et en bas. Pendant ces phases d'inversion, les pierres abrasives du rodoir laissent des stries horizontales, non conformes.

### 2. État de la technique

Actuellement il existe une dérogation permettant d'accepter les stries horizontales en haut et en bas du cylindre rodé. Les traces peuvent être réduites en augmentant l'accélération d'inversion. Mais une accélération trop importante peut engendrer des défauts de formes, des rugosités élevées et une détérioration rapide du rodoir et de la machine.

### 3. Avantages et fonctionnement de l'invention

La solution permettant de s'affranchir complètement de ces défauts consiste à interpoler l'axe de rotation et l'axe de battement pour respecter à tout instant l'angle de striation.

Cette interpolation peut fonctionner avec une synchronisation maître/esclave. L'axe le moins dynamique doit être le maître. Ainsi l'axe esclave reçoit une consigne de vitesse proportionnelle à la vitesse de l'axe maître.

Afin de réaliser cette synchronisation, on introduit une loi de pilotage d'interpolation hélicoïdale définie par :  $\tan(\alpha/2) = |V_b|/V_p$  avec  $\alpha$  l'angle de striation,  $V_b$  la vitesse de battement et  $V_p$  la vitesse périphérique. ( $V_p = \pi \cdot D \cdot N$  avec  $D$  le diamètre du cylindre et  $N$  la fréquence de rotation de la broche)

### 4. Observations sur la solution retenue

La solution d'interpolation hélicoïdale en rodage peut engendrer une vitesse de coupe dégradée pendant les phases d'inversions. Pour éviter d'endommager l'abrasif dans ces phases, il est nécessaire de baisser momentanément la pression de contact entre l'abrasif et la surface rodée. Deux solutions ont été étudiées pour diminuer instantanément cette pression de contact :

- sur les expansions électromécaniques, les consignes d'expansions sont inhibées pendant la phase où la vitesse de coupe est dégradée.

- sur les expansions hydrauliques, la pression d'alimentation du vérin d'expansion est momentanément mise à zéro.

### 5. Solutions non retenues

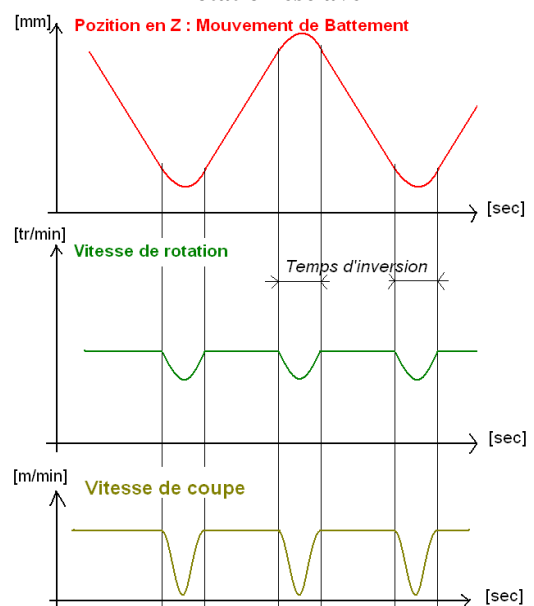
Il n'est pas possible d'augmenter la longueur de la course de battement pour réduire la hauteur des zones concernées par les traces de stries horizontales car le rodoir viendrait percuter le palier de vilebrequin.

### 6. Application de l'invention

La trajectoire des abrasifs en rodage corrigée par interpolation hélicoïdale permet d'optimiser la striation des chemises de carter cylindre. Cette texture de surface avec des stries correctement croisées est la réponse au besoin fonctionnel en termes de lubrification et de frottement de l'ensemble piston segment du moteur thermique.

### 7. Présentation des figures ou photos

Principe de fonctionnement de l'interpolation hélicoïdale, avec axe de battement maître et axe de rotation esclave





# ANNEXE IV Enveloppe Soleau N° PH-12-0466

## Sujet : Machine de texturation par abrasion de motifs programmables sur des surfaces cylindriques

### 1. Problème technique

Pour minimiser les frottements en régime hydrostatique, il faut que les surfaces en contact présentent une topologie adéquate à la lubrification. Les stries ou micro-rayures agissent tels des canaux de lubrification permettant de maintenir un film d'huile. La configuration du réseau de canaux doit être optimiser. En fonction de la vitesse relative des éléments en contact, il faut choisir une surface texturée présentant des plots en losange ou en carré (réseau de canaux droits parallèles et croisés) ou des plots ronds (réseau de canaux courbes).

### 2. État de la technique

Actuellement, la génération de micro géométrie texturée est réalisable par des moyens particuliers de dépôt de matière (coating, silicium) ou par utilisation de lasers ou micro jet d'eau pour créer les micro poches constituant le réseau de canaux de lubrification. Tous ces moyens sont onéreux et nécessitent un environnement délicat de mise en œuvre. Le procédé de rodage permet de réaliser un aspect de surface avec une texture de stries croisées obtenues lors des deux mouvements d'hélice inversés du procédé.

### 3. Avantages et fonctionnement de l'invention

L'invention permet de réaliser des textures à motifs complexes en employant une technique d'abrasion évoluée. L'utilisation d'abrasif

conventionnel assure la définition de la texture sur la surface sans emploi de système complexe de dépôt ou de modification de la matière.

La texturation par abrasion peut être appliquée sur n'importe quelle surface cylindrique, même revêtue ou traitée thermiquement.

### 4. Observations sur la solution retenue

L'invention repose sur la maîtrise complète de la trajectoire de l'outil de rodoir pendant le procédé, sur la combinaison des trajectoires et des géométries des pierres abrasives choisies en fonction des textures désirées, et sur la technique de maintien en contact des pierres abrasives avec la surface pendant l'opération.

### 5. Solutions non retenues

Les solutions de modification de la matière par chauffage ne sont pas retenues car la déformation de la pièce pendant cette étape nécessite de revoir toute la méthode de fabrication.

L'utilisation d'une pointe ou d'une micro arrête de coupe est exclue car le temps de cycle est trop long et les traces laissées sont trop larges et trop profondes.

### 6. Application de l'invention

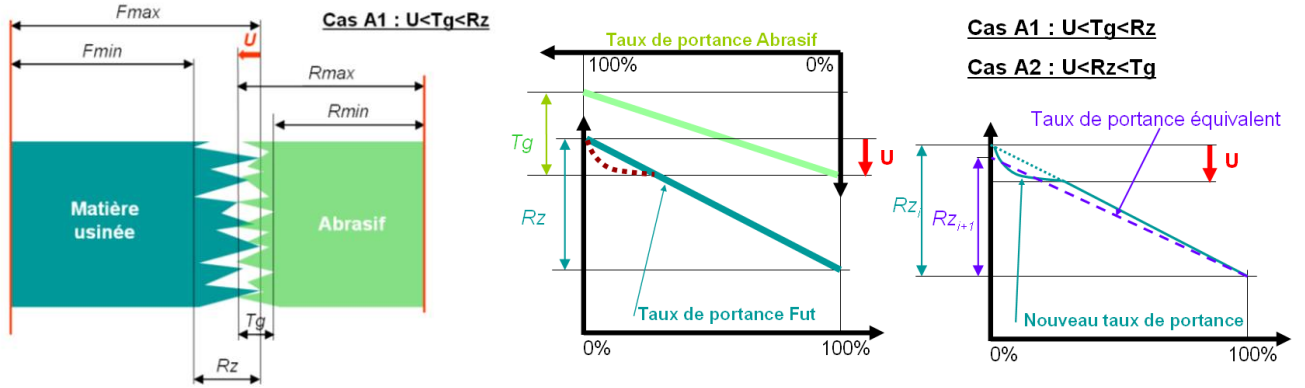
Cette invention s'applique à la finition des cylindres de carter de moteur à explosion, ou « chemise ».





# ANNEXE V Modèle d'évolution de la rugosité par abrasion

## Cas A1 : $U < Tg < Rz$



État initial dans le repère (O,x)

$$\begin{cases} T\%_R = 1 & \text{si } x \text{ est négatif,} \\ T\%_R = \frac{T_L}{Tg} & \text{si } 0 \leq x \leq Tg, \\ T\%_R = 0 & \text{si } x \text{ supérieur à } Tg. \end{cases}$$

$$T\%_F = \frac{x - Tg + U}{Rz} \quad \text{si } Tg - U \leq x \leq Tg - U + Rz$$

Cas A1 :  $U < Tg < Rz$  (valable pour le cas A2 :  $U < Rz < Tg$ )

Dans la zone d'interaction le nouveau taux de portance du fût

$$T\%_F^{interaction}(x) = T\%_F(x) \times (1 - T\%_R(x)) \quad \text{pour } Tg - U \leq x \leq U$$

Modélisation du nouveau taux de portance par un modèle linéaire équivalent de pente  $Rz_{i+1}$

$$T\%_F^{equivalent} = \frac{u}{Rz_{i+1}} \quad \text{pour } 0 < u < Rz_{i+1}$$

Pour égaliser les volumes de matières, il faut que les intégrales des taux de portances soient égales.

$$\int T\%_F^{equivalent} \cdot dx = \frac{Rz_{i+1}}{2}$$

$$\frac{Rz_{i+1}}{2} = \int_{Tg-U}^{Tg} T\%_F^{interaction}(x) \cdot dx + \int_{Tg}^{Tg-U+Rz_i} T\%_F(x) \cdot dx$$

Dans le cas A1 le calcul de la nouvelle rugosité donne :

$$Rz_{i+1} = Rz_i - \frac{U^3}{3 \cdot Tg \cdot Rz_i}$$

La récurrence à utiliser s'écrit :

$$\begin{cases} Fmin_{i+1} = Fmin_i \\ Fmax_{i+1} = Fmax_i - \frac{U^3}{3 \cdot Tg \cdot (Fmax_i - Fmin_i)} \end{cases}$$

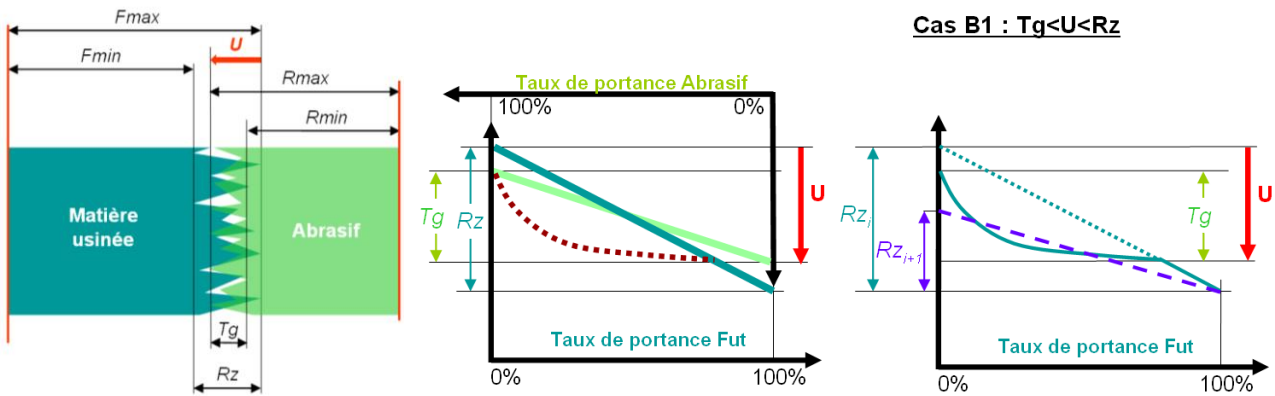
La proportion de surface portante en contact pour une cote radiale x s'écrit :

$$S\%(x) = T\%_F(x) \times T\%_R(x)$$

La quantité de matière en contact à l'instant donné est donnée par :

$$\tau_c = \int S\%(x) \cdot dx \quad \text{Dans le cas A1 } \tau_c = \frac{U^3}{Tg \cdot Rz_i}$$

**Cas B1 :  $Tg < U < Rz$**



État initial dans le repère (O,x)

$$\begin{cases} T\%_R = 1 \text{ si } x \text{ est négatif,} \\ T\%_R = \frac{Tg - x}{Tg} \text{ si } 0 \leq x \leq Tg, \\ T\%_R = 0 \text{ si } x \text{ supérieur à } Tg. \end{cases}$$

$$T\%_F = \frac{x - Tg + U}{Rz} \text{ si } Tg - U \leq x \leq Tg - U + Rz_i$$

Dans la zone d'interaction le nouveau taux de portance du fût

$$T\%_F^{interaction}(x) = T\%_F(x) \times (1 - T\%_R(x)) \text{ pour } 0 \leq x \leq Tg$$

Modélisation du nouveau taux de portance par un modèle linéaire équivalent de pente  $Rz_{i+1}$

$$T\%_F^{équivalent} = \frac{u}{Rz_{i+1}} \text{ pour } 0 < u < Rz_{i+1}$$

Pour égaliser les volumes de matières, il faut que les intégrales des taux de portances soient égales.

$$\int T\%_F^{équivalent} \cdot dx = \frac{Rz_{i+1}}{2}$$

$$\frac{Rz_{i+1}}{2} = \int_0^{Tg} T\%_F^{interaction}(x) \cdot dx + \int_{Tg}^{Tg-U+Rz_i} T\%_F(x) \cdot dx$$

Dans le cas B1 le calcul de la nouvelle rugosité donne :

$$Rz_{i+1} = Rz_i + \frac{(U - Tg)^3}{3 \cdot Tg \cdot Rz_i} - \frac{U^3}{3 \cdot Tg \cdot Rz_i}$$

La récurrence à utiliser s'écrit :

$$\begin{cases} Fmin_{i+1} = Fmin_i \\ Fmax_{i+1} = Fmax_i - \frac{Tg^2 + 3 \cdot U^2 - 3 \cdot Tg \cdot U}{3 \cdot (Fmax_i - Fmin_i)} \end{cases}$$

La proportion de surface portante en contact pour une cote radiale x s'écrit :

$$S\%(x) = T\%_F(x) \times T\%_R(x)$$

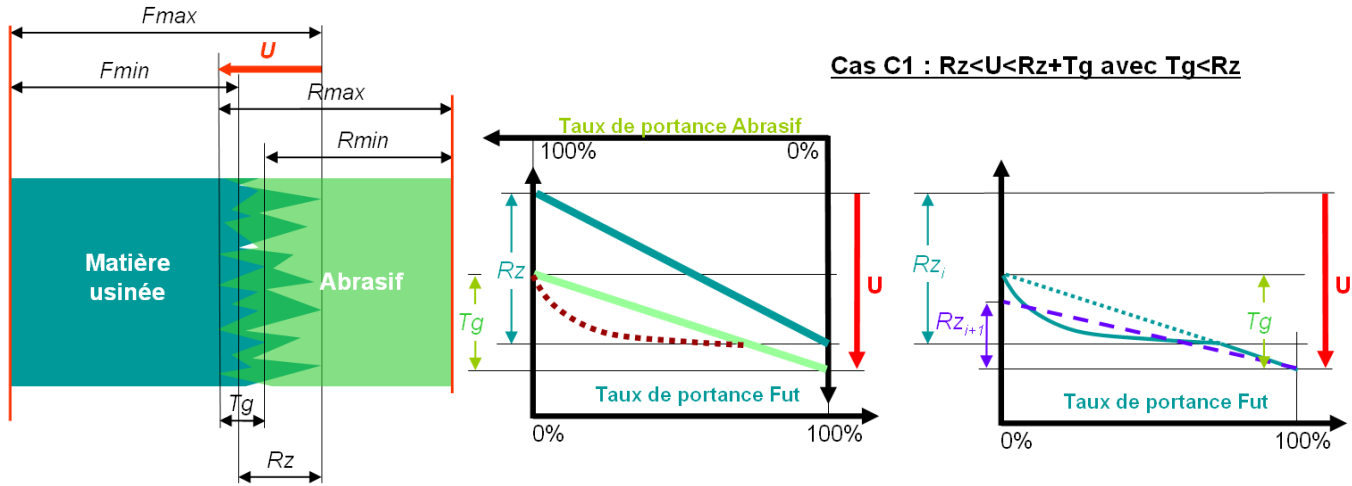
La quantité de matière en contact à l'instant donné est donnée par :

$$\tau c = \int_{Tg-U}^0 S\%(x) \cdot dx = \int_{Tg-U}^0 T\%_F(x) \cdot dx + \int_0^{Tg} S\%_F^{interaction}(x) \cdot dx$$

