

Dynamic behavior of the worpiece/tool/machine (WTM) in creep feed grinding process

Mamadou Dieye

▶ **To cite this version:**

Mamadou Dieye. Dynamic behavior of the worpiece/tool/machine (WTM) in creep feed grinding process. Engineering Sciences [physics]. Arts et Métiers ParisTech, 2006. English. NNT : 2006ENAM0020 . pastel-00003440

HAL Id: pastel-00003440
https://pastel.hal.science/pastel-00003440

Submitted on 7 Mar 2008

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

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

N° d'ordre : - 2002

ECOLE DOCTORALE DE L'ENSAM (ED-432)

Ecole Nationale Supérieure D'Arts et Métiers

Centre de Metz

THESE

Présentée pour obtenir le grade de

DOCTEUR

de

L'ECOLE NATIONALE SUPERIEURE D'ARTS ET METIERS

Discipline : Génie Mécanique

Par

Mamadou DIEYE

COMPORTEMENT DYNAMIQUE DU SYSTEME PIECE / OUTIL / MACHINE (POM) EN RECTIFICATION PLANE PASSE PROFONDE

Soutenue publiquement le 10 juillet 2006, devant le jury composé de

M. J. F. RIGAL	Professeur des Universités, INSA-Lyon	(Président de jury)
M. B. FURET	Maître des Conférences (HDR), E-C Nantes	(Rapporteur)
M. H. PARIS	Professeur des Universités, INP Grenoble	(Rapporteur)
M. P. MARTIN	Professeur des Universités, ENSAM, Metz	(Directeur de Thèse)
M. A. D'ACUNTO	Maître de Conférences, ENSAM, Metz	(Co-directeur)

L'ENSAM est un Grand Etablissement dépendant du Ministère de l'Education Nationale, composé de huit centres :
AIX-EN-PROVENCE ANGERS BORDEAUX CHÂLONS-EN-CHAMPAGNE CLUNY LILLE METZ PARIS

REMERCIEMENTS

Je remercie Monsieur Patrick MARTIN pour m'avoir accueilli dans son équipe de recherche Ingénierie de Fabrication (IFAB).

Je joins à ces remerciements Monsieur Alain D'ACUNTO et tout le personnel et étudiants du Laboratoire de Génie Industriel et de Production Mécanique (LGIPM) de l' ENSAM centre de Metz qui m'ont soutenu.

Je remercie également Messieurs Jean François RIGAL, Benoît FURET et Henri PARIS pour m'avoir fait l'honneur de juger ce travail.

Enfin, je tiens à remercier très chaleureusement tous ceux et toutes celles qui ont participé de prés ou de loin au bon déroulement de cette thèse.

SOMMAIRE

SYMBOLES 9

LISTE DES FIGURES 13

LISTE DES TABLEAUX 15

CHAPITRE 1 : INTRODUCTION GENERALE 16

2. PROBLEMATIQUE 18

3. PRESENTATION DE L'ETUDE 19

CHAPITRE 2 : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE 21

PREMIERE PARTIE : LES VIBRATIONS DES MACHINES OUTILS EN USINAGE : COMPORTEMENT DYNAMIQUE DES MACHINES-OUTILS 21

1. INTRODUCTION 22

2. DEFINITIONS : VIBRATION ET STABILITE 24

3. DES VIBRATIONS DES MACHINES-OUTILS 25

3.1 Introduction 25

3.2 Identification du système POM en usinage 27

3.2.1. Identification de la structure de la machine-outil lors de l'usinage 28

3.2.2. Excitation : Caractéristiques et Procédures 30

3.2.3. Procédure d'acquisition 32

3.2.4. Application de la méthode d'excitation 32

3.3 Résultats et identification 34

3.4 Lobes de stabilité 35

3.5 Conclusion 36

4. PROBLEMATIQUE DES VIBRATIONS EN RECTIFICATION 36

4. 1 Introduction 36

4. 2 Comportement vibratoire relatif au procédé de rectification 37

4. 3 Caractérisation de la stabilité des rectifieuses 38

4. 4 Compliance des porte pièces 39

4. 5 Conclusion 40

CHAPITRE 2 : ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE 42

DEUXIEME PARTIE : APPLICATION A LA RECTIFICATION 42

1. INTRODUCTION 43

2. TECHNOLOGIES DE RECTIFICATION 45

2. 1 Les Abrasifs 45

2. 2 Topographie de Meule 46

2.3.1. Le dressage 46

2.3.2. Principe et but du dressage 47

2. 3 Les Procédés de Rectification 47

2. 4 Modélisation et Simulation 51

2.4.1. Les modèles de topographie 54

2.4.2. Les modèles d'épaisseur de copeau 57

2.4.3. Les modèles d’efforts de rectification 60

2.4.4. Les modèles macro et micro géométrique des surfaces rectifiées 63

2.4.5. Les modèles de longueur de contact 64

2.4.6. Conclusion 66

CHAPITRE 3 : APPROCHE NUMERIQUE : MODELISATION ET SIMULATION..... 68

PREMIERE PARTIE : LOBES DE STABILITE 68

1. INTRODUCTION..... 69

2. MODELISATION DE LA STABILITE DU SYSTEME POM..... 70

2.1 Interaction Procédé de Coupe - Structure de Machine-outil 70

2.2 Modélisation du système POM 72

3. RESOLUTION ANALYTIQUE ET NUMERIQUE 74

4. CONCLUSION 77

CHAPITRE 3 : APPROCHE NUMERIQUE : MODELISATION ET SIMULATION..... 78

DEUXIEME PARTIE : VIBRATIONS DE LA BROCHE ET PROFIL RECTIFIE..... 78

1. INTRODUCTION..... 79

2. DEMARCHE DE MODELISATION 79

2.1 Données de configuration et hypothèses 79

2.1.1. Contact meule / pièce 80

2.1.2. Propriétés mécaniques du matériau..... 81

2.1.3. Propriétés mécaniques de la meule 81

2.2.4. Données relatives au comportement dynamique de la broche / porte meule / meule .. 82

2.2 Modèle de configuration 83

2.3 Modèle mécanique 84

2.3.1. Principe fondamental de la dynamique (PFD) 85

2.3.2. Méthode énergétique (ME) 86

2.4 Modèle de simulation numérique..... 87

2.5 Conclusion 89

CHAPITRE 4 : RESULTATS ET ANALYSE 90

PREMIERE PARTIE : LOBES DE STABILITE 90

1. INTRODUCTION 91

2. RESULTATS DES SIMULATIONS DES LOBES DE STABILITE 91

2. 1 Données de simulation 91

2. 2 Principe d'interprétation des lobes de stabilité 92

2. 3 Influence des paramètres 93

2.3.1. Influence de la masse m 93

2.3.2. Influence de la raideur dynamique k 95

2.3.3. Influence de l'amortissement dynamique c 96

2.3.4. Influence de la raideur statique ka 97

2.3.5. Influence de l'amortissement statique ca 99

2.3.6. Extraction des domaines favorables 100

2. 4 Conclusion 101

CHAPITRE 4 : RESULTATS ET ANALYSE 103

DEUXIEME PARTIE : VIBRATIONS DE LA BROCHE ET PROFIL RECTIFIE 103

1. INTRODUCTION 104

2. RESULTATS DES SIMULATIONS DES PROFILS 104

2. 1 Données de simulation 104

2. 2 Profondeur de passe δ 105

2. 3 Comparaison entre Interface Simulink et Matlab 107

2. 4 Stabilité de la profondeur simulée 108

2. 5 Précision 109

2. 6 Bilan 111

3. FACTEURS INFLUENTS ET INTERACTIONS DES PARAMETRES DES MODELES112

3. 1 Hypothèses et remarques..... 112

3. 2 Méthodologie 112

3. 3 Résultats et commentaires..... 113

3.3.1. Evolution de la moyenne..... 115

3.3.2. Evolution de l'amplitude..... 117

3.3.3. Interactions et Bilan 119

3. 4 Conclusion 121

CHAPITRE 5 : CONCLUSION GENERALE..... 123

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES..... 129

ANNEXES : 134

PUBLICATIONS 151

SYMBOLES

Symboles	Unités	Désignations
a_d	(μm)	profondeur de passe en dressage
a_e	(mm)	profondeur de passe en rectification
a_m	(mm^2)	section moyenne des copeaux
a_p	(mm)	engagement arrière
A	(mm²)	aire de contact meule / pièce
A_i (i=1,2,3)	(–)	constante
A_K	(mm^2)	aire de contact
b_b	(mm)	largeur du profil actif de la meule
b_r	(mm)	largeur de l'arête de coupe
b_s	(mm)	largeur de la meule
B_s	(mm)	largeur de la coupe
c	(J/KgK)	capacité thermique spécifique
C	$(1/mm^3)$	densité statique d'arêtes
c_1	$(1/mm^3)$	densité statique d'arêtes de coupe par profondeur de profil z=1
c_2	$(1/mm^3)$	densité statique d'arêtes de coupe
c_3	$(1/mm^3)$	densité d'arêtes de coupe sur le niveau du liant
c_w	(N.s/m)	amortissement de la pièce
c_s	(N.s/m)	amortissement de la meule
c_b	(N.s/m)	amortissement de la broche
c_{gw}	(–)	constante liée à la meule
c_{wp}	(–)	constante liée à la pièce
C_A	(–)	coefficient
C_n	(–)	coefficient
C_V	(–)	coefficient
d_{eq}	(mm)	diamètre équivalent
d_k	(mm)	diamètre moyen de grain
d_s	(mm)	diamètre de la meule
e	(–)	rendement de l'abrasion.
d_w	(mm)	diamètre de la pièce
e_{dw}	(mm)	épaisseur de l'agglomérat subissant des déformations
e_i	(–)	exposant
e_c	(J/mm^3)	énergie spécifique de rectification
E, E_s	(GPa)	module de Young, meule
f_d	(mm/U)	vitesse d'avance de dressage

f_n	(Hz)	Fréquence propre de la meule
F	(N)	effort de coupe
$F_{c,o}$	(N)	effort de coupe initiale
F_n	(N)	effort normal de coupe
F_t	(N)	effort tangentiel de coupe
F_{tg}	(N)	effort tangentiel par grain
F'	(N/mm)	effort de coupe spécifique
F'_n	(N/mm)	effort normal spécifique
F'_s	(N/mm)	seuil d'effort spécifique
F'_t	(N/mm)	effort tangentiel spécifique
G	(m/s^2)	gravité
h	(μm)	épaisseur de copeau
h'	(µm)	hauteur du bourrelet latéral
h_{eq}	(μm)	épaisseur de copeau équivalent
h_{max}	(μm)	épaisseur de copeau maximal
h_t	(J/m^2sK)	coefficient de transfert de chaleur convective
k_w	(N/m)	raideur de la pièce
k_s	(N/m)	raideur de la meule
k_b	(N/m)	raideur de la broche
k_{fl}	(W/mK)	conductivité de lubrifiant
k_{wglob}	(%)	facteur de distribution de chaleur global de la pièce
K	(-)	coefficient de proportionnalité de l'effort
K_o	$(-)$	fonction de Bessel modifiée de la deuxième concentration de diamant
K_D	$(10^{-3}Kt/mm^3)$	concentration de diamant
K_s	$(-)$	constante de la forme de l'arête de coupe
K_{ss}	(N/mm^3)	effort spécifique de l'arête de coupe
l_e	(mm)	longueur de copeau
l_c	(mm)	longueur de contact réelle
l_g	(mm)	longueur de contact géométrique
l_k	(mm)	longueur de rectification
L	$(-)$	quantité adimensionnelle de la longueur de contact
L_m	(mm)	distance moyenne de grain
L_s	(mm)	distance entre arêtes de coupe
m	$(-)$	Exposant
M	(kg)	masse du système broche/porte meule/meule
n	$(-)$	exposant
n_w	$(Hz/60)$	fréquence de rotation de la pièce
N	$(1/mm^2)$	densité de grains

N_{kin}	$(1/mm^2)$	densité cinématique de grains
N_{sta}	$(1/mm^2)$	densité statique de grains
P_c''	(W/mm^2)	puissance de rectification spécifique
$P_{e'}$	(W/mm)	puissance de travail par unité de largeur de la meule
P_s	$(-)$	porosité de la meule
q	$(-)$	rapport des vitesses
q_e	$(-)$	constante de la forme du diamant
q_w	$(J/m^2 s)$	flux de chaleur dans la pièce
Q_w'	(mm^3/mms)	taux de recouvrement de matière spécifique
r	$(-)$	rapport de la largeur de coupe/profondeur de coupe
r_i (i=1,2)	$(-)$	constante de la forme de l'arête de coupe
r_g	(µm)	rayons des grains supposés sphériques
R	(mm)	rayon de la meule
R_t	(μm)	rugosité totale de la surface
R_{ts}	(μm)	rugosité effective de la surface
R_{tso}	(μm)	rugosité effective initiale de la surface
R_{tsoth}	(μm)	rugosité effective initiale théorique de la surface
R_{tw}	(μm)	rugosité de la surface de la pièce
t_s	(m)	largeur de la meule
t_w	(mm)	épaisseur de la pièce
U	$(-)$	quantité adimensionnelle
V	(mm3)	volume d'agglomérat contenant N grains
v_c	(m/s)	vitesse de coupe
v_{fa}	$(mm/\min)$	vitesse d'avance axiale de la table
v_{ft}	(m/s)	vitesse d'avance tangentielle de la table
v_w	(m/s)	vitesse périphérique de la pièce
v_w'	(mm^3/mm)	recouvrement de matière spécifique
w	(mm)	espacement théorique des arêtes de coupe
w_m	(μm)	taille moyenne de la maille
x	$(-)$	abscisse dans la direction de coupe
X	(mm)	quantité adimensionnelle
Y	(N/m^2)	champ de contrainte
z	(mm)	profondeur du profil
Z	$(-)$	quantité adimensionnelle
Z_{ex}	(μm)	orientation maximale de grain
δ_o, δ	(mm)	profondeur de passe nominale, instantanée
γ	$(-)$	constante

κ	(°)	angle de coupe
ρ	(kg/m^3)	masse volumique de la pièce
ρ_D	(g/cm^3)	densité du diamant
σ	(MPa)	contrainte résiduelle
σ_0	(MPa)	contrainte normale de compression
$\sigma_{''}$	(MPa)	contrainte résiduelle de la surface
ε_0	(mm)	déformation maximale de la meule
τ_0	(N/mm^2)	résistance normale au cisaillement
η	(-)	constante matériau de la pièce
μ	(-)	constante de proportionnalité de l'effort
υ	$(-)$	coefficient de poisson
υ_{fl}	(m^2/s)	viscosité du lubrifiant

LISTE DES FIGURES

Figure 1 : Schéma de principe du concept Pièce / Outil / Machine 18
Figure 2 : Problématique de l'étude 19
Figure 3 : Schéma bloc général du système POM 22
Figure 4 : Schéma bloc du système dynamique 28
Figure 5 : Géométrie de la coupe discontinue 29
Figure 6 : Puissance spectrale de la force de coupe 32
Figure 7 : Application en rectification 35
Figure 8 : Lobes de stabilité en fraisage 36
Figure 9 : Schéma du principe de suppression du broutement 38
Figure 10 : Effet du défaut d'alignement sur déplacement radial 40
Figure 11 : Description des applications et des approches en rectification 43
Figure 12 : L'univers du procédé de rectification 44
Figure 13 : Les abrasifs et leurs applications 45
Figure 14 : Effets mécaniques et thermiques en coupe et rectification 48
Figure 15 : Exemple d'un modèle d'énergie de rectification 49
Figure 16 : Paramètres principaux en rectification plane 50
Figure 17 : Modèles de rectification et leurs corrélations 52
Figure 18 : Interactions et Modèles 52
Figure 19 : Elaboration d'un modèle 53
Figure 20 : Modélisation physique et expérimentale 54
Figure 21 : Différents types de formes de grains 56
Figure 22 : Illustration d'un modèle de topographie 56
Figure 23 : Comparaison des modèles d'épaisseur de copeau 59
Figure 24 : Comparaison des modèles d'efforts de rectification 63
Figure 25 : Schéma bloc du système POM 70
Figure 26 : Schéma de la position relative Meule/Pièce (2D) 72
Figure 27 : Schéma du POM (2D) 74
Figure 28 : Détermination du module d'élasticité d'une meule 82
Figure 29 : Modélisation du procédé de rectification plane 83
Figure 30 : Interface graphique Simulink et son système d'équations associé PFD 88
Figure 31 : Interface graphique Simulink et son système d'équations associé ME 88
Figure 32 : Présentation des lobes de stabilité 92
Figure 33 : Masse minimale 93
Figure 34 : Masse moyenne 94
Figure 35 : Masse maximale 94
Figure 36 : Raideur dynamique minimale 95
Figure 37 : Raideur dynamique moyenne 95
Figure 38 : Raideur dynamique maximale 95
Figure 39 : Amortissement dynamique minimal 96
Figure 40 : Amortissement dynamique moyen 96
Figure 41 : Amortissement dynamique maximal 97
Figure 42 : Raideur statique minimale 97
Figure 43 : Raideur statique moyenne 98
Figure 44 : Raideur statique maximale 98

Figure 45 : Amortissement statique minimal 99
Figure 46 : Amortissement statique moyen 99
Figure 47 : Amortissement statique maximal 100
Figure 48 : Domaine stable de m 100
Figure 49 : Domaine stable de k 100
Figure 50 : Domaine stable de c 101
Figure 51 : Domaine stable de k_a 101
Figure 52 : Domaine stable de c_a 101
Figure 53 : δ en fonction de $k_s=10^6$N/m 105
Figure 54 : δ en fonction de $k_s=10^7$N/m 105
Figure 55 : δ en fonction de $k_s=10^8$N/m 106
Figure 56 : δ en fonction de $k_s=10^9$N/m 106
Figure 57 : Comparaison pour $k_s=10^6$N/m 107
Figure 58 : Comparaison pour $k_s=10^7$N/m 107
Figure 59 : Comparaison pour $k_s=10^8$N/m 107
Figure 60 : Comparaison pour $k_s=10^9$N/m 107
Figure 61 : Amplitude de δ pour $k_s=10^6$N/m 108
Figure 62 : Amplitude de δ pour $k_s=10^9$N/m 108
Figure 63 : ME $k_s=10^9$N/m 108
Figure 64 : PFD $k_s=10^9$N/m 108
Figure 65 : Précision de δ ME ($k_s=10^6$N/m) 109
Figure 66 : Précision de δ PFD ($k_s=10^6$N/m) 109
Figure 67 : Précision de δ ME ($k_s=10^7$N/m) 109
Figure 68 : Précision de δ PFD ($k_s=10^7$N/m) 109
Figure 69 : Précision de δ ME ($k_s=10^8$N/m) 110
Figure 70 : Précision de δ PFD ($k_s=10^8$N/m) 110
Figure 71 : Précision de δ ME ($k_s=10^9$N/m) 110
Figure 72 : Précision de δ PFD ($k_s=10^9$N/m) 110
Figure 73 : Précision de δ PFD ($k_s=10^{10}$N/m) 111
Figure 74 : Précision de δ PFD($k_s=10^{13}$N/m) 111
Figure 75 : Réponses de la moyenne des lignes de plan 1 et 2 113
Figure 76 : Réponse de la moyenne 115
Figure 77 : Variation des effets de la moyenne 116
Figure 78 : Réponse de l'amplitude 117
Figure 79 : Variation des effets de l'amplitude 118
Figure 80 : Effet de E1 (k_w) 118
Figure 81 : Effets sur la moyenne 119
Figure 82 : Effets sur l'amplitude 120

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1 : Spécificité de la rectification par rapport à l'usinage..... 49
Tableau 2 : Modèles de Topographie des meules 55
Tableau 3 : Modèles d'épaisseur de copeau..... 58
Tableau 4 : Modèles d’efforts de rectification 61
Tableau 5 : Modèle de rugosité de surface rectifiée..... 64
Tableau 6 : Modèles de longueur de contact..... 65
Tableau 7 : Données de configuration..... 93
Tableau 8 : Données de simulation 105
Tableau 9 : Précision de la raideur de broche (k_s) par les systèmes ME et PFD..... 110
Tableau 10 : Facteurs étudiés..... 113
Tableau 11 : Tableau des réponses..... 114

Chapitre 1 :

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

1. INTRODUCTION

Les exigences en termes de qualité dimensionnelle, géométrique et d'intégrité de surface, de plus en plus sévères des pièces nécessitent une plus grande maîtrise dans les phases de conception et d'industrialisation (choix des procédés, des processus, des états intermédiaires du produit ainsi que des ressources), de fabrication (réalisation, contrôle …) d'une façon cohérente. Ces objectifs industriels font également l'objet de travaux de recherche tant au niveau expérimental (identification des paramètres…) qu'au niveau de la modélisation et de la simulation s'inscrivant dans une communauté scientifique autour de la Conception Fabrication Intégrée.

Nos travaux se situent dans ce cadre et portent plus particulièrement sur l'aspect d'industrialisation des produits de haute qualité en s'appuyant sur la modélisation et la simulation d'un procédé de réalisation des produits par abrasion : la rectification.

La qualité des surfaces rectifiées est liée à la fois à la qualité des machines outils et de l'outil en interaction avec la pièce par le procédé ; cette interaction est appelée POM (Pièce / Outil / Machine) et constitue le cadre de référence de notre travail (figure 1).

Parmi les facteurs agissant sur les aspects de coupe on peut citer : les conditions opératoires, les efforts de coupe, les vibrations, l'usure de l'outil, les effets thermiques, l'environnement…

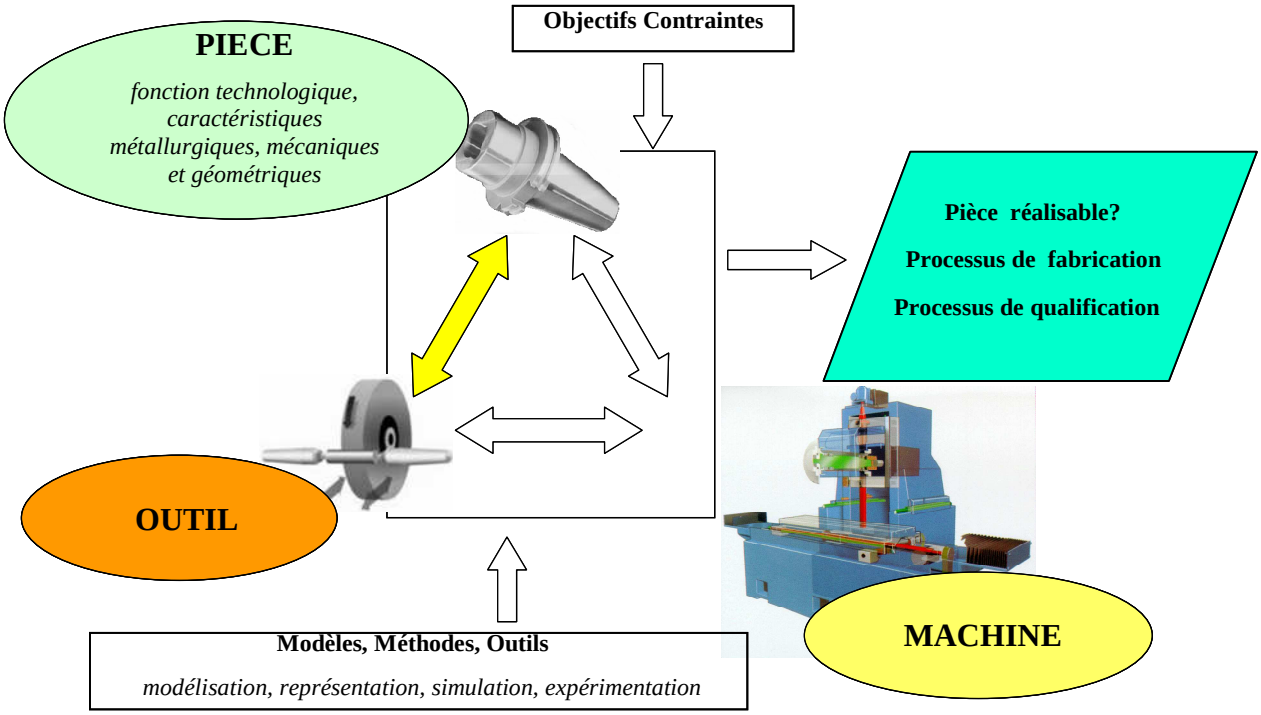


Figure 1 : Schéma de principe du concept Pièce / Outil / Machine

2. PROBLEMATIQUE

La qualité d'une pièce ne peut être parfaite, compte tenu des écarts de forme, de l'orientation et de la position des surfaces qui définissent les défauts de premier ordre. L'ondulation constitue les défauts de deuxième ordre, la rugosité ceux de troisième ordre et les piqûres et arrachements correspondent respectivement aux défauts de quatrième et cinquième ordre. Ainsi dans cette étude, nous nous intéressons aux défauts de second ordre à savoir l'ondulation.