Dans le cas B1

$$\tau c = \frac{3 \cdot U^2 - 3 \cdot Tg \cdot U + Tg^2}{6 \cdot Rz_i}$$

### Cas C1 : $Rz < U < Rz + Tg$ et $Tg < Rz$



État initial dans le repère (O,x)

$$\left\{ \begin{array}{l} T\%_R = 1 \text{ si } x \text{ est négatif, } T\%_R = \frac{Tg - x}{Tg} \text{ si } 0 \leq x \leq Tg, T\%_R = 0 \text{ si } x \text{ supérieur à } Tg. \\ T\%_F = \frac{x - Tg + U}{Rz} \text{ si } Tg - U \leq x \leq Tg - U + Rz_i \end{array} \right.$$

Dans la zone d'interaction le nouveau taux de portance du fût

$$T\%_F^{interaction}(x) = T\%_F(x) \times (1 - T\%_R(x)) \text{ pour } 0 \leq x \leq Tg - U + Rz_i$$

Modélisation du nouveau taux de portance par un modèle linéaire équivalent de pente  $Rz_{i+1}$

$$T\%_F^{équivalent} = \frac{u}{Rz_{i+1}} \text{ pour } 0 < u < Rz_{i+1}$$

Pour égaliser les volumes de matières, il faut que les intégrales des taux de portances soient égales.

$$\int T\%_F^{équivalent} \cdot dx = \frac{Rz_{i+1}}{2}$$

$$\frac{Rz_{i+1}}{2} = \int_0^{Tg-U+Rz_i} T\%_F^{interaction}(x) \cdot dx + \int_{Tg-U+Rz_i}^{Tg} (1 - T\%_R(x)) \cdot dx$$

Dans le cas C1 le calcul de la nouvelle rugosité donne :

$$Rz_{i+1} = \frac{1}{3 \cdot Rz_i \cdot Tg} \cdot (U^3 - 3 \cdot (Rz_i + Tg) \cdot U^2 + 3 \cdot (Rz_i + Tg)^2 \cdot U - 3 \cdot Rz_i^2 \cdot Tg - Tg^3 - Rz_i^3)$$

La récurrence à utiliser s'écrit :

$$\left\{ \begin{array}{l} Fmin_{i+1} = Fmax_i - U \\ Fmax_{i+1} = Fmax_i - U + Rz_{i+1} \end{array} \right.$$

La proportion de surface portante en contact pour une cote radiale x s'écrit :

$$S\%(x) = T\%_F(x) \times T\%_R(x)$$

La quantité de matière en contact à l'instant donné est donnée par :

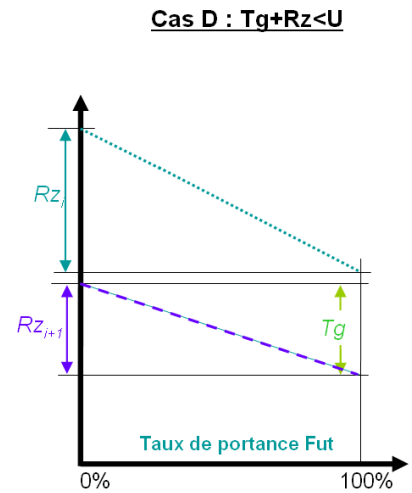
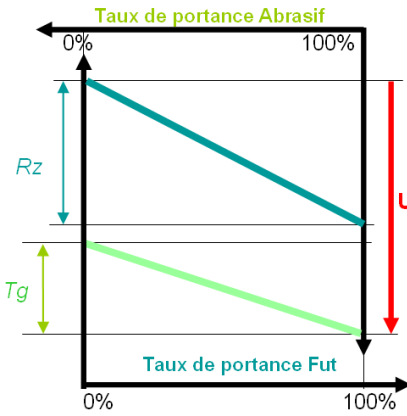
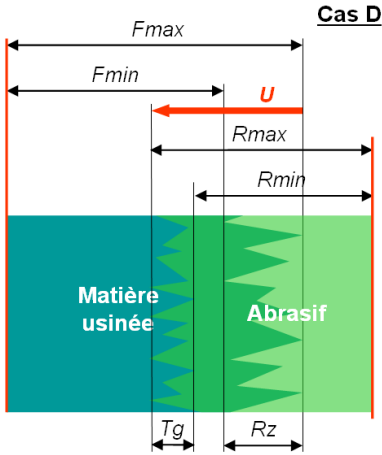
$$\tau_c = \int S\%(x) \cdot dx = \int_{Tg-U}^0 T\%_F(x) \cdot dx + \int_0^{Tg-U+Rz_i} S\%(x) \cdot dx + \int_{Tg-U+Rz_i}^{Tg} T\%_R(x) \cdot dx$$

Dans le cas C1

$\tau_c =$

$$\frac{(Tg-U)^2}{2 \cdot Rz_i} + \frac{1}{Tg \cdot Rz_i} \cdot \left( -\frac{(Tg-U+Rz_i)^3}{3} + \frac{(2 \cdot Tg - U) \cdot (Tg-U+Rz_i)^2}{2} + Tg \cdot (U - Tg) \cdot (Tg-U+Rz_i) \right) + \frac{(U - Rz_i)^2}{2 \cdot Tg}$$

### Cas D : $Tg+Rz < U$



État initial dans le repère (O,x)

$$\begin{cases} T\%_R = 1 & \text{si } x \text{ est négatif,} \\ T\%_R = \frac{Tg - x}{Tg} & \text{si } 0 \leq x \leq Tg, \\ T\%_R = 0 & \text{si } x \text{ supérieur à } Tg. \\ T\%_F = \frac{x - Tg + U}{Rz} & \text{si } Tg - U \leq x \leq Tg - U + Rz \end{cases}$$

Dans le cas D le calcul de la nouvelle rugosité donne :

$$Rz_{i+1} = Tg$$

La récurrence à utiliser s'écrit :

$$Fmin_{i+1} = Fmax_i - U$$

$$Fmax_{i+1} = Fmax_i - U + Tg$$

La proportion de surface portante en contact pour une cote radiale x s'écrit :

$$S\%(x) = T\%_F(x) \times T\%_R(x)$$

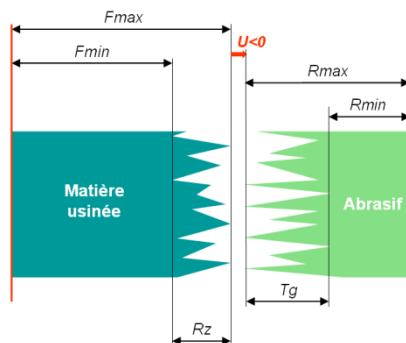
La quantité de matière en contact à l'instant donné est donnée par :

$$\tau_c = \int S\%(x) \cdot dx = \int_{Tg-U}^{Tg-U+Rz_i} T\%_F(x) \cdot dx + \int_{Tg-U+Rz_i}^0 dx + \int_0^{Tg} T\%_R(x) \cdot dx$$

Dans le cas D

$$\tau_c = U - \frac{Tg}{2} - \frac{Rz_i}{2}$$

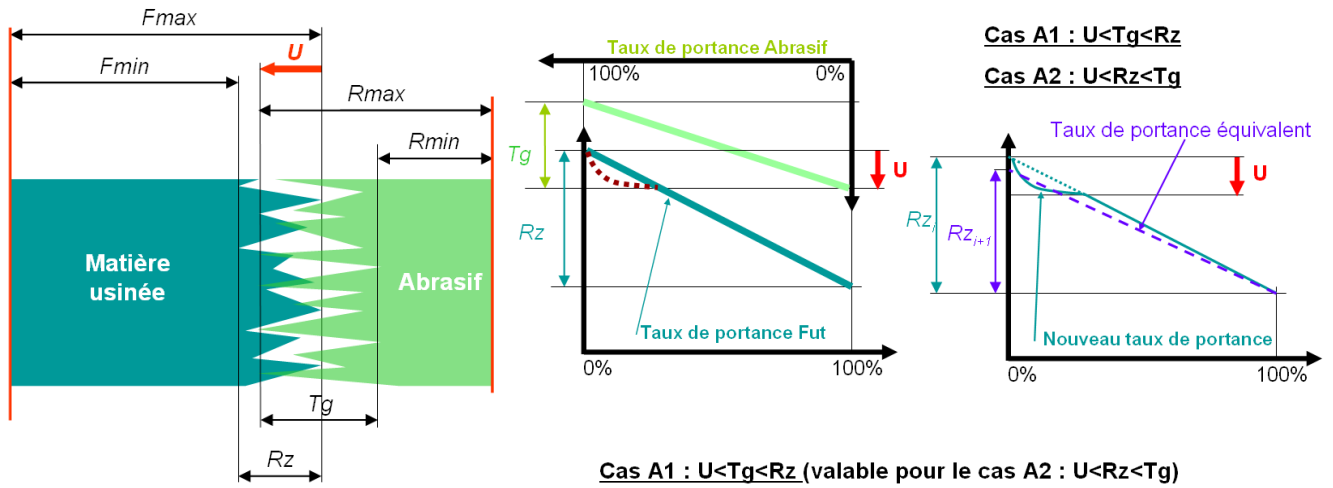
### Cas OO : $U < 0$



La récurrence à utiliser s'écrit :

$$Fmin_{i+1} = Fmin_i \quad \& \quad Fmax_{i+1} = Fmax_i$$

### Cas A2 : $U < Rz < Tg$



État initial dans le repère (O,x)

$$\begin{cases} T\%_R = 1 & \text{si } x \text{ est négatif,} \\ T\%_R = \frac{Tg - x}{Tg} & \text{si } 0 \leq x \leq Tg, \\ T\%_R = 0 & \text{si } x \text{ supérieur à } Tg. \end{cases}$$

$$T\%_F = \frac{x - Tg + U}{Rz} \quad \text{si } Tg - U \leq x \leq Tg - U + Rz$$

Dans la zone d'interaction le nouveau taux de portance du fût

$$T\%_F^{interaction}(x) = T\%_F(x) \times (1 - T\%_R(x)) \quad \text{pour } Tg - U \leq x \leq U$$

Modélisation du nouveau taux de portance par un modèle linéaire équivalent de pente  $Rz_{i+1}$

$$T\%_F^{equivalent} = \frac{u}{Rz_{i+1}} \quad \text{pour } 0 < u < Rz_{i+1}$$

Pour égaliser les volumes de matières, il faut que les intégrales des taux de portances soient égales.

$$\int T\%_F^{equivalent} \cdot dx = \frac{Rz_{i+1}}{2}$$

$$\frac{Rz_{i+1}}{2} = \int_{Tg-U}^{Tg} T\%_F^{interaction}(x) \cdot dx + \int_{Tg}^{Tg-U+Rz_i} T\%_F(x) \cdot dx$$

Dans le cas A2 le calcul de la nouvelle rugosité donne :

$$Rz_{i+1} = Rz_i - \frac{U^3}{3 \cdot Tg \cdot Rz_i}$$

La récurrence à utiliser s'écrit :

$$\begin{cases} Fmin_{i+1} = Fmin_i \\ Fmax_{i+1} = Fmax_i - \frac{U^3}{3 \cdot Tg \cdot (Fmax_i - Fmin_i)} \end{cases}$$

La proportion de surface portante en contact pour une cote radiale x s'écrit :

$$S\%(x) = T\%_F(x) \times T\%_R(x)$$

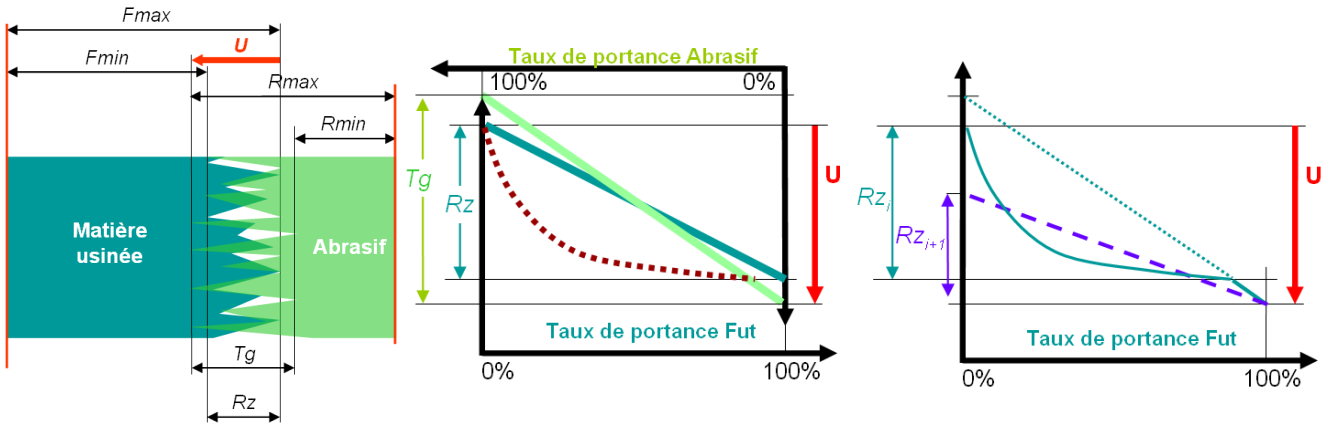
La quantité de matière en contact à l'instant donné est donnée par :

$$\tau_c = \int S\%(x) \cdot dx$$

Dans le cas A2

$$\tau_c = \frac{U^3}{Tg \cdot Rz_i}$$

### Cas B2 : $Rz < U < Tg$



État initial dans le repère (O,x)

$$\begin{cases} T\%_R = 1 & \text{si } x \text{ est négatif,} \\ T\%_R = \frac{Tg - x}{Tg} & \text{si } 0 \leq x \leq Tg, \\ T\%_R = 0 & \text{si } x \text{ supérieur à } Tg. \\ T\%_F = \frac{x - Tg + U}{Rz} & \text{si } Tg - U \leq x \leq Tg - U + Rz \end{cases}$$

Dans la zone d'interaction le nouveau taux de portance du fût

$$T\%_F^{interaction}(x) = T\%_F(x) \times (1 - T\%_R(x)) \quad \text{pour } Tg - U \leq x \leq Tg - U + Rz$$

Modélisation du nouveau taux de portance par un modèle linéaire équivalent de pente  $Rz_{i+1}$

$$T\%_F^{équivalent} = \frac{u}{Rz_{i+1}} \quad \text{pour } 0 < u < Rz_{i+1}$$

Pour égaliser les volumes de matières, il faut que les intégrales des taux de portances soient égales.