Il importe de maîtriser puis d'optimiser les paramètres jouant un rôle prépondérant sur la réponse temporelle et fréquentielle du système afin d'améliorer le comportement dynamique du système POM (figure 1).

En particulier, les vibrations du système POM limitent la qualité de la finition des surfaces usinées. Elles sont présentes dans la plupart des procédés d'obtention de pièces mécaniques : tournage, fraisage, perçage, rectification…

L'étude du comportement dynamique du système POM en rectification s'inscrit dans le cadre de l'obtention d'entités de haute qualité géométrique en tenant compte

l'environnement dans lequel évolue le système. Nous traiterons la détermination des caractéristiques d'ondulation en fonction des vibrations de tout ou partie du système POM.

Le schéma ci-dessous (figure 2) présente l'environnement du système POM en rectification plane dont nous allons aborder le sujet.

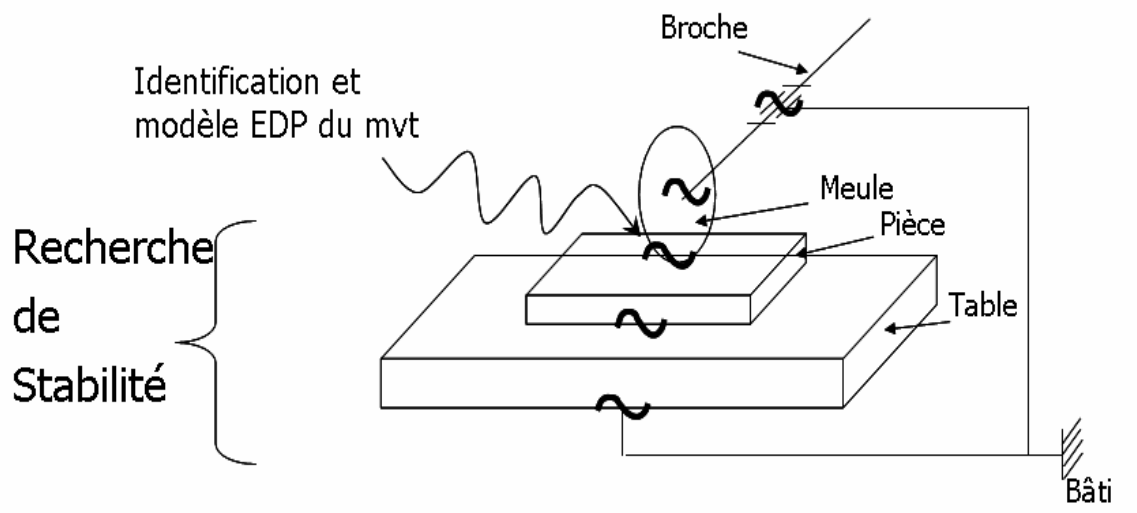


Figure 2: Problématique de l'étude

3. PRESENTATION DE L'ETUDE

L'étude est réalisée dans le cadre d'une démarche globale de maîtrise de la qualité des surfaces produites en rectification.

Après ce premier chapitre introductif, le plan de la thèse est le suivant :

- Second chapitre : **Etude Bibliographique**

Ce chapitre est subdivisé en deux parties. La première parcourt les travaux relatifs au comportement dynamique des structures de machines-outils en usinage. Elle présente aussi des travaux récents effectués sur les thèmes abordés dans ce travail de thèse.

Et dans la deuxième, sont présentées les spécificités du procédé de rectification, un état de l'art relatif aux problématiques de vibrations en rectification cylindrique comme plane.

L'accent est mis sur les travaux portant sur la modélisation et la simulation de tout ou partie du système POM en rectification en vue de prédire la qualité des surfaces, essentiellement l'ondulation des états de surface.

- Troisième chapitre : **Approche Numérique - Modélisation et Simulation**

Dans un premier volet, une modélisation de la dynamique du procédé de rectification plane passe profonde par les lobes de stabilité est proposée. Cette proposition est fondée sur les modèles définis par Tobias [1] et Tlusty [2]. L'intérêt de ce modèle permet de définir le domaine de fonctionnement stable pour des conditions opératoires données.

Ensuite, l'objectif est de proposer une prédiction du profil rectifié (ondulation, défauts géométriques) en fonction de l'état vibratoire du système Pièce/ Machine / Outil (POM). Notre modèle de simulation tient compte une partie des éléments constituant le système POM, soit la pièce, la meule et la broche de la machine-outil. Par la méthodologie des plans d'expériences, nous évaluons les facteurs (paramètres du système POM défini) et leurs influences sur le comportement vibratoire du système POM dont la réponse traduit la stabilité du procédé de rectification.

L'ensemble de ces travaux a été développé sous le logiciel de simulation (Matlab / Simulink).

- Quatrième chapitre : **Résultats et Analyse**

Cette dernière partie comprend les résultats de simulations en rectification plane passe profonde. Des analyses fréquentielle (stabilité) et temporelle (défaut de forme et d'ondulation) sont présentées. Enfin, un ensemble de commentaires et d'analyses des résultats et une conclusion relative au comportement dynamique du système POM sont exposés.

- Cinquième chapitre : **Conclusion Générale**

Dans cette conclusion, nous présentons une synthèse des travaux effectués et nos réflexions sur les résultats obtenus, ainsi que des perspectives.

Chapitre 2 :

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Première partie :

LES VIBRATIONS DES MACHINES OUTILS EN USINAGE : COMPORTEMENT DYNAMIQUE DES MACHINES-OUTILS

1. INTRODUCTION

L'étude des vibrations en usinage suscite un fort intérêt en vue de maîtriser la qualité des pièces usinées. Les phénomènes vibratoires ont été de tout temps parmi les principales causes de non qualité des pièces. Ainsi, des travaux de recherches [1] [2] [3] [4] se sont focalisés sur leur réduction, à défaut de pouvoir les supprimer totalement. La compréhension des chercheurs sur ce sujet les amène à distinguer deux catégories de vibrations en usinage :

- les vibrations à excitations externes ou vibrations externes qui peuvent résulter de la qualité des composants de la machine-outil, de l'environnement,
- les vibrations auto excitées, ou vibrations internes qui sont principalement dues aux variations instantanées de l'épaisseur de copeau et de l'effort de coupe.

L'interaction entre la structure de la machine-outil et le procédé de coupe peut être représentée par un schéma bloc (Figure 3) comprenant les fonctions de transfert de la structure de la machine-outil et du procédé de coupe [4] [5] [6] [7].

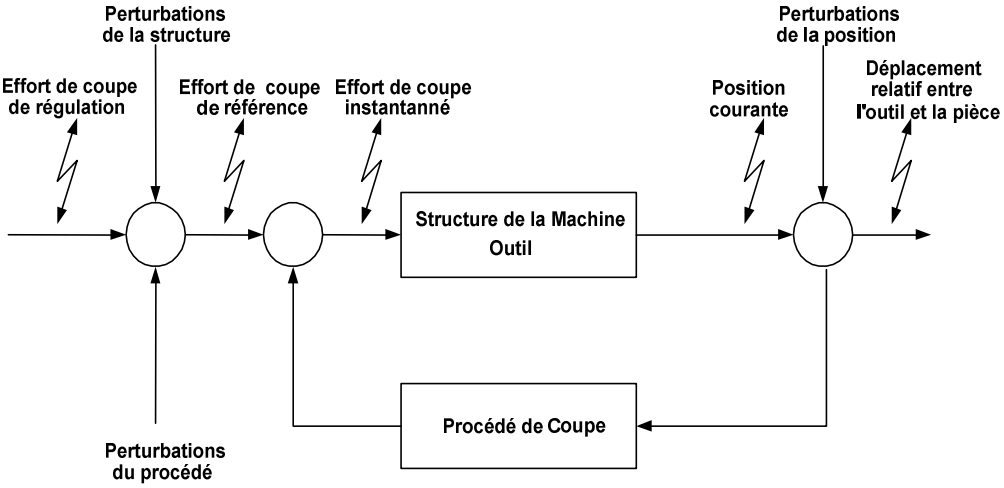


Figure 3 : Schéma bloc général du système POM [1] [2]

Au travers de la figure 3, nous identifions les perturbations agissant sur :

- l'effort de coupe dont les sources sont issues du procédé de coupe (tournage, fraisage ou perçage entre autres) mais également de la structure de la machine-outil (composants spécifiques comme la broche ou les éléments mobiles),

- les déplacements relatifs entre l'outil et la pièce dont les sources principales sont les vibrations prises indépendamment de la structure de la machine-outil et de l'outil.

Tobias [1], Tlusty [2], Landberg [4] et Hahn [5] ont été les premiers à les identifier dans les années 50 au travers des travaux expérimentaux. Les études de Hahn [6], Doi [7], Petrers et Vanherck [8], Sweeney et Tobias [9] et Snoeys [10] ont porté d'abord sur la théorie du broutement régénératif, ensuite sur la stabilité du système POM (qu'ils dénommaient système d'usinage dynamique - interaction entre la structure de la machine et le procédé de coupe) en utilisant les concepts de stabilité et leurs sensibilités à la variation des vitesses de rotation de la broche.

Au début des années 80, ces travaux ont permis des développements de nouveaux concepts d'identification pour la sélection des vitesses de broches adéquates en utilisant l'effort de coupe par les chercheurs Weck [11], Tlusty et Ismail [12], Andrew et Howes [13]. L'introduction des techniques d'identification fréquentielles avec un filtrage des fréquences parasites comme celle du moteur de la lubrification par exemple, ont été appliquées et mises en place lors de la précédente décennie.

L'identification et le contrôle des vibrations par combinaison simultanée des précédentes méthodes et des techniques associées au filtrage des fréquences ont été développés au début des années 90. Dans cette même période, on assista d'abord au perfectionnement du contrôle des vibrations avec l'amélioration des interfaces homme / machine, jusqu'aux techniques de diagnostic permettant de réaliser le contrôle adaptatif : c'est l'ère de la surveillance en usinage avec l'apparition de nouveaux outils de modélisation et de simulation plus performants, permettant des suivis de procédés plus complets auxquels Chiriacescu [14], Minis [15] et Tonshoff et al [16] ont contribué.

A l'aube du troisième millénaire, l'application de modèles tels ceux d'Orynski [17], [19] Alfares et Elsharkawy [18], Altintas et Budak [19] décrivant le comportement de tout ou partie du système Pièce / Machine / Outil (POM) ouvre la possibilité de simuler le comportement dynamique en vue d'une maîtrise globale de la qualité des pièces usinées.

Ces modèles, malgré le fait qu'ils ne prennent pas compte l'ondulation du profil rectifié, comprenant des paramètres (les efforts et les déplacements entre autres) ayant une influence directe ou indirecte sur la stabilité du système. Ils ont ainsi pour principal but d'indiquer le niveau d'influence prépondérant de chaque paramètre. Ceci afin de pouvoir surveiller, limiter les vibrations et si besoin rétroagir sur un ou plusieurs paramètres (vitesse de rotation et volume de matière enlevée) pour garder la stabilité du système [20].

2. DEFINITIONS : VIBRATION ET STABILITE

De manière générale, la norme [21] définit la notion de vibration comme étant « *la variation au cours du temps, de l'intensité d'une grandeur caractéristique du mouvement ou de la position d'un système mécanique, lorsque l'intensité est alternativement plus grande et plus petite qu'une certaine valeur moyenne ou valeur de référence* ».

Concernant la stabilité, elle peut être définie comme une amplitude (ou étendue) autour d'une position d'équilibre dans laquelle les vibrations varient. La stabilité est souvent décrite mathématiquement à partir des équations de mouvements du système étudié.

Dans le cadre de l'usinage, nous trouvons dans la littérature [1] [3] [6] [8] [11] [14] quelques définitions des vibrations et de la stabilité.

On appelle domaine de stabilité absolu, le domaine des paramètres du système POM avec une entrée nulle pour laquelle il apparaît seulement une réponse transitoire amortie, indépendamment des conditions initiales du mouvement, et pour lequel les paramètres de non linéarité (frottement par exemple) n'interfèrent pas dans les conditions de stabilité.

On appelle domaine d'instabilité absolu, le domaine des paramètres du système qui pour une force de référence (F_0) nulle, apparaît seulement une entrée transitoire qui augmente indépendamment des conditions initiales du mouvement et des classes de non linéarités.

On appelle domaine complémentaire de stabilité, le domaine des paramètres du POM dont l'entrée est nulle pour laquelle apparaît la réponse transitoire amortie, indépendamment des conditions initiales du mouvement, et pour lequel les conditions de stabilité dépendent des paramètres de non linéarité.

On appelle domaine pratique de stabilité, le domaine des paramètres du POM pour lequel l'amplitude des vibrations auto entretenues et leurs pulsations ne dépassent pas une certaine valeur limite imposée.

Les considérations ci-dessus ont été faites avec l'hypothèse de stabilité qui est applicable pour chacun des systèmes de la structure élastique de la machine-outil (SMO) et du procédé de coupe (PC). Pour une structure de la machine-outil, les méthodes de conception doivent vérifier cette stabilité. Les conditions d'usinage avec les valeurs critiques comme la vitesse de rotation (tr/min) ou la vitesse de coupe (m/min), la vitesse d'avance (mm/min) ainsi que la profondeur de passe (mm ou µm) doivent être le plus souvent proscrites [15]. Les outils et méthodes développés en vue d'analyser et de simuler la stabilité du système POM ne sont pas différents de ceux employés en mécanique vibratoire ; il y a seulement une adaptation en prenant en compte le procédé d'usinage et son environnement (les lobes de stabilité vs diagramme de Campbell – arbre en rotation).

3. DES VIBRATIONS DES MACHINES-OUTILS

3.1 Introduction

La structure de la machine-outil répond à la variation de l'effort appliqué sur l'outil par un déplacement relatif entre l'outil et la pièce. Ce déplacement affecte les valeurs des paramètres du procédé de coupe, telles que l'épaisseur instantanée de copeau (résultant de la variation de l'effort de coupe) et les angles de coupe et de dépouilles effectifs, résultant de la variation des vitesses de coupe et d'avance.

Il a été démontré par Minis [15] que la coupe discontinue permettait l'identification des caractéristiques de la structure au moyen des valeurs d'entrée et de sorite du système dynamique POM, en dépit du couplage intrinsèque de la dynamique de la structure de la machine-outil et du procédé de coupe durant l'usinage. Ainsi, une des méthodes utilisant un système d'acquisition avec 12 variables physiques (masses raideurs et amortissements) afin de déterminer les caractéristiques globales du système POM a été proposée et appliquée entre autre dans les travaux de Tounsi [22].

Bien que la structure de la machine-outil soit de nature très complexe, il est suffisant pour l'analyse dynamique de la coupe, de décrire la dynamique de la structure de la machine-outil seulement dans l'environnement de la zone de coupe dans une première approche.

L'effort de coupe F_c appliqué sur l'outil est décomposé suivant les trois directions (x, y, z) dans le système de coordonnées cartésiennes lié à la structure de la machine-outil (SMO). En considérant F_x^*, F_y^*, F_z^*, les transformées de Fourier des composantes des efforts et, x^*, y^*, z^*, celles des composantes du déplacement relatif entre l'outil et la pièce, alors la dynamique de la zone de coupe peut être décrite par l'équation matricielle liant les efforts aux déplacements :

$$\begin{pmatrix} x^* \\ y^* \\ z^* \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} G_{xx} & G_{xy} & G_{xz} \\ G_{yx} & G_{yy} & G_{yz} \\ G_{zx} & G_{zy} & G_{zz} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_x^* \\ F_y^* \\ F_z^* \end{pmatrix} \qquad \textit{Équation 1}$$

où G est la matrice de transfert comportant neuf éléments $G_{\alpha\beta}(\omega)$. Chaque élément $G_{\alpha\beta}(\omega)$ provient de la réponse relative du POM dans la $\alpha^{ième}$ direction due à l'effort d'excitation dans la $\beta^{ième}$ direction, lorsque les deux autres composantes de l'effort sont nulles [23].

A partir du théorème de réciprocité de Maxwell [24], la matrice G est symétrique ($G_{\alpha\beta}(\omega) = G_{\beta\alpha}(\omega)$). L'existence des raideurs statiques des liaisons mais également des éléments de guidage du POM présente des caractéristiques non linéaires. Cependant, ces non linéarités peuvent être minimisées avec une précharge suffisante des composants (liaisons et guidages) de la structure de la machine-outil. L'hypothèse de linéarité peut être alors généralement admise dans cette configuration.

Les six composantes de la matrice de la fonction de transfert de l'équation (1) peuvent être déterminées par mesure directe en utilisant une variété de techniques expérimentales (analyse spectrale ou encore par l'énergie de densité spectrale ou la cohérence).

Les paramètres du système dynamique sont alors déduits des résultats expérimentaux [24] [25]. Si les modes sont bien découplés, le système peut être traité comme un système à 1 degré de liberté (1 ddl) au voisinage de la résonance.

Les modes couplés sont traités comme des systèmes à 2 degrés de liberté (2 ddl). Les paramètres du système modélisé sont obtenus par lissage des courbes représentatives du diagramme de Nyquist de chaque mode. Des méthodes de lissage de courbe peuvent être utilisées pour leur estimation paramétrique.

3.2 Identification du système POM en usinage

D'après la figure 4, la structure de la machine-outil (SMO) représentée par la fonction de transfert $[G_{SMO}]$ décrit la relation entre l'effort de coupe dynamique appliqué sur l'outil et la réponse sur la structure, le déplacement x (qui peut être également une vitesse ou une accélération).

Le procédé de coupe représenté par la fonction de transfert $[G_{PC}]$ traduit l'effet de la variation de l'effort de coupe F_c sur le déplacement relatif *x*.

Le paramètre p_F correspond à la variation de l'effort qui est dû à la formation des copeaux (coupe continue - cas du tournage) ou à l'entrée et à la sortie de matière (engagement et dégagement de l'outil à arêtes multiples - cas du fraisage).

Le paramètre p_x est la variation de la position relative de l'outil par rapport à la pièce qui n'est pas corrélé avec la réponse de la structure à l'effort de coupe (F_c).

Ainsi, la perturbation de la position peut être causée par un défaut du matériau mais également par l'intermittence des entrées et sorties des parties actives de l'outil qui contraignent soudainement celui-ci à dévier de sa trajectoire nominale. La prédiction du comportement du système POM dépend de l'estimation de la fonction de transfert (figure 4) de la structure de la machine-outil (SMO) et des techniques d'analyse spectrale associées [15].

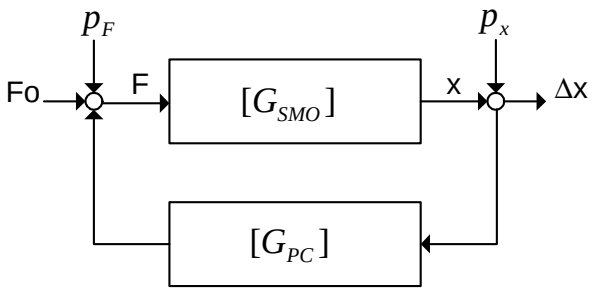


Figure 4 : Schéma bloc du système dynamique

Bien que la composante dynamique de l'effort de coupe provient de l'excitation idéale de la structure, une telle approche ne peut être utilisée qu'en tenant compte de certaines conditions comme :

- le découplage de la dynamique de la SMO au procédé de coupe (PC),
- l'excitation de tous les modes de la structure dans la bande de fréquence requise par l'effort de coupe.

Des difficultés supplémentaires peuvent s'ajouter du fait de la méconnaissance de la direction de l'effort de coupe.

3.2.1. Identification de la structure de la machine-outil lors de l'usinage

On établit la relation entre l'effort de coupe et le déplacement relatif ou inversement :

$$(2)\quad \begin{cases} [x] = [G_{SMO}][F] + [p_x] \\ [F] = [G_{PC}][x] + [p_F] \end{cases}$$

Équation 2

Lorsque p_x est négligeable devant la réponse [x] de la structure, ou que la perturbation sur l'effort de coupe (p_F) est nulle, la relation (2) devient :

$$(3)\quad \begin{cases} [x] = [G_{SMO}][F] \\ [F] = [G_{PC}][x] \end{cases}$$

Équation 3

L'expression peut s'écrire aussi $\begin{cases} [G_{SMO}] = \dfrac{[x]}{[F]} \\ [G_{PC}] = \dfrac{[F]}{[x]} \end{cases}$

Équation 4

On en déduit :

$$[G_{SMO}] = \frac{1}{[G_{PC}]} = [G_{PC}]^{-1} \qquad \text{Équation 5}$$

De ce fait, l'identification de la fonction de transfert [G_{SMO}] permet de connaître celle du procédé de coupe. Cette déduction conduit à identifier expérimentalement soit la fonction de transfert [G_{SMO}] ou soit celle [G_{PC}].

Ces hypothèses sont analysées en détail dans les travaux de Akaike [26], Aström et Eykhoff [27], Box et MacGregor [28].

Dans notre cas, p_F et p_x sont inconnues entraînant ainsi une incertitude sur les valeurs exactes de x et F provenant du procédé de coupe. Leur identification reste possible dans des configurations de systèmes spéciaux en dépit de la présence de la boucle avec retour. Il s'agit de découpler les vibrations libres et forcées (figure 5) afin de pouvoir déduire la réponse du système [15].

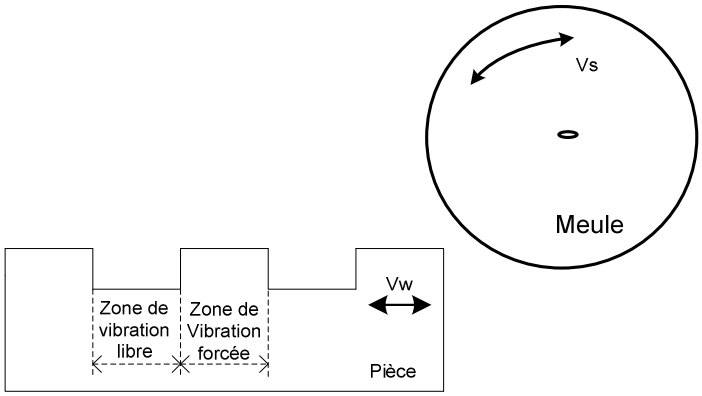


Figure 5: Géométrie de la coupe discontinue, Minis [15]

Ainsi, le système est identifiable sur la base de cette hypothèse si et seulement si deux conditions sont satisfaites [14] :

- la linéarité du système SMO
- l'existence des constantes $k_1, k_2, ..., k_n$ telles que l'effort de coupe peut s'exprimer :

$$F = k_1 x_1 + k_2 x_2 + ... + k_n x_n \qquad \textit{Équation 6}$$

La deuxième condition du théorème est que l'effort de coupe F_c soit nul dans les rainures. Technologiquement (Figure 5) l'usinage d'une pièce rainurée permet de respecter la deuxième condition.