$$\int T\%_F^{équivalent} \cdot dx = \frac{Rz_{i+1}}{2}$$

$$\frac{Rz_{i+1}}{2} = \int_{Tg-U}^{Tg-U+Rz_i} T\%_F^{interaction}(x) \cdot dx + \int_{Tg-U+Rz_i}^{Tg} (1 - T\%_R(x)) \cdot dx$$

Dans le cas B2 le calcul de la nouvelle rugosité donne :

$$Rz_{i+1} = \frac{-3 \cdot U^2 + 3 \cdot (Rz_i + 2 \cdot Tg) \cdot U - Rz_i \cdot (Rz_i + 3 \cdot Tg)}{3 \cdot Tg}$$

La récurrence à utiliser s'écrit :

$$\begin{cases} Fmin_{i+1} = Fmax_i - U \\ Fmax_{i+1} = Fmax_i + U + \frac{Rz_i \cdot U}{Tg} - \frac{U^2}{Tg} - Rz_i - \frac{Rz_i}{3 \cdot Tg} \end{cases}$$

La proportion de surface portante en contact pour une cote radiale x s'écrit :

$$S\%(x) = T\%_F(x) \times T\%_R(x)$$

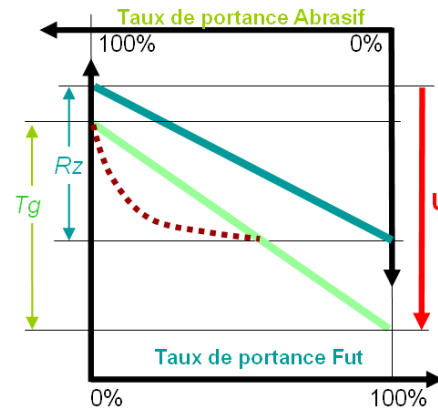
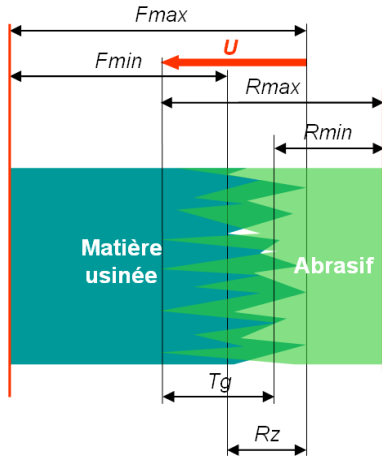
La quantité de matière en contact à l'instant donné est donnée par :

$$\tau_c = \int S\%(x) \cdot dx = \int_{Tg-U}^{Tg-U+Rz_i} S\%(x) \cdot dx + \int_{Tg-U+Rz_i}^{Tg} T\%_R(x) \cdot dx$$

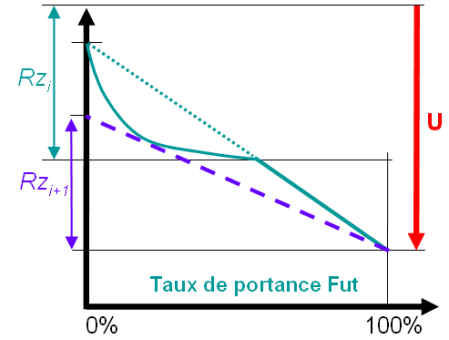
Dans le cas B2

$$\tau_c = \frac{3 \cdot U^2 - 3 \cdot Rz_i \cdot U + Rz_i^2}{6 \cdot Tg}$$

**Cas C2 :  $Tg < U < Tg + Rz$  et  $Rz < Tg$**



**Cas C2 :  $Tg < U < Tg + Rz$  avec  $Rz < Tg$**



État initial dans le repère (O,x)

$$\begin{cases} T\%_R = 1 & \text{si } x \text{ est négatif,} \\ T\%_R = \frac{Tg - x}{Tg} & \text{si } 0 \leq x \leq Tg, \\ T\%_R = 0 & \text{si } x \text{ supérieur à } Tg. \end{cases}$$

$$T\%_F = \frac{x - Tg + U}{Rz} \quad \text{si } Tg - U \leq x \leq Tg - U + Rz$$

Dans la zone d'interaction le nouveau taux de portance du fût

$$T\%_F^{interaction}(x) = T\%_F(x) \times (1 - T\%_R(x)) \quad \text{pour } 0 \leq x \leq Tg - U + Rz$$

Modélisation du nouveau taux de portance par un modèle linéaire équivalent de pente  $Rz_{i+1}$

$$T\%_F^{équivalent} = \frac{u}{Rz_{i+1}} \quad \text{pour } 0 < u < Rz_{i+1}$$

Pour égaliser les volumes de matières, il faut que les intégrales des taux de portances soient égales.

$$\int T\%_F^{équivalent} \cdot dx = \frac{Rz_{i+1}}{2}$$

$$\frac{Rz_{i+1}}{2} = \int_0^{Tg-U+Rz_i} T\%_F^{interaction}(x) \cdot dx + \int_{Tg-U+Rz_i}^{Tg} (1 - T\%_R(x)) \cdot dx$$

Dans le cas C2 le calcul de la nouvelle rugosité donne :

$$Rz_{i+1} = \frac{1}{3 \cdot Rz_i \cdot Tg} \cdot (U^3 - 3 \cdot (Rz_i + Tg) \cdot U^2 + 3 \cdot (Rz_i + Tg)^2 \cdot U - 3 \cdot Rz_i^2 \cdot Tg - Tg^3 - Rz_i^3)$$

La récurrence à utiliser s'écrit :

$$\begin{cases} Fmin_{i+1} = Fmax_i - U \\ Fmax_{i+1} = Fmax_i - U + Rz_{i+1} \end{cases}$$

La proportion de surface portante en contact pour une cote radiale x s'écrit :

$$S\%(x) = T\%_F(x) \times T\%_R(x)$$

La quantité de matière en contact à l'instant donné est donnée par :

$$\tau_c = \int S\%(x) \cdot dx = \int_{Tg-U}^0 T\%_F(x) \cdot dx + \int_0^{Tg-U+Rz_i} S\%(x) \cdot dx + \int_{Tg-U+Rz_i}^{Tg} T\%_R(x) \cdot dx$$

Dans le cas C2

$$\tau_c =$$

$$\frac{(Tg - U)^2}{2 \cdot Rz_i} + \frac{1}{Tg \cdot Rz_i} \cdot \left( -\frac{(Tg - U + Rz_i)^3}{3} + \frac{(2 \cdot Tg - U) \cdot (Tg - U + Rz_i)^2}{2} + Tg \cdot (U - Tg) \cdot (Tg - U + Rz_i) \right) + \frac{(U - Rz_i)^2}{2 \cdot Tg}$$





# ANNEXE VI Conception d'une broche de rodage

Ce stage a été effectué du 28 juin au 1er octobre 2010 (14 semaines) dans le cadre de la quatrième année de formation d'ingénieur du département Génie Mécanique de l'INSA de Toulouse.

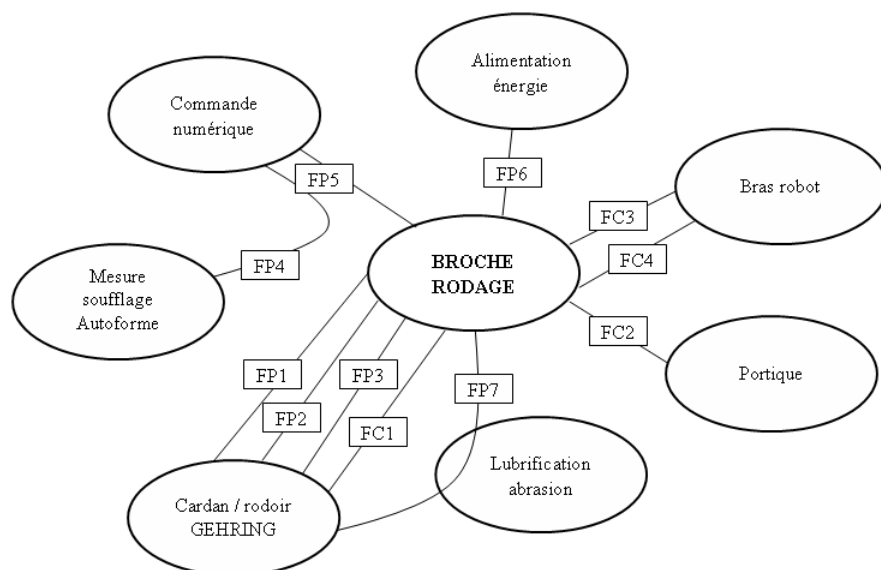
## 1. Analyse fonctionnelle

La première étape de la conception repose sur l'analyse fonctionnelle d'une broche de rodage et de l'environnement auquel elle sera confrontée. Cet environnement est le suivant :

- Commande numérique
- Ensemble cardan et rodoir Gehring
- Système de mesure par soufflage
- Lubrification pendant l'usinage
- Alimentation en énergie
- Bras de robot ou portique

Après avoir dégagé l'environnement de la broche de rodage, il faut déterminer les « liens » et « relations » qui existent entre la broche et les éléments de l'environnement, ceci pour pouvoir définir les différentes fonctions principales (FP) et fonctions de contraintes (FC) associées à l'environnement. Cette étude des fonctions permet l'utilisation d'un second outil d'analyse fonctionnelle : le diagramme type « FAST », dans lequel on regroupera par la suite les différentes solutions techniques envisageables pour répondre à ces fonctions.

FP1	Mouvement de rotation de la broche
FP2	Mouvement de translation pour expansion finition ou ébauche
FP3	Mouvement de translation pour expansion plateau
FC1	Utilisation du cardan GEHRING
FP4	Alimentation des buses de soufflage du rodoir pour mesure AUTOFORME
FC2	Fixation sur un portique
FC3	Fixation sur un bras de robot
FP5	Pilotage cinématique des axes
FP6	Alimentation en énergie
FP7	Lubrification abrasion
FC4	Masse Totale



*Analyse fonctionnelle de broche de rodage flexible : outils « pieuvre » et « FAST »*

## 2. Détermination des paramètres de rodage dimensionnant

L'étape clef nécessaire à la conception et au dimensionnement d'une machine de production industrielle passe par l'étude des efforts et puissances qui entrent en jeu durant la phase de travail.

Pour connaître ces efforts, dans le cas de la conception de la broche de rodage flexible, plusieurs méthodes ont été utilisées : recherches bibliographiques, études de machines existantes, hypothèses et recherches de critères de dimensionnement.

Les méthodes et calcul sont détaillés en Annexe 4 p.A5 et aboutissent aux critères suivants :

- ❖ Effort d'expansion des pierres

La sollicitation maximale retenue pour dimensionner la chaîne cinématique du mouvement d'expansion, et notamment l'actionneur d'expansion de la machine est :  $F_{\max} = 9\,000\text{ N}$ .

- ❖ Vitesse de translation des poignards :

Le rodage des fûts nécessite une vitesse d'expansion des pierres en travail minimale d'environ  $0,5\ \mu\text{m/s}$  et maximale de  $10\ \mu\text{m/s}$  et une vitesse à vide de  $2\ \text{mm/s}$ . Les vitesses retenues pour le dimensionnement des actionneurs de translation des poignards sont : vitesse minimale en travail  $1\ \mu\text{m/s}$ , vitesse maximale en travail  $60\ \mu\text{m/s}$  et vitesse à vide  $12\ \text{mm/s}$ .

- ❖ Vitesse angulaire de broche

La vitesse angulaire maximale de broche retenue pour le dimensionnement est de  $350\ \text{tr/min}$ .

- ❖ Couple de rodage

Le couple de rotation maximal appliqué sur la broche est estimé à  $100\ \text{Nm}$

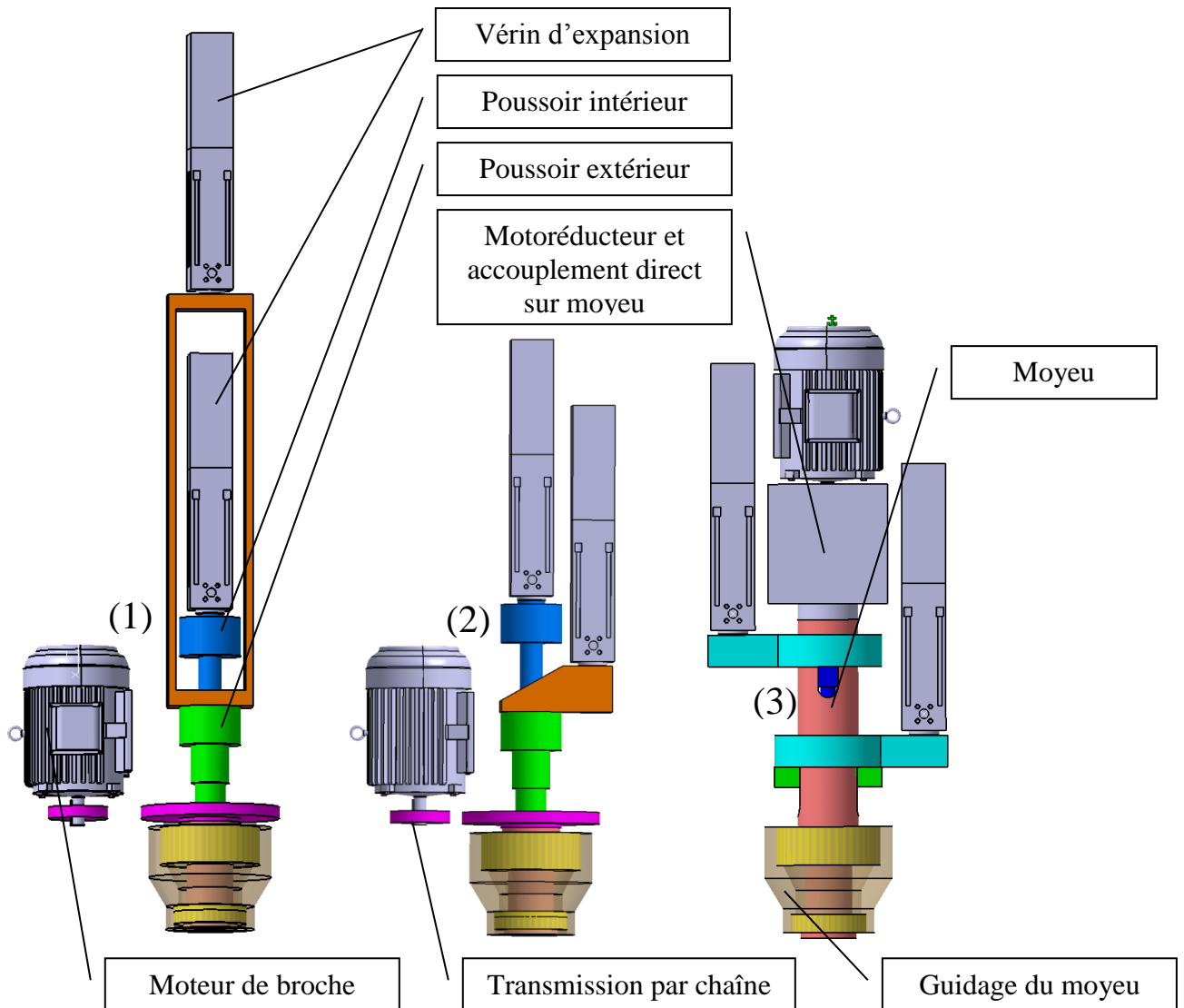
Grâce à cette analyse des paramètres de rodage, on peut établir le diagramme FAST () dont les différentes fonctions principales et de contraintes sont complétées par des critères de dimensionnement nécessaires à la conception précise de la broche de rodage flexible.

## 3. Recherche de solutions techniques

### Architecture générale de la machine de rodage flexible

La machine est équipée d'un moyeu creux guidé en rotation par rapport au bâti. La face intérieure du moyeu assure le guidage en translation d'un poussoir extérieur creux (en vert sur la figure 14 ci-dessous), à l'intérieur duquel, un poussoir intérieur (en bleu) est guidé en translation. Ces poussoirs sont translatés indépendamment par deux actionneurs linéaires. Les poussoirs sont équipés de ressorts de rappel qui permettent de maintenir les poussoirs en position haute. Enfin un moteur permet la mise en rotation de la broche.

Plusieurs agencements de ces éléments ont été envisagés :



*Représentations schématiques des différentes architectures de machine de rodage flexible*

Pour les solutions (1) et (2), les poussoirs intérieurs (en bleus) sont directement actionnés en translation par l'actionneur linéaire. Dans le cas de la solution (1), le poussoir extérieur creux (en vert) est translaté par l'intermédiaire d'une rallonge creuse (en orange) dans laquelle se positionne l'actionneur de poussoir intérieur. Pour la solution (2) la rallonge creuse est remplacée par une pièce travaillant en porte à faux permettant de décaler l'actionneur de poussoir extérieur pour diminuer la longueur axiale de la machine. La solution (3) dispose d'un moyeu entraîné en direct par un motoréducteur placé en ligne. Pour permettre la commande des poussoirs avec les actionneurs linéaires, le moyeu est fendu pour accéder à ces derniers.

### **Guidage du moyeu de broche**

Plusieurs solutions simples sont envisageables pour guider la broche en rotation, mais dans tous les cas, la reprise des efforts axiaux (9 000 N) induits par l'actionneur linéaire d'expansion constitue l'aspect déterminant de la solution. Un montage avec deux roulements à rouleaux coniques en « O » est préféré aux autres solutions (paliers à rotule sur rouleaux ou deux roulements rigides à une rangée de billes associés à une butée à billes) pour des raisons de rigidité, capacité aux charges axiales, précision, isostatisme, et accommodement aux chargements localisés en dehors des roulements.

### **Actionneur linéaire**

En plus des valeurs de vitesse et d'effort, d'autres critères sont intervenus dans le choix de l'actionneur linéaire d'expansion. En effet, pour éviter les coûts d'usinage et la multiplication des pièces spécifiques, celui-ci doit être un élément catalogue relativement standard d'un fournisseur, ayant une bonne précision de déplacement ainsi qu'un asservissement en vitesse ou position réalisable très simplement. La rigidité doit également être maximale pour garantir des pas de déplacement incrémentaux micrométriques. La cinématique de l'actionneur doit ainsi permettre un déplacement par pas d'expansion incrémentaux d'une valeur minimale de  $1\mu\text{m}$ . Deux grandes familles d'actionneurs linéaires sont alors envisageables : actionneurs électriques et hydrauliques. Un actionneur électrique a finalement été préféré pour deux raisons principales :

- facilité et précision d'asservissement en vitesse et position
- volonté d'éviter la multiplication des énergies : on se dispense ainsi de l'installation d'un groupe hydraulique haute pression.

Parmi les actionneurs électriques, le vérin électromécanique à système vis-écrou a été choisi pour ses capacités de charge, sa bonne précision et son prix modéré aux dépens d'un moteur linéaire (plus dynamique, mais moins rigide, plus cher, et doté de capacités de charge moindres) ou d'une table de translation de machine outil (plus précise, plus rigide mais plus chère). Il a par ailleurs été décidé de choisir les deux mêmes actionneurs pour les deux expansions pour simplifier la conception et éviter la multiplication des pièces différentes.

### **Motorisation de broche**

Ici encore, l'installation d'un moteur hydraulique dont la puissance volumique est très avantageuse a été éliminée pour éviter la mise en œuvre d'un groupe hydraulique haute pression.

Un autre critère de choix intervenant pour la motorisation de broche repose sur un mode de fonctionnement de la broche dit « dynamique ». En effet durant un cycle de rodage standard, la vitesse de rotation de la broche est constante. Le mouvement de battement, au changement de sens (point mort haut ou point mort bas), passe par une valeur de vitesse nulle, c'est le point d'inversion. À ce moment là, comme seule la vitesse de coupe périphérique intervient, des stries horizontales apparaissent sur la surface du fût si le temps d'inversion est trop long. Pour compenser ce phénomène, les machines de rodage industrielles actuelles possèdent un axe de battement hydraulique très dynamique offrant des accélérations autour de  $20\text{m/s}^2$ . Pour la broche de rodage flexible, l'axe de battement pourrait être réalisé par un bras de robot standard 6 axes dont l'accélération maximale pour un mouvement de battement similaire se situe autour de  $7\text{m/s}^2$ . Le temps d'inversion est donc plus long avec un robot et il y a un risque de voir apparaître des stries horizontales. Pour remédier à cela, la solution envisagée consiste à ralentir la rotation de la broche au niveau des points d'inversion. La motorisation de broche sera donc asservie aux battements du robot en présentant des cycles d'accélération et de freinage d'une durée d'environ 100 ms toutes les 0,5 secondes.

Ce mode de fonctionnement à forte dynamique empêche d'entrée de jeu l'utilisation d'un moteur électrique de type asynchrone. Il faut s'orienter vers un moteur synchrone à aimants permanents sur le rotor. En fonction de l'architecture de machine choisie, un motoréducteur synchrone avec un accouplement direct sur moyeu convient pour la solution (3) ou un moteur synchrone avec ou sans réducteur et une transmission par chaîne pour les solutions (1) et (2).

L'installation d'un moteur couple de broche (moteur synchrone creux à fort couple sans guidage entre le stator et le rotor) est envisagée. Ce type de moteur présente l'avantage d'être intégrable directement sur la machine (rotor monté sur le moyeu et stator sur le bâti) tout en présentant un couple maximal à basse vitesse. Ceci permet de se passer de réducteur et d'accouplement flexible entre moteur et moyeu. Cependant pour fonctionner au maximum de ses possibilités et présenter une puissance volumique intéressante, ces moteurs doivent être refroidis par eau et nécessitent donc l'installation d'un groupe froid impliquant un investissement élevé.

## 4. Dimensionnement

La durée de vie des éléments spécifiques conçus pour l'application devra être maximale, la valeur de dimensionnement étant choisie à 100 000 heures soit environ 16 ans en fonctionnement continu 24 heures par jour et 5 jours par semaine. Concernant les actionneurs standards, la durée de vie requise sera plus faible puisqu'il s'agit d'éléments fournisseurs facilement remplaçables avec un minimum de 40 000 heures.

### Éléments roulants

- Guidage du moyeu de broche

Le guidage du moyeu de broche est réalisé par deux roulements à rouleaux coniques montés en « 0 ». Un pré-dimensionnement a été effectué avant la conception en évaluant les dimensions de la machine. Pour finir le dimensionnement a été réalisé avec les dimensions et efforts définitifs.

Le diamètre du moyeu est imposé par l'interface avec le cardan Gehring qui nécessite un pas de vis M80x1,5 pour le maintien en position de ce dernier. Par conséquent, les portées de roulements seront placées sur un diamètre 85 mm.

- Butées à billes des tiges de vérins

Les tiges des vérins sont fixes en rotation par rapport au bâti de la machine tandis que les poussoirs d'expansion tournent en même temps que le moyeu. Par conséquent, il a fallu placer à l'interface entre la tige de vérin et le poussoir un élément capable d'encaisser l'effort axial d'expansion de 9 000 N sous une vitesse de rotation maximale de 350 tr/min.

### Vérin électrique

Le dimensionnement est ici réalisé directement par le fournisseur du vérin (SKF, ELITEC, EXLAR, MOOG, KINETIC SYSTEMS), après réception d'un cahier des charges très précis présentant entre autres le cycle de fonctionnement le plus dimensionnant du vérin. À l'issue de leurs études, les fournisseurs ont proposé les actionneurs suivants adaptés à l'application :

- ❖ Un vérin « catalogue » EXLAR GSX40-0601 (vis à rouleaux satellites de pas 2,54 mm) doté d'un moteur brushless intégré et d'un codeur de position absolu. Pilotage en mode pas à pas. Prix budget actionneur et variateur : 6 981 €
- ❖ Un vérin « hautes performances » sur mesure ELITEC 12-01 (vis à rouleaux satellites de diamètre 12 et de pas 1 mm) équipé d'un moteur brushless et d'un réducteur à trois étages placés en ligne. Prix budget actionneur et variateur : 11 000 €
- ❖ Un vérin « hautes performances » sur mesure SKF SVSA 3201 (vis à recirculation de rouleaux de diamètre 32 et de pas 1 mm) équipé d'un moteur brushless et d'un réducteur planétaire placés en ligne. Prix budget actionneur et variateur : 16 600 €
- ❖ Un actionneur linéaire « hautes performances » sur mesure MOOG SSA à galet et excentrique équipé d'un moteur brushless, d'un réducteur et d'un capteur d'effort. Prix budget avec variateur : environ 13 900 €

### **Motorisation de broche**

De la même manière que pour l'actionneur d'expansion, il a fallu transmettre, à différents fournisseurs (ETEL, SIEMENS, LEROY SOMER, BOSCH REXROTH, PHASE AUTOMATION), un cahier des charges détaillé de l'application à laquelle sera soumis le moteur. Un diagramme de cycle dimensionnant est représenté.

Plusieurs motorisations sont alors envisageables :

- un motoréducteur synchrone classique Siemens 1FK7105 avec une transmission par chaîne (solution (1) et (2)) ou un accouplement flexible (solution (3))
- un moteur synchrone seul Leroy-Somer 250U2E10 avec une transmission par chaîne (solution (1) et (2)) ou un accouplement flexible (solution (3))
- un moteur couple sans refroidissement ETEL TMK291-070 intégré directement sur la broche
- un moteur couple avec refroidissement PHASE AUTOMATION TK240-60 intégré directement sur la broche
- 

### **Instrumentation d'asservissement**

Pour pouvoir assurer un comportement en rodage similaire à une machine de rodage classique, la broche de rodage flexible doit intégrer plusieurs périphériques à savoir : un capteur d'effort pour chaque vérin électrique, un codeur de déplacement pour le mouvement d'expansion (intégré dans l'actionneur dédié), un codeur angulaire pour le pilotage des champs magnétiques tournants du moteur synchrone (intégré dans les moteurs classiques Leroy Somer et Siemens).

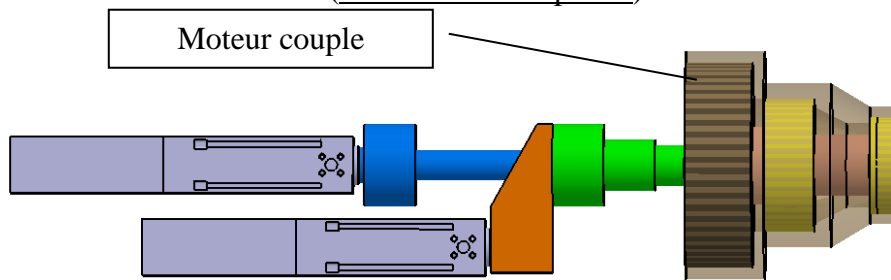
Plusieurs marques de capteurs d'effort pouvant supporter la charge imposée par le vérin sont disponibles (SENSY, FGP, HBM, INTERFACE, TESTWELL) ainsi que trois marques de codeurs angulaires pour le pilotage du moteur couple (RENISHAW, EINDENHAIN, ASM). Pour chaque élément, un cahier des charges a été transmis au fournisseur pour assurer le choix d'une instrumentation adaptée à l'application

## **5. Solution technique retenue**

### **Architecture de machine**

À l'étude des différents éléments compatibles avec l'application, une solution de machine a été retenue. Il s'agit d'une machine d'architecture numéro (2) à vérins déportés. Le choix de cette architecture s'explique principalement par une réduction notable de l'encombrement par rapport à une solution de type (1) (gain d'environ 400 mm), mais nécessite cependant la conception d'un mécanisme pour déporter le vérin plus complexe que pour la simple rallonge de la solution (1). La motorisation de broche de la machine sera non pas assurée par un moteur classique associé à une transmission par chaîne mais par le moteur couple creux intégré dans la broche refroidi par air de marque ETEL, associé à un codeur magnétique incrémental RENISHAW. L'installation d'un moteur de ce type rend immédiatement l'architecture de type (3), dont le principal avantage est de conserver la motorisation de broche dans l'axe du moyeu, inappropriée puisqu'elle entraîne la conception d'un moyeu creux et fendu complexe et onéreux. Le choix d'un moteur couple refroidi par air impose l'installation d'un moteur surdimensionné plus encombrant et plus lourd avec une puissance installée largement supérieure à la puissance nécessaire à l'application. Cependant, ce choix permet d'obtenir une machine indépendante d'une installation de groupe froid onéreux asservi en température et débit et fortement consommateur d'énergie. Les machines de rodage flexibles seront donc équipées d'un moteur couple refroidi par air sous réserve que le moteur de la machine prototype atteigne effectivement les performances annoncées, notamment du point de vue thermique pour éviter les problèmes de dilatation (température maximale annoncée en fonctionnement continu : 60°C). Les vérins

électromécaniques choisis sont de marque ELITEC (Voir Annexe 11 p.A27) asservis en effort avec un capteur d'effort TESTWELL (Voir Annexe 12 p.A28).



*Représentation schématique de la solution (2) avec moteur couple intégré*

### **Définition des pièces spécifiques**

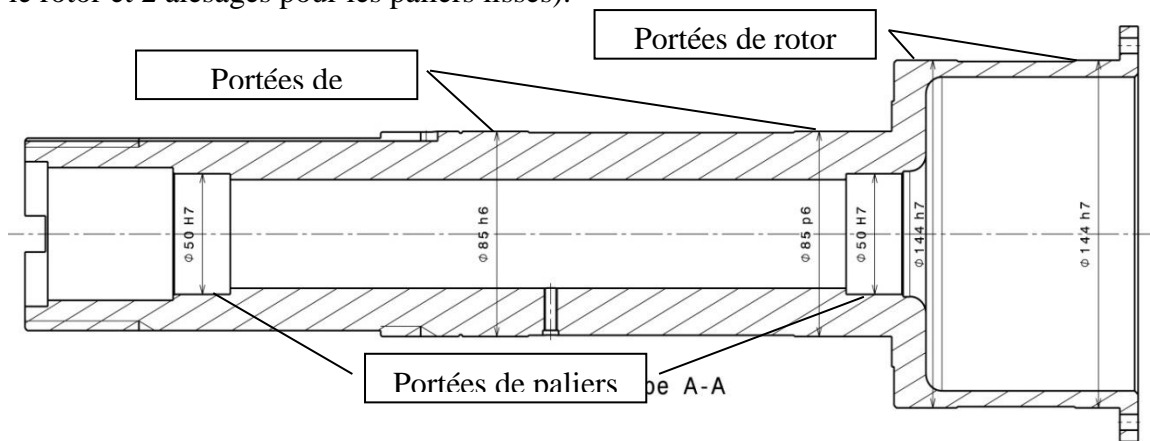
- *Corps du moyeu*

La fonction du moyeu est double : transmettre le mouvement de rotation entre le moteur et le rotor et guider les poussoirs à l'intérieur de lui-même. Le guidage du poussoir extérieur en translation est assuré par deux paliers lisses de taille standard 40x50x25 montés serrés dans l'alésage du moyeu.