L'équation (6) est satisfaite seulement pour k_i nul (k_i =0). Donc si toutes les constantes sont nulles, alors l'effort est toujours nul, ce qui est absolument faux. Ainsi on peut donc conclure qu'il existe au moins deux ensembles de constantes qui satisfont l'équation (6). Cela veut dire que les déplacements sont dus aux efforts et à la vibration de la structure.

3.2.2. Excitation : Caractéristiques et Procédures

L'utilisation de l'effort de coupe comme signal d'entrée pour l'identification de la structure conditionnent que tous les modes de la structure soient excités dans les largeurs de bandes de fréquences concernées [15].

Le signal de l'effort de coupe est généré par la coupe interrompue dans la largeur de cette rainure (figure 5).

Lorsque l'usinage de la pièce par l'intermédiaire d'une arête de coupe génère une excitation (type dirac) comme l'effort de coupe, la coupe interrompue génère un signal d'effort pseudo aléatoire [29] et l'harmonique (k) a pour fréquence :

$$f_k = \frac{k}{T} = k\Delta f \qquad k = 0,1,2,... \qquad \textit{Équation 7}$$

$\begin{cases} T \text{ , période de balayage} \\ \Delta f \text{ , résolution spectrale} \end{cases}$

Par conséquent la longueur de bande (Bande With - BW) du 1er lobe spectral est l'inverse de la durée de la longueur élémentaire (ΔT) :

$$BW = \frac{1}{\Delta T} = \frac{n}{T} \qquad \textit{Équation 8}$$

où n est le nombre total de longueurs élémentaires.

La fréquence de résolution et la longueur de la bande du spectre de l'effort sont des fonctions du temps (t), ou aussi de la vitesse de rotation de la broche (N). La limite inférieure de la bande de fréquence est établie par le théorème d'échantillonnage fréquentiel qui spécifie que le temps de stabilisation (τ) peut être identifié pour chaque mode de la structure. Ce temps (τ) est plus faible que la période d'excitation T.

Les modes avec des temps de stabilisation important (τ très grand) sont déformés dans le domaine temporel de repliement de spectre.

Dans un cas simple, le mode d'amortissement visqueux avec la fréquence propre ω_n et le coefficient (ou taux) d'amortissement ζ ainsi que le temps de stabilisation sont reliés par la relation (9) donnés par Ogata [30]

$$\tau = \frac{3}{\zeta \omega_n} \qquad \textit{Équation 9}$$

Pour un coefficient d'amortissement $\zeta. = 0.1$, le mode peut être identifié si sa fréquence propre (f_n) satisfait l'inéquation (10) :

$$f_n \geq \frac{30}{2\pi\tau} \geq \frac{30}{2\pi T} = f_i \qquad \textit{Équation 10}$$

La fréquence (f_i) est la limite inférieure de la bande de fréquence.

La limite supérieure de la bande de fréquence (f_s) est choisie de sorte à être égale à la moitié de la largeur de la bande du 1er lobe spectral :

$$f_s = \frac{BW}{2} \; . \qquad \textit{Équation 11}$$

Ainsi, dans la bande de fréquence supérieure :

$$f_s = \frac{n}{2}\Delta f = \frac{BW}{2} \geq f \geq \frac{15}{\pi}\Delta f = f_i \qquad \textit{Équation 12}$$

3.2.3. Procédure d'acquisition

La fréquence d'échantillonnage f_e est constante et indépendante de la vitesse de rotation de la broche. Ainsi f_e satisfait l'équation :

$$f_e T = N_e \qquad \text{Équation 13}$$

Avec, N_e représentant le nombre d'échantillons par temps d'échantillonnage. Il est à noter que la valeur de N doit être une puissance de 2 ; ($N_e = 2^{\alpha}; \alpha \in IN$).

Pour éviter le repliement du spectre, la fréquence de coupure f_c peut être fixée par précaution à :

$$f_c \leq \frac{f_e}{2} \qquad \text{Équation 14}$$

3.2.4. Application de la méthode d'excitation

La détermination de la largeur de bande de fréquence utilisable, définie par les limites inférieure et supérieure de la bande fréquentielle d'identification (figure 6) s'obtient par :

- la fréquence de la broche (Hz) ;
- la résolution fréquentielle (équation 11) soit Δf (Hz) ;
- la largeur de bande fréquentielle (équation 12) soit BW (Hz) ;
- les limites f_i et f_s (équations 13 et 14).

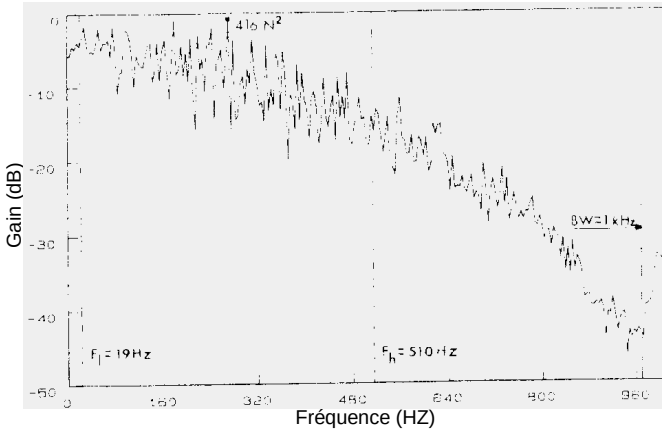


Figure 6 : Puissance spectrale de la force de coupe [25]

L'effet de l'effort F_i sur F_j s'écrit G_{FiFj} .

Chaque élément G_{ki} décrit l'effet de la composante F_i^* de l'effort appliqué sur les composantes du déplacement x_k^* . Ainsi, nous pouvons écrire :

$$x_k^* = \left(G_{ki} G_{FiFj}\right) F_i^* \qquad \textit{Équation 15}$$

$$\frac{x_k^*}{F_i^*} = \Gamma_{ki} = G_{ki} + G_{FiFj} G_{kj} \qquad \textit{Équation 16}$$

Les éléments G_{ki} et G_{kj} ne peuvent pas être déterminés par l'équation (16). Il est nécessaire d'avoir une autre relation afin d'aboutir à la résolution algébrique. Pour ce faire, une considération sur le mode d'usinage (en opposition ou en avalant en fraisage et en poussant ou en tirant en tournage) est réalisée.

Soit dans le plan $X^* - Y^*$, où AV représente le mode d'usinage en avalant (respectivement OP en opposition):

$$\begin{cases} \Gamma_{kx}^{(AV)} = G_{kx} + G_{FxFy}^{(AV)} G_{ky} \\ \Gamma_{kx}^{(OP)} = G_{kx} + G_{FxFy}^{(OP)} G_{ky} \end{cases} \qquad \textit{Équation 17}$$

Les solutions du système (équation 17) sont :

$$\begin{pmatrix} G_{kx} \\ G_{ky} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & G_{FxFy}^{(AV)} \\ 1 & G_{FxFy}^{(OP)} \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} \Gamma_{kx}^{(AV)} \\ \Gamma_{kx}^{(OP)} \end{pmatrix} = A^{-1} \begin{pmatrix} \Gamma_{kx}^{(AV)} \\ \Gamma_{kx}^{(OP)} \end{pmatrix} \quad k = x, y, z \qquad \textit{Équation 18}$$

Or, la matrice inverse A^{-1} existe si et seulement si

$$G_{FxFy}^{(AV)} \neq G_{FyFx}^{(OP)} \qquad \textit{Équation 19}$$

On s'attend à avoir d'après la configuration de coupe (avalant ou opposition) :

$$G_{FxFy}^{(AV)} \cong -G_{FyFx}^{(OP)} \qquad \textit{Équation 20}$$

Les solutions du système d'équations (17) peuvent être maintenant obtenues par :

$$\begin{cases} G_{FxFy}^{(\theta)} = \dfrac{S_{FxFy}^{(\theta)}}{S_{FxFx}^{(\theta)}} \\ \Gamma_{kx}^{(\theta)} = \dfrac{S_{FxFk}^{(\theta)}}{S_{FxFx}^{(\theta)}} \end{cases}$$ *Équation 21*

En posant θ équivalent AV (en avalant), (respectivement OP en opposition) ; et avec k correspondant aux axes x, y, z ,

alors l'autospectre de Fx correspond à S_{FxFx} et l'interspectre de Fx et Fy correspond à S_{FxFy} .

On aurait les mêmes résultats dans le plan $X^* - Z^*$:

$$\begin{pmatrix} G_{kx} \\ G_{kz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & G_{FxFz}^{(AV)} \\ 1 & G_{FxFz}^{(OP)} \end{pmatrix}^{-1} \begin{pmatrix} \Gamma_{kx}^{(AV)} \\ \Gamma_{kx}^{(OP)} \end{pmatrix} \qquad k = x, y, z$$ *Équation 22*

Dans une autre configuration de plan, par exemple le plan $Y^* - Z^*$ en remplaçant x par y.

3.3 Résultats et identification

Les composants de la matrice de transfert sont données par :

$$\begin{cases} G_{zi}(\omega) = \dfrac{B_i / \omega_{ni}^2}{(1 - \omega^2 / \omega_{ni}^2) + j(2\zeta\omega / \omega_{ni})} + C_i \\ A_i = \dfrac{B_i}{2\zeta\omega_{ni}^2} = G_{zi}(\omega_{ni}) - C_i \end{cases}$$ *i=x,z Équation 23*

Avec pour fréquence propre ω_{ni} , pour coefficient d'amortissement (ζ_i),

pour constante modale (B_i), la contribution des autres modes C_i , l'amplitude modale A_i , pour une raideur k_i , et ω_{ni} comme pulsation propre (figure 7).

Pour un oscillateur linéaire on a :

$$A_i = \frac{1}{2k_i} \qquad \text{Équation 24}$$

Une application de la méthode d'identification au procédé de rectification plane a donné les résultats présentés sur la figure 7.

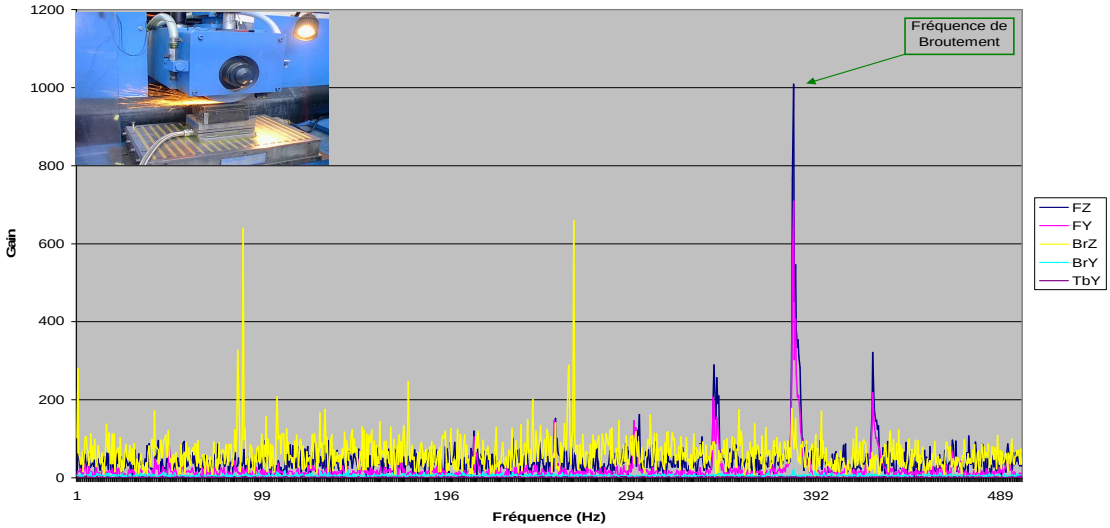


Figure 7 : Application en rectification [31]

3.4 Lobes de stabilité

Les investigations de la stabilité en usinage passent très souvent par un recours aux lobes de stabilité. Cette méthode permet de définir de grandes profondeurs de passe en fonction du niveau de fréquence de rotation de la broche, compatible avec une opération d'usinage stable. De plus en plus présents, les lobes de stabilité sont un moyen efficace de prédiction et de choix raisonné des conditions de coupe.