Le couple est transmis à la rallonge à cardans par deux ergots diamétralement opposés.

Dans le but d'optimiser l'encombrement du moyeu, il a été choisi d'installer un moteur couple à diamètre intérieur de rotor important. Ceci permet la translation de la butée à billes du poussoir d'expansion extérieur de se positionner à l'intérieur du moyeu.

En tout, 6 portées sont usinées sur le moyeu (2 diamètres pour les roulements, 2 diamètres pour le rotor et 2 alésages pour les paliers lisses).



*Vue en coupe du moyeu de broche*

- *Poussoirs d'expansion*

Le poussoir extérieur est creux et usiné dans un rond d'acier. Sur sa face extérieure des portées d'une longueur correspondante à la course du poignard (50 mm) additionnée à la longueur du palier lisse sont usinées pour assurer le guidage du poussoir en translation dans le moyeu. Le glissement se fait entre ces portées et le diamètre intérieur des paliers lisses montés dans le moyeu.

À l'intérieur du poussoir extérieur, deux portées sont usinées pour recevoir les paliers lisses de guidage du poussoir intérieur. Ces paliers lisses de dimensions 10x16x10 et 16x22x16 sont montés serrés dans les alésages du poussoir extérieur.

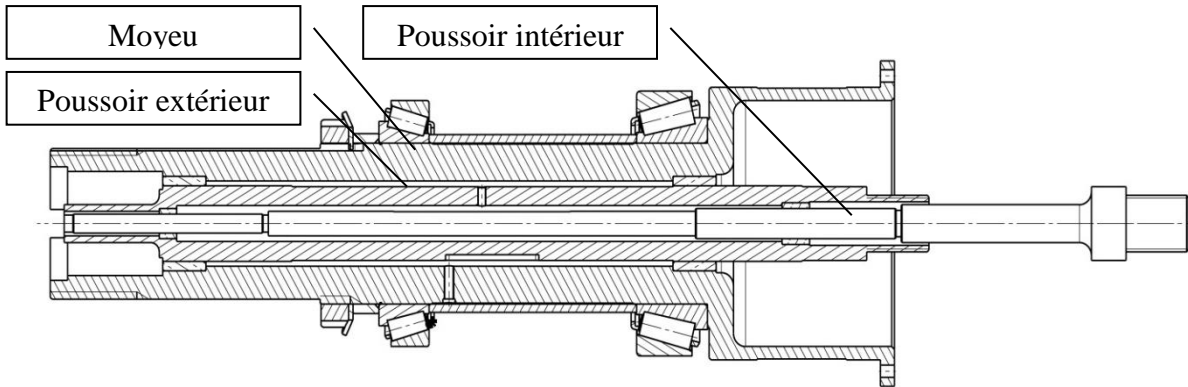
De la même manière que pour le poignard extérieur, le poignard d'expansion intérieur est en acier usiné. Des portées d'une longueur correspondante à la course du poignard extérieur plus



celle du poignard intérieur, soit 100 mm, additionnée à la longueur du palier lisse sont usinées sur la face extérieure.

La géométrie de l'extrémité des poignards côté vérin dépend de l'interface de contact avec les poignards de la rallonge à cardans Gehring. Il s'agit d'un appui plan sur un disque de diamètre 8 mm pour le poignard intérieur et sur un anneau de diamètre extérieur 14 mm et intérieur 10 mm pour le poignard extérieur.

Pour obtenir une liaison glissière par rapport au moyeu, une rainure est usinée sur la face extérieure des poignards pour transmettre le mouvement de rotation entre le moyeu et les poignards tout en permettant leur translation, par le biais de vis à téton sans tête.



Vue en coupe du moyeu avec les poussoirs

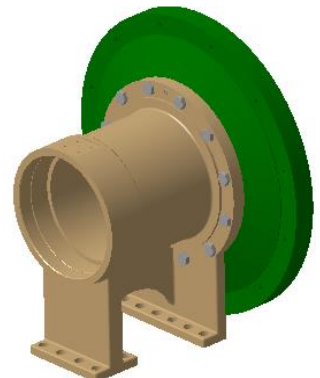
- *Butées axiales*

La butée axiale est nécessaire pour transmettre l'effort de poussée entre le poussoir d'expansion qui tourne avec le moyeu et la tige du vérin qui est fixe en rotation. Pour simplifier la conception, il a été choisi d'installer une butée simple effet dans le sens de la poussée. Au niveau de la conception de la butée de poussoir, il a été choisi de placer la butée à billes dans un boîtier fermé pour garantir la lubrification par graisse. La butée est équipée d'une portée sphérique sur une de ses bagues ainsi que de sa rondelle support également sphérique pour assurer l'alignement des axes et ainsi l'isostatisme du système. Le corps de boîtier est usiné dans un tube d'acier et soudé à l'une de ses extrémités sur le support de rotule côté vérin. L'autre extrémité est filetée dans le but de recevoir un bouchon en contact avec un joint axial Vring.

- *Boîtier de roulements*

Le boîtier de roulements du moyeu est obtenu en fonte moulée. L'extrémité côté rallonge à cardans est filetée pour recevoir un bouchon supportant un joint à lèvres radiales. Sur l'autre extrémité sont usinés un appui plan et un centrage court pour accueillir la flasque de fixation du stator du moteur couple en acier usiné.

Le centrage court et l'appui plan nécessaire à la mise en position du stator du moteur couple dans la flasque sont usinés en même temps que les portées de roulements du boîtier, après montage de la flasque sur le boîtier pour garantir la concentricité entre le rotor solidaire du moyeu et le stator. La flasque est indexée en position via une goupille de centrage de  $\varnothing 6$  mm.



Vue 3D du boîtier de roulements

- *Excentration du vérin de poussoir extérieur*

Le fait de déporter le vérin d'expansion par rapport au poussoir extérieur (Solution (2)) engendre plusieurs contraintes particulières. La première de ces contraintes repose en la conception d'une pièce spéciale servant à transmettre l'effort de poussée entre les deux axes

déportés. Cette pièce appelée « sabot » travaille donc en flexion. Cependant pour assurer un fonctionnement correct du mécanisme, le sabot (en vert sur le schéma ci dessous) ne doit pas être monté rigide sur le poussoir extérieur (en rouge) et sur la tige du vérin (en violet) sous peine d'introduire des contraintes de flexion parasites et destructrices dans ces deux composants. Pour remédier à cela, à l'interface de ces deux éléments avec le sabot, seront placées deux liaisons rotules (en bleue : la butée à bille avec sa rondelle support sphérique et en violet : la tige de vérin équipé d'un embout à rotule). Le sabot est guidé en appui plan par rapport au bâti (en noir) via deux patins autolubrifiants plans maintenus sur le bâti par des vis à tête fraisée. Ces patins reprennent l'effort de basculement du sabot engendré par l'excentration du vérin. Le corps du vérin (en marron) est en liaison pivot par rapport au bâti par le biais d'une fixation par tourillons. Le système est ainsi isostatique.

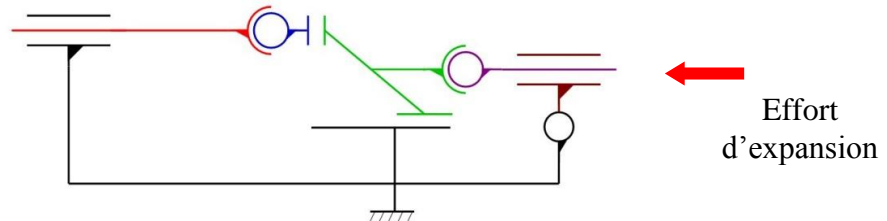
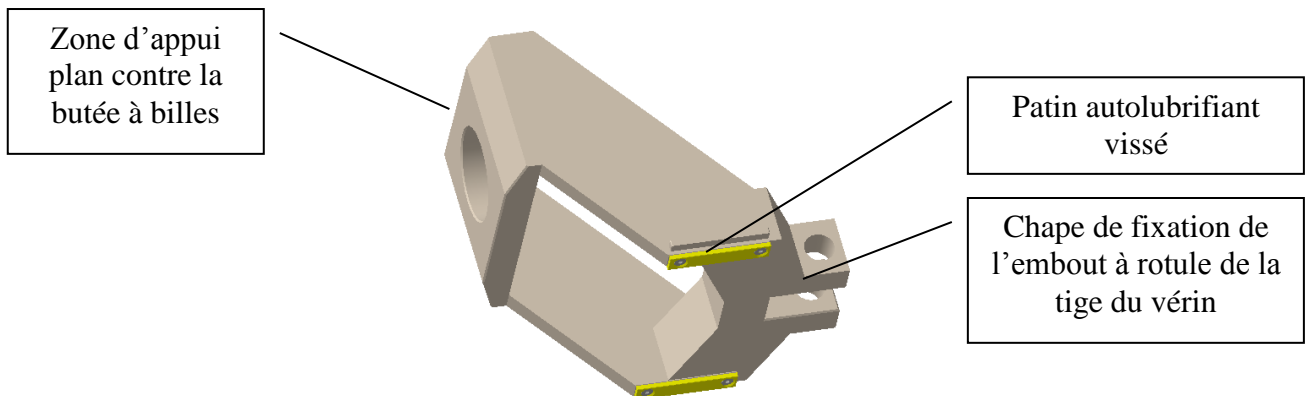


Schéma cinématique du mécanisme d'excentration de vérin



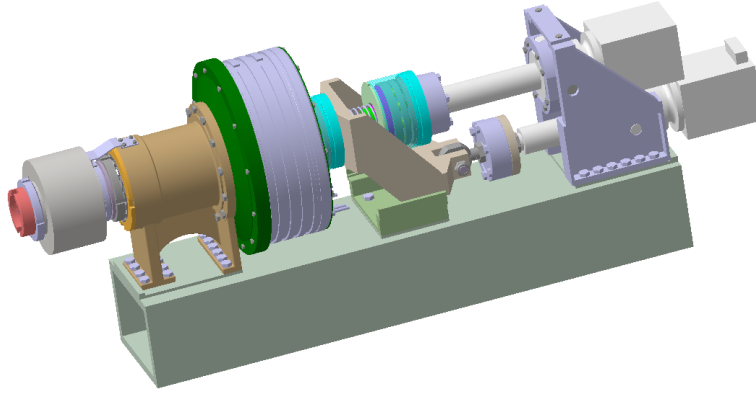
Modélisation 3D du sabot équipé de ses paliers lisses vissés

### Éléments du bâti

Les différents composants de la machine de rodage flexible sont fixés par des vis rectifiées sur une poutre mécano-soudée en acier dont la fonction est de positionner les composants entre eux (ensemble boîtier de roulements et moteur par rapport à l'ensemble actionneurs d'expansion) et de reprendre les efforts d'expansion transitant entre le boîtier de roulements et les vérins d'expansion. Les vérins sont maintenus par le biais de tourillons sur des supports mécano-soudés boulonnés sur la poutre. Pour fixer ces différents éléments sur la poutre, des plaques supports sont soudées sur cette dernière puis rectifiées en une seule opération pour assurer une planéité maximale.

## **6. Solution définie**

La solution de broche de rodage flexible est complètement définie par la mise en plan. La masse totale est de 233 kg, et la longueur hors rallonge à cardans et rodoir est de 1 252 mm. L'aspect de la machine en trois dimensions est le suivant :



*Solution retenue définie sous Catia V5*

Ce projet a permis de définir complètement une solution de broche de rodage répondant au besoin de processus de rodage flexible. L'ensemble des éléments intervenant pour son fonctionnement est défini que ce soit pour les pièces spécifiques pour lesquelles les techniques de fabrication disponibles ainsi que les coûts d'obtention ont été pris en compte tout comme pour les pièces achetées qui ont été choisies, notamment pour les actionneurs, sur des critères de coût, de performance, d'encombrement, de masse et de durée de vie.

# ANNEXE VII Notice de Programmation de la machine de rodage expérimentale

## 1) Démarrage

Hors tension la porte est déverrouillée. Le changement d'outil s'effectue hors tension.

### 1. Mise sous tension

La mise sous tension s'effectue par le disjoncteur principal.

- *Démarrage ordinateur de commande*

L'ordinateur démarre avec la mise sous tension générale.

- *Démarrage alimentation 24V*

L'alimentation 24V des composants et capteurs est effective avec la mise sous tension générale

- *Démarrage puissance*

L'enclenchement de la puissance est réalisé par l'appui sur le bouton « puissance ». La mise en puissance est autorisée après que l'utilisateur ait sélectionné un mode de fonctionnement à partir du menu démarrer.

### 2. Connexion PC

La communication avec l'ordinateur de commande s'effectue par le port Ethernet. Les données contenues sur le PC de commandes sont accessibles via réseau domestique ou par port USB avec transfert sur stockage amovible.

Le réseau domestique doit donner totalement accès à l'ordinateur de commande. En fonction des possibilités offertes par le système Beckhoff, le logiciel de commande sera accessible, paramétrable et modifiable par un PC connecté sur le même réseau domestique. L'opérateur pourra ainsi programmer la machine à distance quand celle-ci est sous tension. Pendant les opérations à distances la machine ne pourra pas être mise en route (puissance éteinte) et affichera un message d'attente de déconnexion de PC distant.

## 2) Définition des pages affichées sur HMI

### 1. Menu principal

Le menu principal propose les choix suivants :

- Accès paramétrage géométrique
- Paramétrage des cycles de rodage
- Visualisation d'état
- Menu Démarrage

- *Affichage : Page Paramétrage géométrique*

Cette page permet de visualiser la liste des paramètres géométriques de la machine. Il est également possible de modifier la valeur des paramètres, d'enregistrer et de charger des configurations outil/fût. La liste présente 5 colonnes : nom de paramètre ; unité ; valeur de consigne ; valeur mini ; valeur maxi.

Les paramètres sont décrits en partie 3 page 3.

- *Affichage : Page Paramétrage des cycles de rodage*

Cette page permet de choisir le mode de rodage choisi et de visualiser la liste des paramètres définissant le cycle de rodage. Il est également possible de modifier la valeur des paramètres, d'enregistrer et de charger des programmes.

La liste présente 5 colonnes : nom de paramètre ; unité ; valeur de consigne ; valeur mini ; valeur maxi. Les paramètres sont décrits en partie 8 (page 9).

- *Affichage : Page visualisation d'état*

La page visualisation d'état permet de voir les valeurs instantanées suivantes :

- la position verticale du chariot (Z) en [mm] avec un affichage type jauge représentant la totalité de la course de l'axe et un affichage digital avec 2 décimales ;
- la position angulaire de la broche (THETA) en [°] avec un affichage digital et éventuellement un mini cadran horloge avec aiguille ;
- la position de l'expansion radiale (R) en [ $\mu\text{m}$ ] avec un affichage digital de la valeur exprimée dans le repère de l'axe (depuis codeur multi-tour)
- la force de l'expansion radiale (F) en [N] avec un affichage digital.
- la valeur instantanée de la mesure in process (DMIP) en [ $\mu\text{m}$ ] avec un affichage digital. Un afficheur type curseur sur barre horizontale représente la course de la mesure, centrée en zéro, la cote prise dans la bague étalon.

## 2. Menu Démarrage

Le menu démarrage propose les actions suivantes :

- Prise d'origine des axes
- Prise de référence MIP
- Prise référence expansion outil
- Prise cote radiale de contact de l'expansion
- Actionnement manuel
- Lancement cycle de rodage

## 3) Initialisation géométrie

### 1. Définition des repères de programmation

- *Axe vertical : chariot de battement*

Repère machine :

L'origine du repère axiale de la machine se situe sur l'axe de la broche à la hauteur de l'épaule de la chemise dans le porte-pièce quand le chariot est en repos sur la butée basse. Le repère est orienté vers le haut positif.

La variable Z1 représente la position du milieu de la chemise dans le repère machine.

Z1 initial = moitié de la hauteur de chemise (HFU)

Repère programmation :

Le repère de programmation des mouvements de battement est lié à l'outil. Son origine est au milieu de la hauteur des pierres abrasives. Il est orienté vers le haut.

La variable Z2 représente la position du milieu de la chemise dans le repère programmation.

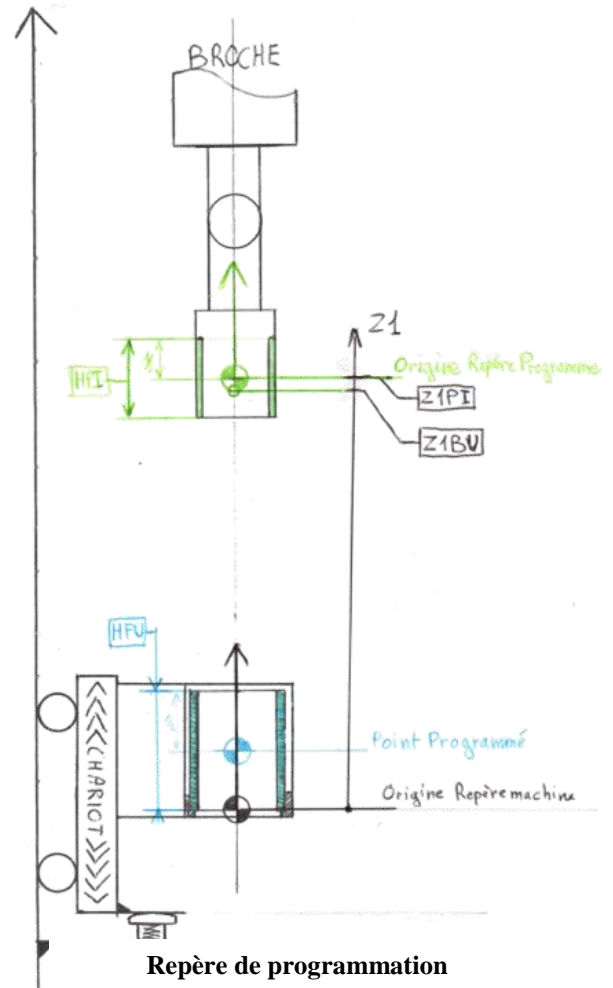
Z2 initial sera donc négatif

- *Axe rotation : Moteur couple de broche*

Pour un cycle de rodage courant, la position angulaire initiale de l'outil dans le fût est arbitraire. Nous utiliserons le repère lié au codeur magnétique avec le zéro degré au top de la bague et un sens horaire positif.

La position angulaire du diamètre mesuré par la MIP doit être renseignée par l'utilisateur en degré dans le repère décrit ci-dessus

TMIP = 15°



- *Axe d'expansion : position radial*

Repère machine : longueur de tige sortie :

Le repère machine de l'axe d'expansion est le repère natif lié au codeur multi tour. Le zéro correspond à une rétractation maximum de la tige du vérin. Le nombre de tour défini la longueur sortie de la tige du vérin. La course maximale est atteinte en limite du comptage de tour par le capteur.

Repère programmation : diamètre de travail :

Le repère programmation lie le diamètre effectif de travail à la position de sortie du vérin. La prise de référence de la cote de contact des pierres dans le fût est nécessaire pour définir le zéro du repère de programmation.

Le repère est orienté positif quand le diamètre augmente.

## 2. Paramètres géométriques

- *Géométrie d'outil*

La position verticale du milieu de la hauteur des pierres dans le repère machine est une donnée entrée par l'utilisateur. Cette cote est mesurée par l'opérateur.

Z1PI = ## mm

La hauteur des pierres est entrée par l'utilisateur en mm

HPI = 80 mm

Définition de la position verticale des buses de soufflage dans le repère machine en mm

Z1BU = ## mm

Définition de l'angle de la cône conique du rodoir en °

'ALPHA' = 22,5°

- *Chemise*

L'utilisateur doit rentrer la hauteur de la chemise

HFU = 127,5 mm

L'utilisateur doit entrer la surépaisseur de matière au diamètre initial (mesuré par comparaison avec la bague étalon) en  $\mu\text{m}$

DINI = 65  $\mu\text{m}$

L'utilisateur doit rentrer l'épaisseur de matière restante visée en première phase

DFIN1 =

L'utilisateur doit rentrer l'épaisseur de matière restante visée en deuxième phase

DFIN2 =

- *Bague étalon*

L'utilisateur doit renseigner le diamètre de la bague étalon en mm

DBAG=72,200 mm

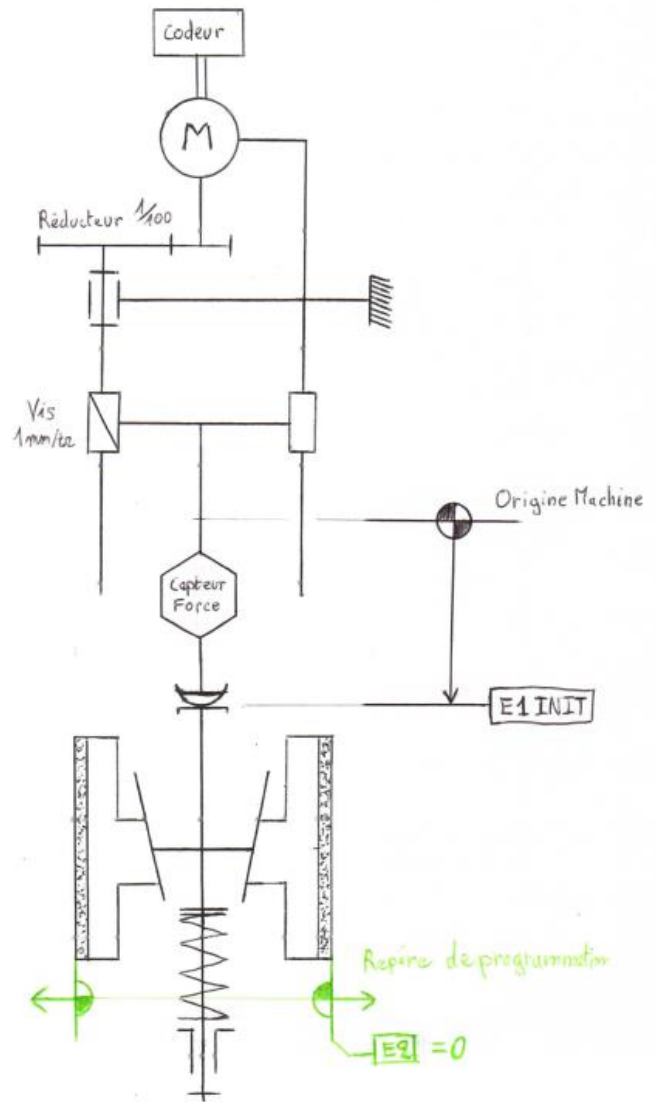


Schéma expansion avec capteur de force

L'utilisateur doit renseigner la position verticale du chariot dans le repère machine permettant l'étalonnage de la mesure in-process dans la bague étalon.

Z1BAG= ## mm

#### 4) Prise d'origine des axes

Suite à l'allumage machine, la commande propose une prise d'origine des axes à l'utilisateur. Le cycle d'initialisation des axes est réalisé porte fermée puissance enclenchée.

##### 1. Cycle de prise d'origine des axes

Le cycle de prise d'origine permet la prise de référence des axes dans l'ordre suivant : Rotation ; Battement ; Expansion.

###### • Rotation

La prise de référence de l'axe de rotation s'effectue suivant les recommandations de Beckhoff et Etel (fournisseurs du matériel). Les actions suivantes seront réalisées :

- Rotation à faible vitesse dans le sens horaire : 10tr/min
- Détection du top zéro du codeur
- Arrêt de la rotation
- Affichage : « Origine rotation atteinte »

###### • Battement

La prise de référence de l'axe de battement s'effectue suivant les recommandations de Beckhoff et Etel (fournisseurs du matériel).

Les actions suivantes seront réalisées :

- Monter du chariot à faible vitesse : 5m/min
- Atteinte de la position top zéro
- Arrêt du mouvement de battement
- Redescente en position de repos à faible vitesse : 5m/min
- Affichage : « Origine battement réalisée »

###### • Expansion

La prise de référence de l'axe d'expansion s'effectue suivant les recommandations de Beckhoff et Elitec (fournisseurs du matériel).

Le moteur d'expansion est équipé d'un codeur relatif multi tour.

Les actions suivantes seront réalisées :

- Sortie de tige d'expansion : 5mm
- Retour en position rétracté : codeur à 0
- Affichage : « Origine expansion réalisée »

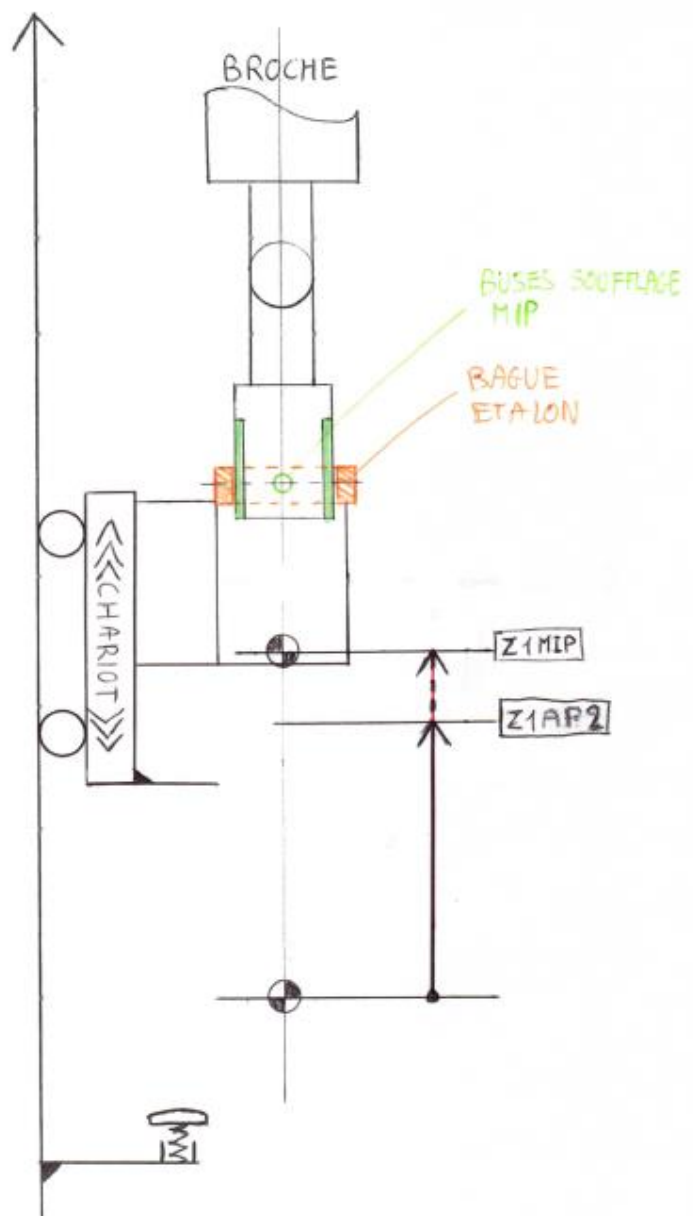
#### 5) Prise de référence mesure in-process

##### 1. Paramétrage géométrique

La prise de référence est effectuée dans la bague étalon. La position verticale du chariot dans le repère de la table DynX, permettant de positionner les buses de soufflage en face de la bague étalon est un paramètre réglable.

###### • Cycle de prise de référence

Le cycle de prise de référence consiste à prendre la mesure





par soufflage dans la bague étalon. La cote ainsi mesurée correspond au diamètre final à atteindre après rodage.

Le déclenchement du cycle de prise de référence est réalisé par l'utilisateur via le menu principal. Dès lors, les actions successives sont les suivantes :

- Affichage « bague étalon en position ? »
- Validation par appuie sur bouton puissance (porte fermée)
- Verrouillage porte
- Montée du chariot jusqu'à la position de prise de référence [ZMIP0]
- Acquisition de la valeur mesurée après temporisation de 5s
- Mise à zéro de la variable MIP
- Redescente du chariot en position de repos
- Affichage « prise de référence MIP effectuée »
- Extinction puissance
- Déverrouillage porte

## 6) Prise référence outil pour l'expansion

Cette action permet de connaître la position de l'axe d'expansion entraînant le contact entre la tige du vérin et le pousoir de la came conique du rodoir. Pendant cette opération le chariot ne bouge pas seul l'expansion est activée.

Le cycle se déroule de la manière suivante :

- Affichage « prise référence expansion outil ? »
- Validation par appuie sur bouton puissance (porte fermée)
- Verrouillage porte
- Retour tige de vérin à position zéro
- Sortie de tige de vérin à vitesse lente ## $\mu$ m/s
- Détection front montant de l'effort supérieur à ## N
- Arrêt de l'expansion, maintient en position.
- Affichage « cote de contact de poignards = ## »
- Mémorisation de la cote dans la variable E1INIT
- Initialisation du repère de programmation E2 =0

### 1. Mesure cote radiale de contact

- *Paramétrage géométrique*

Position verticale permettant la mise en contact : la position du chariot tel que le milieu de la hauteur des pierres soit au milieu de la chemise : Z1PI

- *Cycle de prise de cote radiale de contact*

Déclenchement du cycle depuis menu démarrage.

Déroulement du cycle :

- Affichage « pièce en place et bridée ? »
- Validation par appui sur bouton puissance (porte fermée)
- Verrouillage porte
- Rétractation des pierres au maximum
- Montée du chariot jusqu'à la position définie
- Expansion vitesse rapide
- Détection du front montant de l'effort sur le capteur de force
- Arrêt de l'expansion
- Rétractation de 50 $\mu$ m en vitesse rapide
- Expansion vitesse lente
- Détection du front montant de l'effort sur le capteur de force
- Arrêt de l'expansion
- Rétractation de 100 $\mu$ m en vitesse rapide
- Redescente du chariot en position de repos
- Affichage « cote contact effectuée : valeur de l'expansion »



- Extinction puissance
- Déverrouillage porte

## 7) Mode actionnement manuel

Activation du mode de manuel depuis le menu démarrage

Affichage « Mode Manuel activé ? Fermer la porte »

Validation par appuie du bouton puissance avec la porte fermée

Déplacement axe par axe :

Choix de l'axe à déplacer : Rotation ; Battement ; Expansion

L'appuie sur un bouton 'tactile' plus/moins permet d'avancer/reculer la position de l'axe à la vitesse réglable (dans la même boite de dialogue).