De nombreux travaux tant en tournage qu'en fraisage (figure 8) portent sur cette modélisation et simulation de tout ou partie du système POM [32].

Citons par exemple, parmi les outils logiciels existants, celui commercialisé par le « Manufacturing Automation Laboratory » [33].

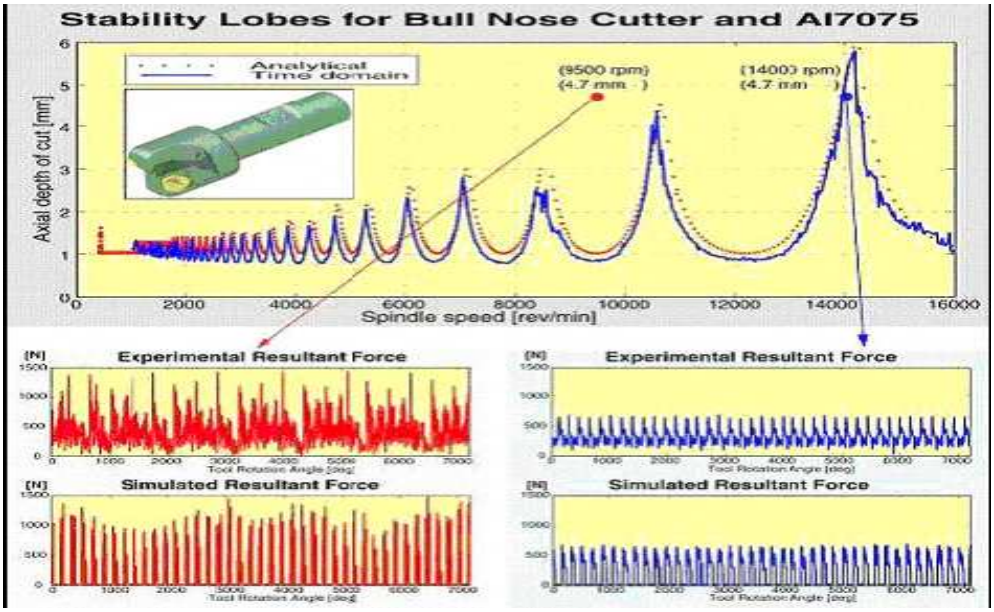


Figure 8 : Lobes de stabilité en fraisage [32]

3.5 Conclusion

Dans cette partie, nous avons rappelé les généralités concernant la démarche de détermination des caractéristiques mécaniques de la structure de machine-outil [1][2][14][18]. Il existe d'autres récents travaux de recherche sur le sujet avec différentes méthodes d'investigation mises en œuvre pour identifier les caractéristiques des structures de machine-outil et du procédé d'usinage en question [34] [35][36][37][38]

4. PROBLEMATIQUE DES VIBRATIONS EN RECTIFICATION

4. 1 Introduction

Comme pour les procédés d'usinage (outil à géométrie définie), il existe sensiblement les mêmes phénomènes de vibrations en rectification. En effet, la meule est un outil dont la géométrie de coupe est non définie (multiples arêtes de coupe). Les conséquences en matière de non qualité sont identiques (perte de précision de la surface). Nous pouvons distinguer des excitations externes et internes (auto entretenues) parmi les causes de non qualité.

La source des vibrations externes résulte principalement de la qualité de l'équilibrage de la meule (statique et dynamique), des efforts transmis au travers des moteurs de broches et d'axes.

Contrairement aux vibrations externes, l'énergie issue des vibrations auto entretenues a pour origine le procédé de rectification. L'apparition de celles-ci réagit en boucle fermée sur la dynamique du système POM. Les principales causes de ces vibrations auto induites (broutement) sont les effets régénérateurs, issus du contact meule/pièce [13].

Pour assurer une meilleure lisibilité du mémoire, le détail du procédé de rectification sera présenté dans la 2ème partie du chapitre 2.

4. 2 Comportement vibratoire relatif au procédé de rectification

Les phénomènes de broutement ont été plus particulièrement étudiés en rectification cylindrique, externe et interne, ainsi qu'en rectification sans centre. La majeure partie de travaux en la matière a cherché à modéliser le comportement vibratoire sous forme de schéma bloc (figure 4).

L'analyse de la stabilité en rectification a été principalement étudiée pour les techniques de rectification cylindrique et sans centre. On retrouve les diagrammes de stabilité en fonction de la vitesse de la meule « V_S » (m/s), de la vitesse périphérique de la pièce « V_W » (m/min) et de la profondeur « a » (µm). Sur ces graphes sont définies expérimentalement les limites de stabilité du domaine concernant le broutement meule/pièce.

On peut citer différents travaux tels que ceux de Weck [11], Inasaki [39], Sexton [40], Steffens [41], Baylis [42] en rectification cylindrique, et Hashimoto [43], Allonson [44] en rectification sans centre.

Après l'identification des vibrations, leur suppression est à l'ordre du jour tant au niveau des vibrations forcées que celles auto entretenues [45].

En effet, l'excentricité de la meule due au défaut de dressage (cf. paragraphe chapitre 2, 2ème partie) et le mauvais équilibrage de celle-ci accentuent les vibrations forcées. Pour réduire voir supprimer ces vibrations, des méthodes d'équilibrage automatiques ont été développées par injection de fluide à l'intérieur de flasques porte meule durant la rectification [46].

Par contre, la réduction du broutement est plus difficile à mettre en œuvre car une bonne compréhension des phénomènes physiques en présence est nécessaire. Il existe plusieurs méthodes de suppression de ces vibrations que nous classons en trois stratégies (figure 9) :

- la modification des conditions opératoires (variation des vitesses d'avance de la table ou de la broche) ;
- l'amélioration des raideurs dynamique de la structure de la machine-outil ;
- l'accommodation des effets régénérateurs (contrôle actif).

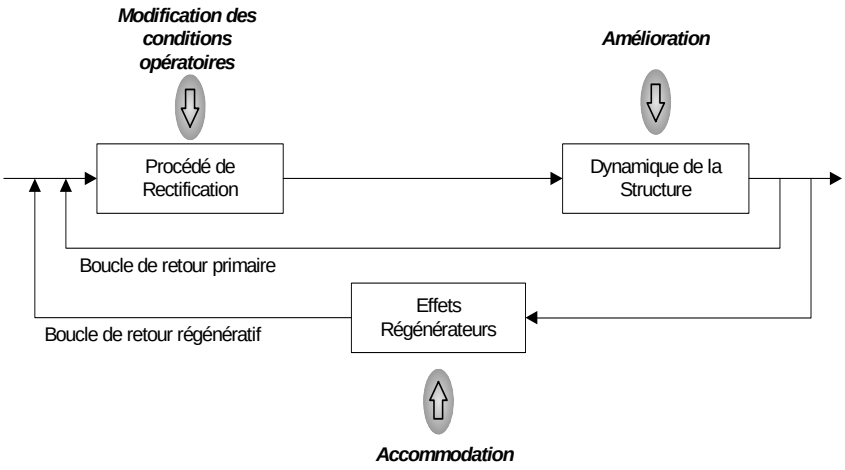


Figure 9 : Schéma : principe de suppression du broutement [45]

4. 3 Caractérisation de la stabilité des rectifieuses

Depuis une vingtaine d'années, les types de machines à rectifier ont été caractérisés par des mesures de compliance statiques et dynamiques. Les principes d'évaluation reposent sur le traitement du signal issu du capteur de déplacement ou accéléromètre mesurant les positions au cours d'une excitation par impact (marteau excitateur). Les signaux ainsi récupérés sont traités par FFT (Fast Fourrier Transform) permettant des représentations graphiques de la réponse (courbe amplitude et phase de la compliance ou du diagramme de Nyquist) ou par des fonctions de réponse en fréquence (FRF).

De nombreux travaux sous la direction du Pr. Weck [11] ont permis de mettre en place une méthode de comparaison des rectifieuses essentiellement cylindriques (intérieure et extérieure) au travers de deux critères en fonction de la puissance instantanée (P_{inst}) :

- la raideur statique relative (N.kW/µm) :

$$k_{relatif\ .statique} = \frac{1 \Big/ \left(\frac{x}{F}\right)_{Statique}}{P_{inst}}$$

- la raideur dynamique relative minimale (N.kW/µm) :

$$k_{relatif\ .dynamique} = \frac{1 \Big/ \left(\frac{x}{F}\right)_{Dyaamique.\max}}{P_{inst}}$$

Ces deux indications décrivent le comportement dynamique de la rectifieuse. Les valeurs de raideurs relatives (statique et dynamique) des rectifieuses sont supérieures aux valeurs des machines outils classiques (meilleur comportement dynamique) [46].

Néanmoins, le point faible de ce type de machine est essentiellement concentré autour des composants broche – arbre porte meule – meule. Concernant le comportement dynamique de la broche (roulement, arbre, autres…), les travaux d'Alfares [18] (rectification cylindrique) modélisent la broche avec 5 déplacements généraux (en translation x, y, z et en rotation ϕ, ψ) permettant de simuler la plage de fréquence admissible en fonction des efforts de rectification et du niveau d'usure de la meule. Une approche similaire en rectification plane [20] a été proposée en tenant compte des efforts de coupe et de la raideur de la meule.

4. 4 Compliance des porte pièces

Dans le cadre du comportement dynamique du système POM, certains travaux de recherche [46], en particulier en rectification cylindrique, ont isolé le porte pièce et analysé les effets des efforts de rectification en fonction du type de cône (mise et maintien en position de cylindre entre-pointe), ainsi que des défauts d'alignement sur les fréquences vibratoires et la qualité des surfaces (Figure 10)

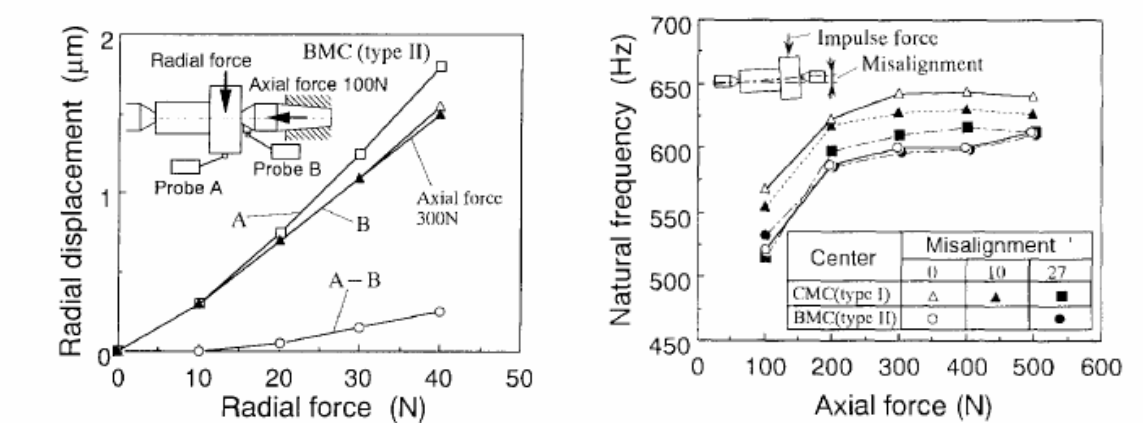


Figure 10 : Effet du défaut d'alignement, sur déplacement radial vs effort de coupe radial, ainsi que l'influence de l'effort axial sur les fréquences propres [46]

4. 5 Conclusion

Dans ce chapitre nous avons rappelé les grands principes relatifs aux vibrations en usinage et l'identification des caractéristiques du système POM, tant en usinage qu'en rectification. Les méthodes d'identification sont les mêmes quelque soit le procédé à quelques paramètres près (différence de procédé et de structure de machine-outil). Concernant ces caractéristiques, les rectifieuses (cylindriques, planes, sans centre) ont des raideurs statiques et dynamiques généralement supérieures aux autres machines-outils. Les qualités des surfaces engendrées en rectification sont essentiellement liées au comportement vibratoire du système meule porte – meule ainsi que les caractéristiques mécaniques de la meule. Des stratégies de réduction des vibrations auto induites ont été développées pour améliorer le comportement dynamique et la stabilité du système POM. A ce titre, les machines outils classiques et à rectifier sont de plus en plus instrumentées en vue du contrôle et de la surveillance des phénomènes vibratoires voir de broutement. L'introduction de capteurs et actionneurs de types piézoélectriques contribue à la surveillance du procédé de rectification et à la stabilité de la machine.