Par défaut les vitesses sont :

- Rotation : vitesse lente 10 tr/min positif ou négatif
- Battement : vitesse lente 5m/min montée ou descente (stop avant butée mécanique)
- Expansion : vitesse rapide 3000µm/s rétractation ou expansion (stop avant butée mécanique)

## 8) Paramétrage cycle rodage

### 1. Paramétrage de l'approche

Définition de la vitesse verticale d'approche

Z1AP1= ## mm

Point de commutation en vitesse de travail et passage dans le repère de programmation

Z1CYC= ## mm

### 2. Rodage classique

- Paramètres rotation et battement

Vitesse de rotation constante [tr/min]

Vitesse de battement constant [m/min]

Accélération d'inversion [m/s<sup>2</sup>]

Temporisation à l'inversion [ms]

- Paramètres expansion

En fonction du mode de pilotage de l'expansion choisit par l'utilisateur les paramètres utilisés sont :

\* Pilotage en position :

Vitesse d'approche en expansion de 0 à 30 [µm/s]

Vitesse d'expansion 1 de 0 à 30 [µm/s]

Vitesse d'expansion 2 de 0 à 30 [µm/s]

Durée de l'étincelage de 0 à 60 [s]

\* Pilotage en effort :

Vitesse d'approche en expansion de 0 à 30 [µm/s]

Force d'expansion 1 [N]

Force d'expansion 2 [N]

- Temporisations et déconnexion

Définition du point de déclenchement de l'expansion.

\* Basculement phase 1-2 :

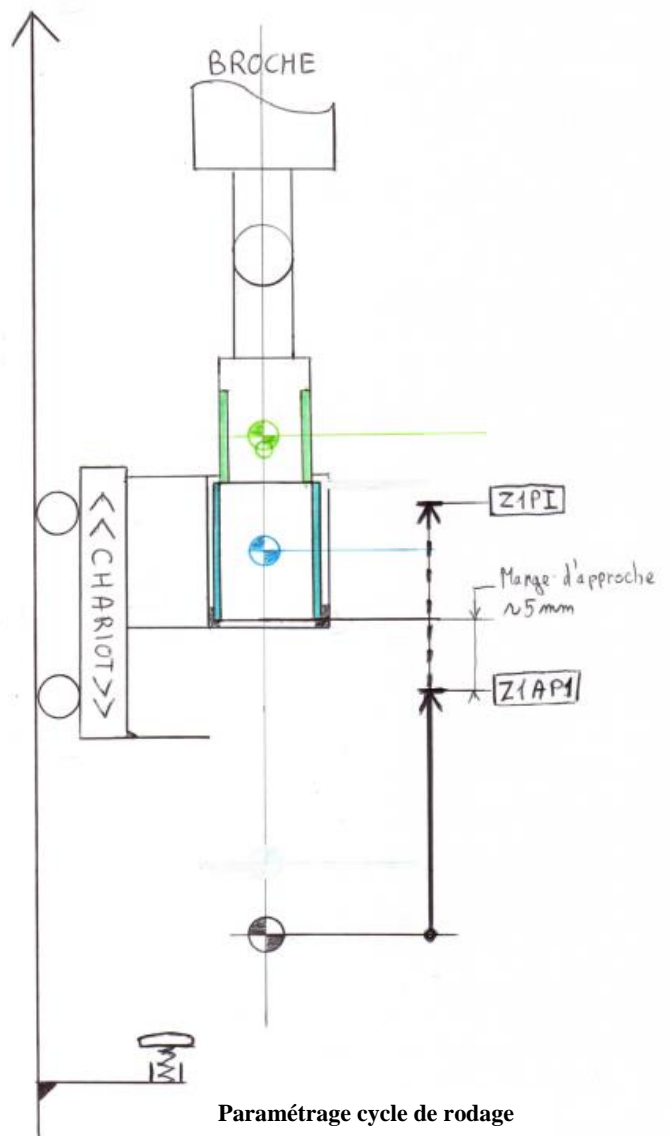
Nombre de battement

Mesure pneumatique

\* Déclenchement fin de cycle :

Nombre de battement

Mesure pneumatique



### 3. Rodage asservi en angle

Quand cette option est activée par l'utilisateur (à partir d'un cycle de rodage classique), la vitesse de rotation n'est plus constante. La vitesse de rotation est alors synchronisée sur la vitesse de battement de manière à respecter l'angle de striation souhaité.

### 4. Génération de texture

- *Construction trajectoire rotation et battement*

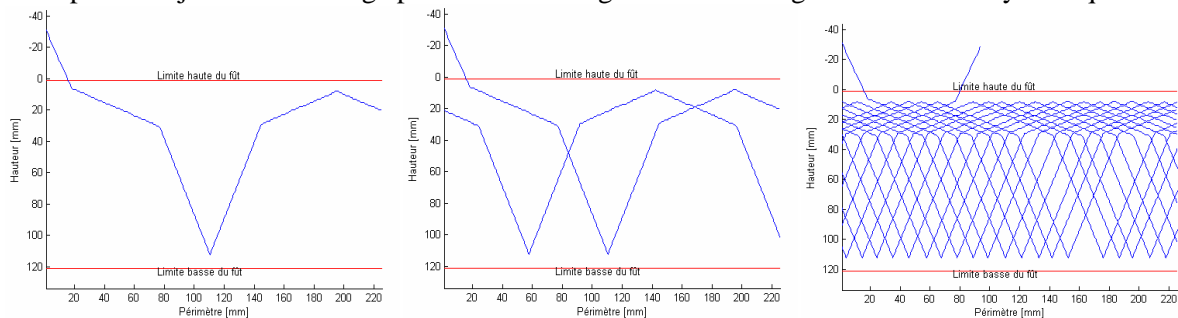
En cycle « génération de texture » la machine va suivre une trajectoire imposée permettant de générer un motif sur la surface rodée.

Les deux axes, rotation et translation axial fonctionnent alors en suivi de trajectoire tel une CN de machine outil. La trajectoire est définie par une liste de points de passage donnés dans le repère programme en coordonnées polaires. Chaque point de la liste est accompagné de la vitesse de parcours préconisée ainsi que de l'information expansion active.

Le chargement du fichier de liste se fera via une boîte de dialogue de sélection type « parcourir ».

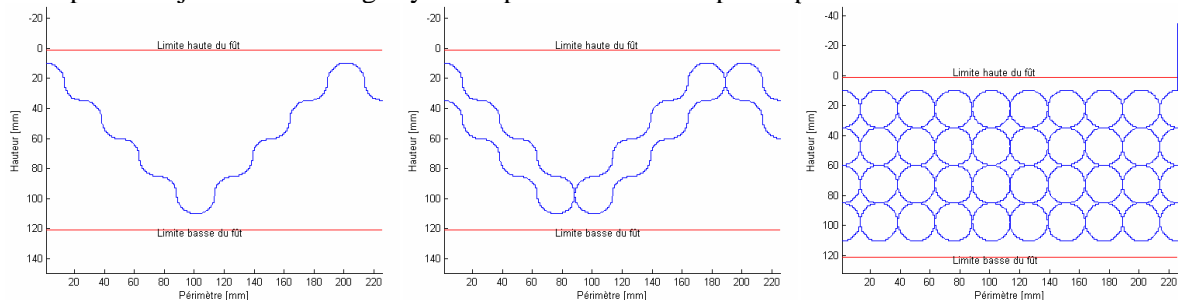
Le type du fichier requis pour lecture par la machine est celui préconisé par Beckhoff. Un moyen de conversion depuis un fichier Excel .xls ou .csv. La trajectoire fournie par l'utilisateur doit être sur échantillonné. Un post-traitement doit être effectué avant lecture pour compilation du fichier machine et vérification.

Exemple de trajectoire de rodage pour obtenir 2 angles de stries étagé sur la surface cylindrique.<sup>1</sup>



Trajectoires à double angles de striation

Exemple de trajectoire de rodage cycloïde pour obtenir un aspect « poli » avec des cercles. 1



Trajectoires cycloïde

Une trajectoire complète doit permettre au bout d'un temps donné de revenir au point de départ en ayant balayé la totalité de la surface. Ainsi pour la trajectoire « ronds » ci-dessus, au bout de 9 battements le point programmé se retrouve en position initiale.

- *Paramètres expansion synchronisée*

En cycle de rodage dit « génération de texture », l'expansion peut être piloté en force ou en vitesse d'expansion.

Le démarrage de l'expansion est synchronisé sur le début de la trajectoire programmée en ISO. Pour que les abrasifs soient immédiatement en contact la prise de référence de la cote contact doit avoir été effectuée juste avant le début cycle. Ainsi avant le début du cycle la position radiale d'expansion

<sup>1</sup> Trace du point milieu d'une pierre abrasive

correspond à la cote contact moins 100µm. Les 100µm sont parcouru à vitesse rapide de manière à ce que les pierres entrent en contact à l'instant de démarrage du mouvement.

- *Choix du type de déconnexion*

La rétraction de l'expansion peut être déclenchée par l'atteinte de la cote finale du diamètre (déconnexion sur mesure pneumatique) ou après un temps donné par l'utilisateur.

Le cycle de rodage se termine quand les pierres sont rétractées, dans ce cas le suivi de la trajectoire est interrompu. Quand le signal de fin n'interviens pas avant la fin de la séquence de trajectoire programmée, le cycle se prolonge naturellement en bouclant la trajectoire programmée.

## 9) Lancement cycle de rodage

Le lancement d'un cycle de rodage s'effectue depuis le menu démarrage.

Pour pouvoir lancer un cycle il faut que la machine est réalisé depuis son allumage au moins une fois chacune des actions suivantes : cycle de RAZ des axes, la prise de référence de la mesure in-process, la prise de référence expansion outil et la prise de la cote de contact de l'expansion (des voyants verts indiquent dans le menu démarrage si ces actions ont été réalisées depuis l'allumage).

A partir de la sélection « départ cycle » depuis le menu démarrage la séquence se déroule comme suit :

- Affichage « voulez vous lancer le monitoring ? OUI/NON » démarrage scopeview
- Affichage « pièce en place et bridée ? ALLUMER LA LUBRIFICATION»
- Validation par appuie sur bouton puissance (porte fermée)
- Verrouillage porte
- Montée chariot en vitesse rapide jusqu'au point d'approche Z1AP1
- Poursuite de la montée du chariot à vitesse d'approche jusqu'au point de commutation.
- Passage dans le repère programme et suivi des instructions cycle programmé
- Fin du cycle redescende du chariot jusqu'en position de repos.
- Extinction puissance, déverrouillage porte
- Affichage « vous pouvez arrêter la lubrification »
- Génération de l'historique, de la fiche paramètre et arrêt du ScopeView

## 10) Réglage mesure in-process

La mesure pneumatique du diamètre doit être étalonnée à chaque démarrage de la machine. Le signal émis par le transducteur pneumatique est traité suivant les recommandations de Hommel Etamic. Après conversion de la tension l'origine mesure est défini dans la bague étalon. La mesure s'exprime en µm au diamètre, le repère est orienté vers l'extérieur positif. La valeur de la mesure relative est stockée dans la variable M1MIP

L'acquisition de la mesure in-process est réalisée quand les buses de soufflages sont à l'intérieur du cylindre. Quand les buses de soufflages sont en dehors du cylindre, la valeur renvoyée par la mesure in-process doit être égale à la dernière mesure acquise dans le fût jusqu'à la prochaine mesure acquise dans le fût.

La mesure M1MIP est enregistrée au cours du cycle quand le monitoring est activé.

La mesure relative M1MIP peut être convertie en diamètre par le biais la dimension de la bague étalon.

## 11) Réglage correction Macro-Forme

Quand l'option macro forme est activée pour un cycle de rodage, la mesure in process est scrutée en 3 niveaux pour déterminer un éventuel défaut de cylindricité.

En comparant l'évolution des 3 diamètres au cours de quelques battements, il est possible de déterminer les écarts et de générer une action corrective pour compenser un maque d'enlèvement de matière localisé sur un ou plusieurs niveaux Z.

Chaque itération de la correction macro-forme est constitué d'un nombre de battements normaux, suivi de la correction dont l'action s'arrête en fonction du mode.

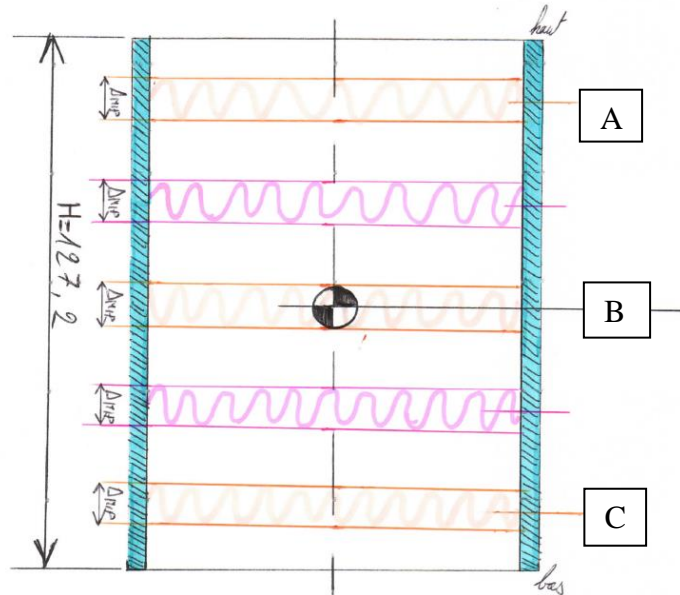
Le cycle poursuit son cours jusqu'à la fin prévu par le mode de déconnexion (nombre de battement ou stop-cote).

L'utilisateur peut programmer jusqu'à 3 itérations de correction successives.

**1. Echantillonnage mesure par niveau**

L'utilisateur entre le nombre de battement normaux avant correction

L'échantillonnage de la mesure est réalisé à 3 niveaux (haut, milieu, bas) aux altitudes A, B, C sur une plage de hauteur  $\Delta MIP$  défini par l'utilisateur.



Position des plages de mesures du diamètre pour la correction macro-forme

**2. Seuils de déclenchement**

On compare les diamètres mesurés aux trois altitudes entre eux en calculant les écarts entre les mesures deux à deux : A-B, B-C et C-D

On classe les écarts en trois catégories :

- Niveau vert : l'écart absolu est inférieur au seuil de tolérance jaune
- Niveau jaune : l'écart absolu est inférieur au seuil de tolérance rouge et supérieur au jaune
- Niveau rouge : l'écart absolu est supérieur au seuil de tolérance rouge

Une opération de correction est lancé si il y a au moins un écart dans le rouge ou si il y a au moins deux écarts dans le jaune. Si les écarts sont au vert ou si il y en a un de jaune, il n'y a pas de correction. Dans ce cas, si il ya une autre itération de correction, elle commence immédiatement avec les battements normaux précorrections programmés.

**3. Actions correctives**

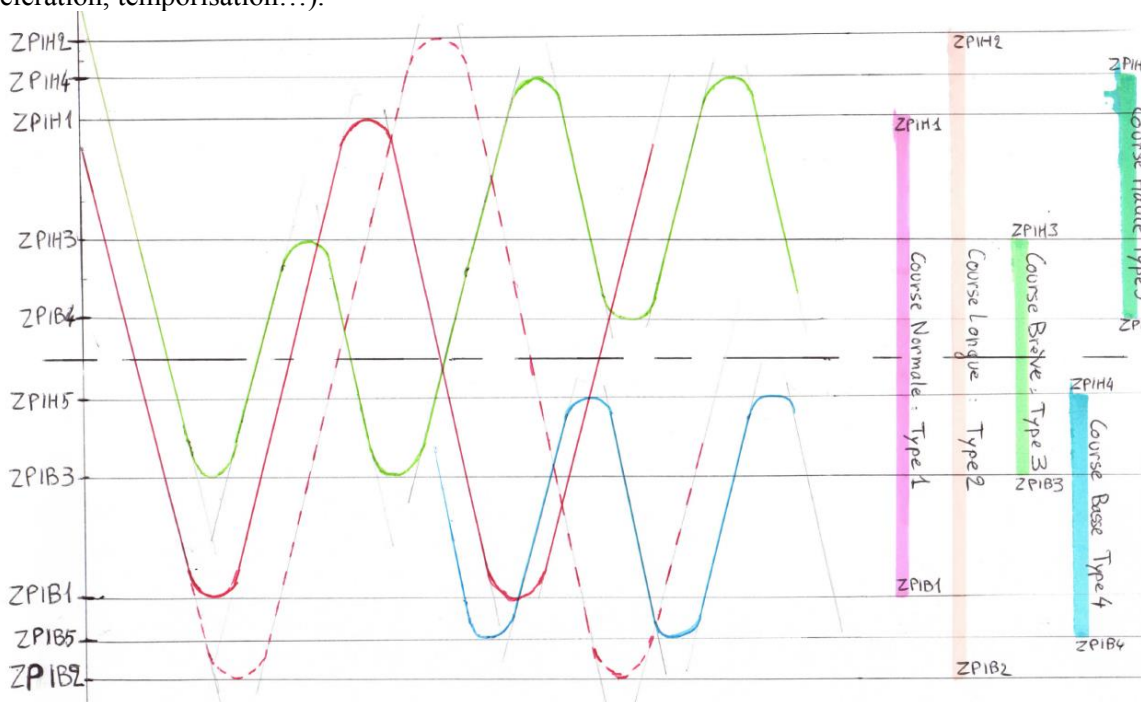
Le choix des actions correctives réalisé en fonction des signes des écarts entre les diamètres mesurés :

Définition des actions correctives de macro-forme

Diamètre	À = haut      B = milieu      C = bas			Battements	
	Différence				
	À - B	B - C	A - C	Centrés	Course
À<B<C	-	-	-	Haut	Longue
À<C<B	-	+	-	Haut	Courte
B<A<C	+	-	-	Milieu	Courte
B<C<A	+	-	+	Milieu	Courte
C<A<B	-	+	+	Bas	Courte
C<B<A	+	+	+	Bas	Longue

La fin des battements de correction est déclenché par : l'écart de mesure est passé au vert ou un nombre de battement correctif maximum est atteint, au choix de l'utilisateur.

Les paramètres d'inversions des battements spéciaux sont les mêmes que ceux de la course normale (accélération, temporisation...).



Définition des battements correctifs pour macro-forme

- *Battements longs*  
 Battements longs milieu  
 La course s'étend de ZPIH2 à ZPIB2.  
 Battements longs hauts  
 La course s'étend de ZPIH2 à ZPIB3.  
 Battements longs bas  
 La course s'étend de ZPIH3 à ZPIB2.
- *Battements courts*  
 Battements courts milieu  
 La course s'étend de ZPIH3 à ZPIB3.  
 Battements courts haut  
 La course s'étend de ZPIH4 à ZPIB4.  
 Battements courts bas  
 La course s'étend de ZPIH5 à ZPIB5.

## 12) Réglage asservissement hélicoïdal

La vitesse de rotation de consigne est générée à partir de la vitesse de battement réelle : L'angle de rodage  $\alpha$  ainsi que la vitesse de coupe doivent être rentré par l'utilisateur.

## 13) Monitoring machine

1. Acquisition des variables process
2. Génération fiche process récapitulative

## 14) Surveillance

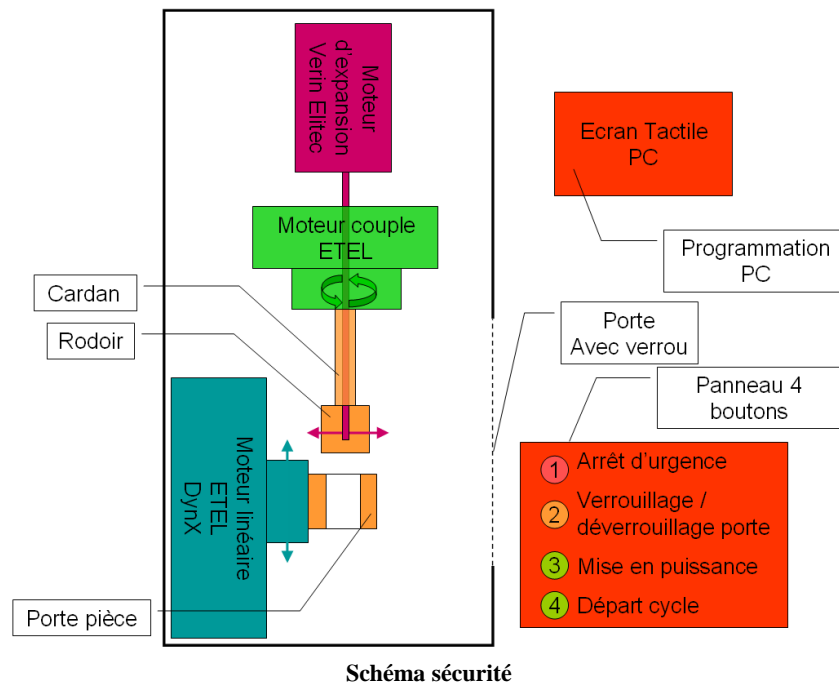
1. Génération d'historique
2. Calcul de l'usure des pierres
3. Déclaration des dysfonctionnements

## 15) Sécurité

1. Gestion des modes de fonctionnement & sécurité

Schéma synoptique de la machine composée de 3 axes mécaniques :

Rotation de l'outil ; Monté/descente de la pièce (axe Z) ; Expansion des pierres



La mise en route de l'air comprimé pour l'alimentation du système de mesure in-process et l'allumage de la lubrification ne sont pas automatisés. L'utilisateur doit lui-même alimenter la machine en lubrifiant et air comprimé.

## 2. Détails des modes de fonctionnement

- *Mode arrêté :*

Aucun organe de la machine n'est alimenté : sectionneur général ouvert.

Le chariot vertical est en position basse et repose sur l'amortisseur de fin de course (par inertie).

- *État de référence : mode de démarrage*

Alimentation 24 V : alimentation de l'ordinateur et des capteurs. Puissance inactive.

Porte machine ouverte et déverrouillée permettant la mise en place de chemise et le changement d'outil.

Lecture des capteurs possible.

Accès aux programmes de l'ordinateur.

Aucun mouvement automatique n'est possible.

- *Départ cycle de rodage :*

Enlever l'arrêt d'urgence.

Porte fermée. Verrouillage porte (pression bouton 2)

Mise en route de la puissance (pression bouton 3)

Exécution du cycle de rodage par pression du bouton 4 (automatique, manuel, séquentiel...)

- *Fin de cycle de rodage :*

Attente redescente du chariot en position basse

Coupure de l'alimentation de puissance

Autorisation de déverrouillage de porte.

Enfoncer l'arrêt d'urgence

Retour à l'état de référence.

- *Enfoncement de l'arrêt d'urgence en cours de cycle de rodage*

En cas d'arrêt d'enfoncement du bouton d'arrêt d'urgence pendant un cycle de rodage, la machine doit réagir comme suit :

Arrêt de l'expansion du rodoir.

Arrêt de la rotation d'outil instantanée.

Rétraction des pierres l'expansion revient à sa position initiale.

Descente du chariot jusqu'en position basse (en butée sur l'amortisseur)

Désactivation de la puissance

Autorisation de déverrouillage de la porte.

- *Arrachement du verrou de la porte en cours de cycle de rodage*

En cas d'ouverture pendant un cycle de rodage, la machine doit réagir comme suit :

Descente du chariot jusqu'en position basse (en butée sur l'amortisseur)

Arrêt de l'expansion du rodoir.

Arrêt de la rotation d'outil.

Désactivation de la puissance  
Affichage message d'erreur sur le moniteur

- *Erreur / défauts machine*

En cas d'erreur ou de défaut machine identifier par le contrôleur, la machine doit réagir comme suit :

Affichage de l'erreur sur le moniteur.

Arrêt rotation

Arrêt translation et maintient en position.

Arrêt de l'expansion.

Attente d'action sur le bouton d'arrêt d'urgence.

- *Coupure de courant*

En cas de coupure de courant la machine doit réagir comme suit :









Attendre la redescente du chariot en position.

Déverrouiller la porte

Message d'erreur au redémarrage et lancement d'un cycle d'initialisation après validation par l'utilisateur.

## ANNEXE VIII Comparatifs des devis

Evaluation des fournisseurs potentiels à périmètre équivalent pour chaque module de la machine prototype.

Mécanique			<b>E3M / ALMO</b>	<b>SECMAIA</b>			
	Usinage des pièces mécanique de la broche	pas de devis détaillé	pas de devis détaillé	25 000,00 €			
	Fabrication chassiss machine mécano-soudé			20 000,00 €			
	Assemblage mécanique			12 000,00 €			
	Cablage			8 000,00 €			
<b>TOTAL</b>	<b>300 000,00 €</b>	<b>70 000,00 €</b>	<b>65 000,00 €</b>				
Actionneurs			<b>SIEMENS</b>				
	Moteur de rotation	4 000,00 €	6 500,00 €	3 700,00 €			
	Moteur linéaire	7 000,00 €	9 800,00 €	8 500,00 €			
<b>TOTAL</b>	<b>11 000,00 €</b>	<b>16 300,00 €</b>	<b>12 200,00 €</b>				
Vérins							
	Vis à rouleur (pas 1mm/tr) butée à bille et antirotation de tige	9 000,00 €	16 600,00 €	13 875,00 €			
	Capteur de force + conditionneur numérique	HBN 7 000,00 €	TESTWELL 2 820,00 €	6 000,00 €			
<b>TOTAL</b>	<b>16 000,00 €</b>	<b>19 420,00 €</b>	<b>19 875,00 €</b>				
Automatisme		<b>BECKHOFF</b>					
	CN	PC Embarqué CX1030 256Mo RAM Win CE TwinCAT	2 226,00 €	PowerPmac 800MHz	2 999,00 €	PC based PP500	
	Puissance	Variateur 12A	1 023,00 €	Variateur 2X10A	2 324,00 €	Variateur 9kW	
		Variateur 12A	1 023,00 €	Variateur 2X9A	2 029,00 €	Variateur 2kW	
		Variateur 2 X 1.5A	1 298,00 €			Variateur 0,45kW	
	Motorisation vérin	Moteur brushless	702,00 €	Moteur brushless	909,00 €	Moteur brushless	
		Réducteur	579,92 €	Réducteur	1 571,00 €	Réducteur	
			6 851,92 €				
	<b>Total Hardware</b>		<b>9 873,01 €</b>		<b>17 642,00 €</b>		<b>11 724,00 €</b>
	<b>Total Software</b>		300,00 €		0,00 €		3 095,00 €
<b>Formation</b>		2 800,00 €		6 000,00 €		1 950,00 €	
<b>Prestation</b>		1750 j		1200 j		hotline?	
<b>TOTAL</b>		<b>15 446,00 €</b>		<b>26 000,00 €</b>		<b>16 769,00 €</b>	



## ETUDE ET MISE EN ŒUVRE D'UN MOYEN FLEXIBLE POUR LE RODAGE DE CARTER CYLINDRE MOTEUR

**RESUME :** Le procédé de rodage par pierres abrasives est actuellement utilisé pour produire en grande série des chemises de carter cylindre avec des propriétés fonctionnelles spécifiques. La qualité de forme, la rugosité et l'aspect des surfaces ainsi rodées déterminent grandement les performances mécaniques et écologiques des moteurs. Le processus de rodage, mécaniquement complexe, fait intervenir des machines complètement dédiées et optimisées pour les rodages classiques. Après une étude détaillée des machines de production actuelles, de leurs performances et de leurs limites, l'objectif de recherche de flexibilité du procédé pour l'industriel Renault s'est traduit par deux développements : une modélisation de l'abrasion avec une simulation du procédé pour mieux le comprendre et la conception d'un prototype de machine de rodage à hautes performances pour tester d'autres méthodes de rodage.

La simulation est basée sur la double discrétisation de l'espace-et du temps et sur un modèle de coupe original. La discrétisation de l'espace permet de représenter à une échelle macroscopique le rodoir et la pièce à usiner et de tenir compte des contacts locaux entre eux. Les propriétés microscopiques et mésoscopiques de la surface rodée sont étudiées à cette échelle. La discrétisation temporelle autorise la prise en compte de la cinématique de la machine. Le modèle de coupe repose sur l'interaction des courbes de portance du rodoir et de la chemise. Son exploitation au niveau macroscopique permet de prédire l'enlèvement de matière, la force de contact locale ainsi que l'aspect de la surface rodée et leurs évolutions au cours du rodage. Cette simulation est validée par de nombreuses expériences.

Ce document présente la conception, la réalisation et la mise au point d'un prototype de machine de rodage avec des actionneurs électriques à performances dynamiques élevées. Une commande numérique permet le pilotage synchronisé de la rotation et du battement et autorise l'interpolation de trajectoires. L'expansion radiale peut être pilotée en position ou en force. Nous avons proposé de nouvelles trajectoires originales dans l'objectif d'augmenter la productivité du procédé et dans le but de générer de nouvelles textures.

**Mots clés :** rodage de carter cylindre, rugosité, texture de surface, simulation, modèle d'abrasion, machine outils.

## STUDY AND DEVELOPMENT OF FLEXIBLE HONING TECHNIC FOR MANUFACTURING CYLINDER LINERS OF ENGINE CRANCKSHAFT

**ABSTRACT:** The honing process with abrasive stones is currently used to mass produce the liners cylinder block with specific functional properties. The quality of shape, the roughness and the textural appearance of honed surface determine the mechanical performance and ecological engines. The honing process is mechanically complex and involves machines completely dedicated and optimized for classical honing operations. After a detailed study of current production machines, their performance and their limitations, the research goal of flexible process for industrial Renault has led to two developments: a model of the abrasion with a process simulation to better understand and design of a prototype machine with high performance to test other methods of honing.

The simulation is based on a space-time discretization and an original model of stock cutting. The space discretization is used to represent a macroscopic scale the honing tool and the workpiece and to take into account local contacts between them. Microscopic and mesoscopic properties of the honed surface are studied at this level. Time discretization allows taking into account the kinematics of the machine. The cutting model is based on the interaction of the bearing area ratio curves of the honing tool and the liner. Operation at the macroscopic level predicts the removal of material, the contact force and the local aspect of the honed surface and their changes during the operation. This simulation is validated by numerous experiments.

This paper presents the design, the implementation and the development of a prototype machine with electric actuators for high dynamic performance. A digital controller allows the synchronized control of the rotation and stroke to allow trajectories interpolation. The radial expansion can be controlled in position or force. We proposed new original trajectories in the objective of increasing the productivity of the process and to generate new surface textures.

**Keywords :** cylinder liner honing, roughness, surface texture, simulation, abrasive model, machining.