En usinage, des cartes de stabilité ou lobes de stabilité ont été construites et validées expérimentalement en fraisage et en tournage. En rectification, ces cartes de stabilité sont peu ou pas développées.

Au final, l'amélioration de la qualité des surfaces usinées nécessite une bonne compréhension des phénomènes physiques en usinage et tout particulièrement en rectification (procédé, machine-outil…) pour aborder la modélisation et la simulation du comportement dynamique et vibratoire du système POM.

Chapitre 2 :

ETUDE BIBLIOGRAPHIQUE

Deuxième partie :

APPLICATION A LA RECTIFICATION

1. INTRODUCTION

Cette partie de l'étude bibliographique parcourt les travaux traitant le procédé de rectification. Elle contient les travaux relatifs aux différents paramètres du procédé de rectification. D'abord, nous présentons le contexte dans lequel est définie la rectification.

La rectification, procédé d'enlèvement de matière par abrasion, se distingue selon trois types d'application. La rectification plane, cylindrique et de forme destinée à la réalisation de pièces mécaniques de haute qualité. Quant au taillage et l'affûtage, ces applications sont orientées principalement vers la réalisation d'outils de coupe. Cependant, les critères de qualité sont également les mêmes : qualités géométrique et métallurgique.

Concernant la compréhension puis la modélisation du procédé de rectification, nous distinguons deux grandes approches parfois séparées ou concomitantes, orientées machine-outil ou procédé.

S'agissant de notre travail, nous présenterons les caractéristiques (figure11) influençant le procédé de rectification en insistant particulièrement sur les aspects de compliance, de comportement dynamique de l'ensemble meule / broche et de l'influence des actions mécaniques sur la pièce à rectifier. La présentation des caractéristiques et des paramètres doivent respecter l'adéquation au cahier des charges fonctionnelles (contraintes géométriques, métallurgiques, mécaniques et économiques, limites techniques de machine-outil) et les moyens d'actions (procédé, composants machine-outil et processus).

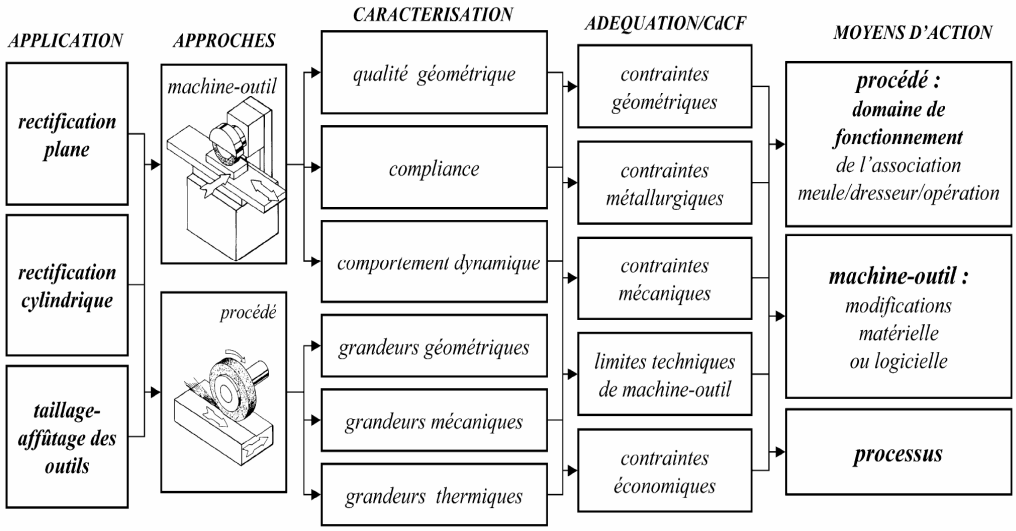


Figure 11 : Description des applications et des approches en rectification [46]

L'application en rectification plane passe profonde est caractérisée par une profondeur de passe pouvant être comprise entre 1 et 10 mm, avec une précision dimensionnelle de qualité 5 et une faible vitesse d'avance de la table allant de 20 à 80 mm/min. Selon la nature des meules (conventionnelle ou superabrasive) les vitesses de coupe peuvent varier pour les premières de 30 à 90 m/s, et pour les secondes de 80 à 180 m/s. Les meules permettent d'usiner les matériaux à hautes caractéristiques mécaniques (matériaux à outils, réfractaires, céramiques, entre autres…) avec une grande précision géométrique [13]. Le coût élevé de ces opérations se justifie par le fait que le procédé de rectification se situe généralement en fin de gamme de fabrication. La nécessité de maîtriser ce procédé amène à modéliser tout ou partie du système Pièce / Outil / Machine (POM), en vue d'étudier les principaux paramètres d'influence sur la qualité de la pièce.

Le cahier des charges fonctionnelles à respecter est défini par les spécifications (forme, position, ondulation et rugosité) et l'état résiduel de la matière (contraintes résiduelles, brûlures…) des surfaces rectifiées (figure 12). Les contraintes du procédé et de la machine (performances, qualité géométrique et cinématique, vibrations) imposent de déterminer les caractéristiques de la meule, du lubrifiant utilisé ainsi que les paramètres de pilotage du processus (vitesses de la meule et de la pièce, profondeurs de passe théorique et réelle, conditions de dressage et de décrassage de la meule, influence des conditions de lubrification). Ajoutons que le contrôle du processus de rectification doit être assuré par la mesure des paramètres (effort, puissance de coupe, état de surface, usure de meule…).

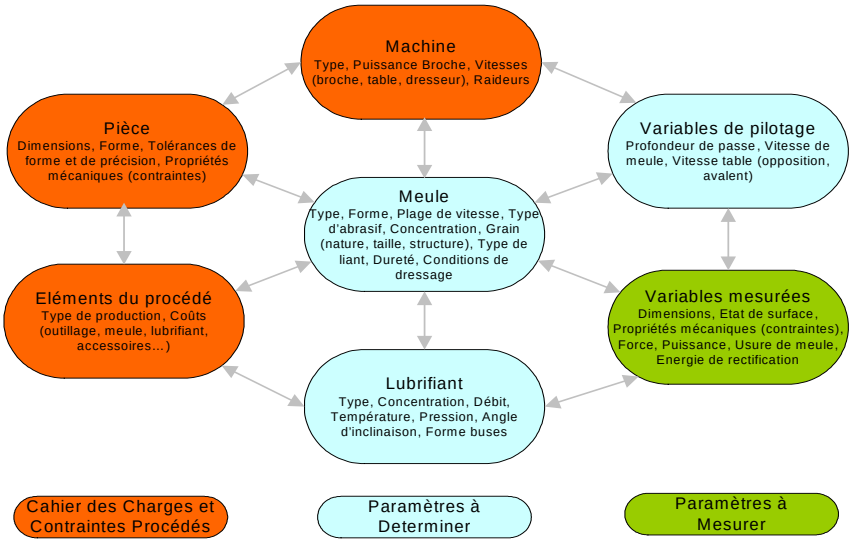


Figure 12 : L'univers du procédé de rectification

2. TECHNOLOGIES DE RECTIFICATION

2. 1 Les Abrasifs

Les meules employées pour la finition sont généralement de grains plus fins que celles utilisées pour le dressage. L'arrachement des copeaux produits par la meule s'accompagne d'une forte production de chaleur et donc d'un scintillement intense (copeaux incandescents) ; plus la teneur en carbone de l'acier usiné est élevée, plus la luminosité des étincelles est intense. La rectification peut être effectuée avec ou sans lubrification en fonction du type d'application retenue et des caractéristiques de la meule et de la pièce. La rectification avec lubrification est adoptée plus souvent car elle évite les dangers de formation de craquelures à la surface de la pièce suite à un échauffement excessif (modification des caractéristiques métallographiques en surface : brûlures…). La pièce et la meule sont refroidies par un jet de liquide réfrigérant pendant toute la phase de travail [10] [16].

L'usinage par abrasion correspond le plus souvent à une opération de finition. La meule a un contact surfacique avec la pièce contrairement à l'outil qui a un contact ponctuel. Ainsi, l'obtention d'un état de surface plus fin et, par suite, le respect de tolérances dimensionnelles plus sévères sont assurés plus facilement.

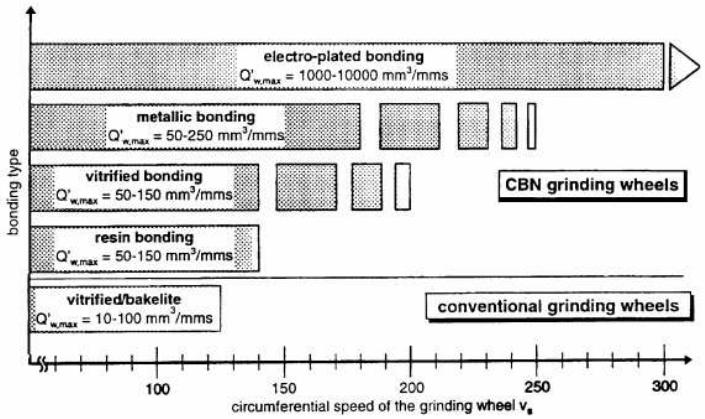


Figure 13 : Les abrasifs et leurs applications [45]

L'abrasif à base de nitrure de bore cubique (CBN) représente un certain nombre d'avantages technologiques dont la résistance à l'usure, par rapport aux abrasifs conventionnels tels que le corindon. En conséquence, des taux d'enlèvement de matière plus élevés peuvent être obtenus (figure 13). Une autre caractéristique de cet abrasif (CBN) est comparativement le faible risque des dommages thermiques.

Comparé au diamant, le seul matériau connu avec une dureté plus élevée, le CBN offre l'avantage d'une stabilité thermique encore plus élevée.

La formation des carbures de carbone dans le diamant est une forme d'usure chimique. Les matériaux rectifiés sont les aciers faiblement et fortement alliés ainsi que les fontes, et les matériaux réfractaires voir les matériaux composites. Ainsi, le CBN est prédestiné pour un traitement allié et un revenu des métaux. Bien qu'offrant les avantages décrits, le CBN comme le diamant, présentent l'inconvénient d'être très cher. Le champ principal d'application du diamant comme abrasif est pour la rectification des matériaux fragiles tels que les céramiques [45].

2. 2 Topographie de Meule

La topographie de la meule agit directement sur les performances de coupe et sur la rugosité de la surface obtenue. La composition de la meule, la taille des grains, la granulométrie, le liant, la porosité, la densité de grain ainsi que les conditions de dressage ont un effet important sur la topographie de la surface [45] [49] [50] [51].

2.3.1. Le dressage

Le dressage de la meule a deux effets : un effet macro et un effet micro géométrique. L'effet macro est occasionné par la forme de l'outil à dresser ainsi que les conditions de dressage. Durant le dressage, les grains sont coupés et fracturés par l'élément coupant du dresseur, ce qui est défini par la profondeur de passe de dressage ainsi que les vitesses de la meule et du dresseur sur la meule (création de filet pour le dressage monopointe). L'effet micro est causé par le clivage c'est-à-dire la fracture de particule de grains. La puissance de coupe dépend de la friabilité des grains ainsi que des conditions de dressage.

Les dresseurs se divisent en deux grandes familles : les dresseurs fixes (monopointe, multipointes, aggloméré) ; les dresseurs en mouvement qui ont un mouvement de rotation en plus (crushing, molettes).

Les multiples grains d'abrasifs forment autant d'angles de coupe en interaction avec la matière usinée. La distribution et la forme des grains d'abrasifs sur la surface de la meule décrivent la topographie de la meule. Généralement, le dressage se fait avant l'opération de rectification et est répété à une certaine fréquence définie afin d'assurer un avivage de la meule et une coupe correcte.

2.3.2. Principe et but du dressage

Le dressage est pour une meule ce qu'est l'affûtage pour un outil de coupe classique (tournage ou fraisage), c'est à dire une opération destinée à améliorer la coupe, la forme et la dimension de l'outil [52].

Le dressage permet :

- l'évacuation des copeaux logés dans les pores de la meule,
- l'avivage des angles de coupe des grains,
- de profiler la meule à la forme désirée en lui enlevant les défauts géométriques.

Le dressage affecte surtout la qualité d'une surface rectifiée qui dépend [53] :

- des performances de coupe,
- de la topographie de la surface de la meule,
- du taux d'enlèvement de matière.

2. 3 Les Procédés de Rectification

Selon la norme ISO 3002 [54], les propriétés caractéristiques du procédé de rectification sont le type de surface à produire, la cinématique de l'opération d'usinage, la forme et les profils de la meule. En conséquence, il y a différents procédés de rectification : la rectification plane, la rectification cylindrique et la rectification de forme. Un autre facteur de subdivision pour différents procédés de rectification est la nature du contact de la meule avec la pièce (rectification cylindrique externe ou interne). En outre, il est possible de différencier selon la surface active de la meule, la direction de travail et la méthode de contrôle utilisée. Le maintien en position de la pièce doit être également pris en considération.

2.3.1. Points de comparaison entre usinage et rectification

Le travail effectué pendant la formation de copeau est le produit de la puissance mécanique d'entrée durant le temps de rectification (figure 14). En rectification, la puissance mécanique est égale au produit de l'effort tangentiel et de la vitesse de coupe. La plus importante partie de l'énergie est transformée en énergie thermique, qui est distribuée sur la pièce, la meule, les copeaux, le lubrifiant et l'environnement [55]. Une petite partie de cette énergie est retenue pour la génération de la surface, en tant qu'énergie potentielle résidant dans les copeaux et la pièce sous la forme d'efforts résiduels. La figure 14 montre une comparaison de la génération des effets mécaniques et thermiques en coupe (tournage, fraisage) et en rectification.

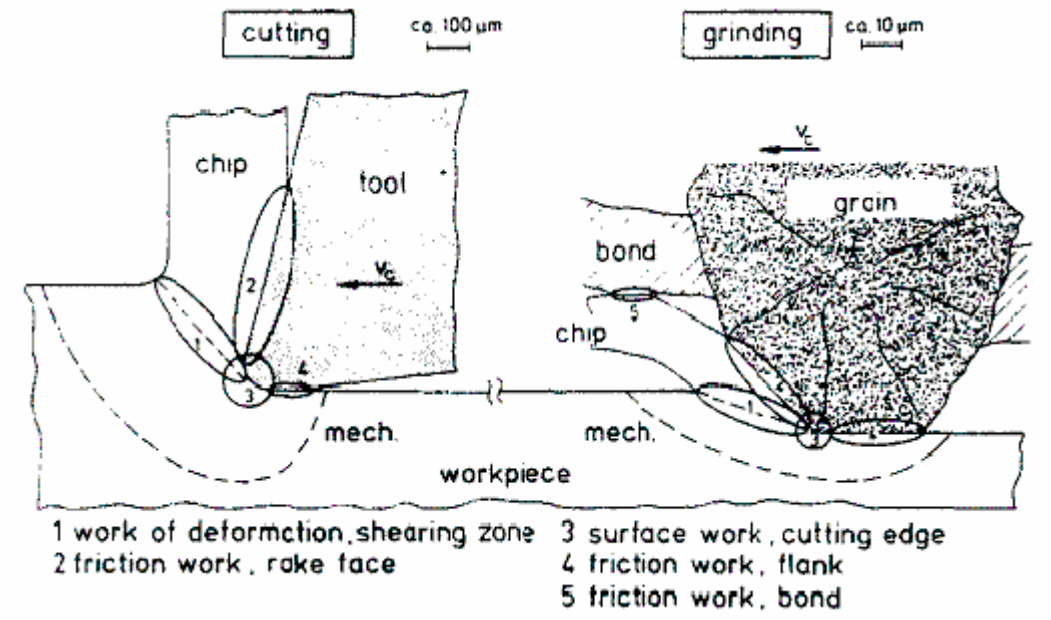


Figure 14: Effets mécaniques et thermiques en coupe et rectification [56]

Quantité	Usinage	Rectification
Energie spécifique (J/mm3)	1 ~ 2	2 ~ 10
Précision dimensionnelle (mm)	0,1 ~ 1	0,01 ~ 0,1
Rugosité de surface (µm)	1 ~ 2	0,1 ~ 0,2
Vitesse de coupe (m/s)	0,5 ~ 5	5 ~ 50
Epaisseur de copeau (mm)	0,1 ~ 1	0,01 ~ 0,1
Angle de coupe normal (°)	-5 ~ 30	-30 ~ -5

Tableau 1 : Spécificité de la rectification par rapport à l'usinage - comparaisons de certaines grandeurs [56]

Les effets mécaniques et thermiques en coupe (tournage, fraisage) et en rectification sont comparables, sauf que les proportions diffèrent par l'ordre de grandeur, ainsi l'énergie spécifique est bien supérieure en rectification. Cette figure 14 montre les principaux procédés dans lesquels de l'énergie mécanique est transformée en chaleur. Le travail du frottement sur la face d'attaque et celui de la déformation permanente dans la zone de cisaillement joue un rôle dans la génération de la chaleur dans la pièce (figure 15). D'autres sources de chaleur d'une moindre importance sont des points où se produit le frottement entre le liant et la surface de la pièce. Les températures résultantes ont une très grande influence sur des dommages thermiques dans la pièce, c'est-à-dire sur l'intégrité de surface [57].

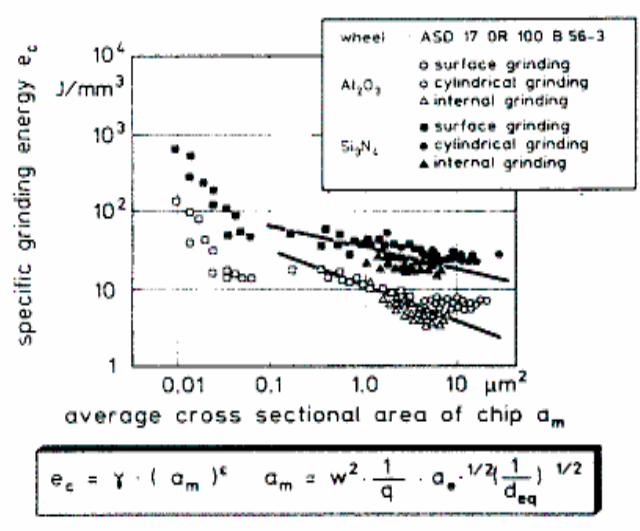


Figure 15: Exemple d'un modèle d'énergie de rectification [16]

2.3.2. Paramètres en rectification plane

Les surfaces planes sont réalisées par rectification plane par balayage (figure 16). La meule est animée d'un mouvement de rotation (Ns) qui détermine la vitesse de coupe de la meule (Vs), la table assure un mouvement de translation (transversale ou longitudinale) par balayage (Vw). La profondeur de passe (a) est de l'ordre de 1/100mm

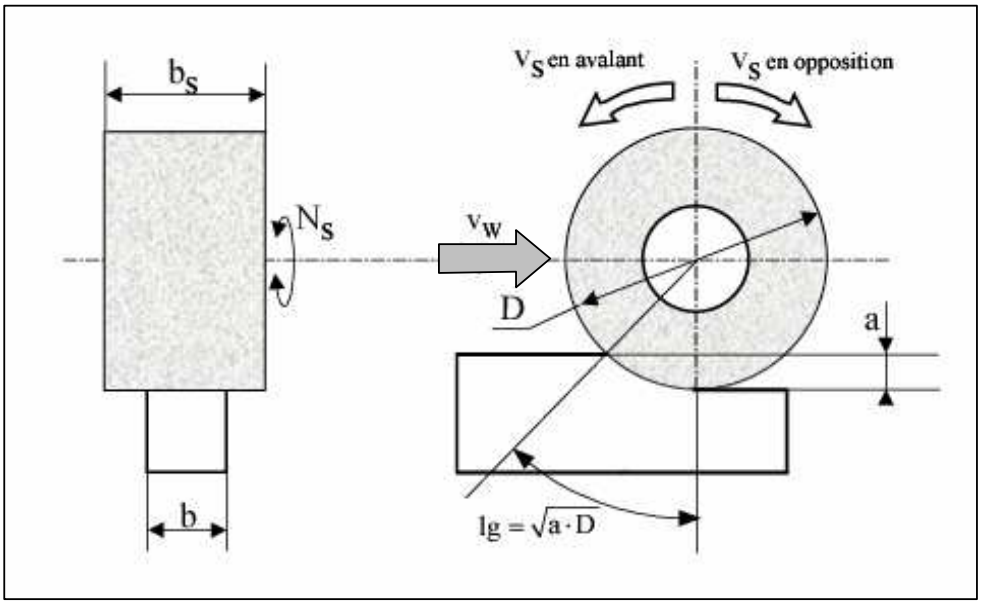


Figure 16 : Paramètres principaux en rectification plane

Par ailleurs, il existe des opérations nécessitant un grand taux d'enlèvement de matière (rainures, profils…). En conséquence, il est dont possible d'employer la rectification passe profonde. Les profondeurs de passe (a) sont supérieures, de l'ordre du mm (1 à 10). Le taux spécifique d'enlèvement de matière peut avoisiner les 2000 mm^3 / (mm.s) [56].

2.3.3. Lubrification

En rectification la lubrification revêt une importance majeure en général. En effet, ses fonctions sont les suivantes :

- agent refroidissant à l'interface meule / pièce,
- agent réduisant le frottement (grain / pièce),
- évacuation des copeaux et grains d'abrasifs arrachés de l'interface meule / pièce décrassage de meule (copeaux insinués dans les pores de la meule).

Pour répondre à ces fonctions, les solutions technologiques portent sur deux familles de buses : l'une pour le décrassage proprement dit et, l'autre pour l'interface meule / pièce. La pression du fluide utilisée en décrassage est supérieure à celle employée pour le mouillage et l'évacuation de la chaleur [55] [58].

Ces conditions de lubrification ont un rôle sur la durée de vie des meules (diminution de l'usure).

En rectification plane passe profonde, la lubrification est d'autant plus indispensable que la meule est dressée en continu (crushing). Ajoutons que le choix du lubrifiant est un enjeu économique important (prix de l'huile supérieur à celui de l'émulsion), écologique (coût de traitement des boues de rectification) mais aussi de sécurité des biens et des personnes.

2. 4 Modélisation et Simulation

Le développement de rectifieuses planes passes profondes s'est traduit par une augmentation considérable de l'efficacité (moins de prises de passes) et de la haute qualité des surfaces rectifiées. Les avantages économiques ainsi réalisés par rapport aux autres procédés d'usinage, consolident la position du procédé de rectification. Ainsi la qualité accrue des produits exigée passe par la conception et l'amélioration de procédés d'usinage de haute qualité. Cependant, comme la rectification est un procédé de fabrication très complexe avec, un grand nombre de caractéristiques particulières qui s'influencent mutuellement (figure 17), la reproductibilité des essais réalisés reste jusque là non maîtrisée [59].

Selon le cahier des charges, les conditions opératoires pour la machine-outil sont déterminées à l'aide des essais de rectification, qui sont longs et coûteux pour la plupart des cas.

Le but avoué de ces essais semble être la mise en place de nouveaux modèles (topographie de meule, état de surface, température – intégrité de surface, effort de rectification, énergie, vibrations, usure de meule…) permettant une meilleure connaissance du procédé.

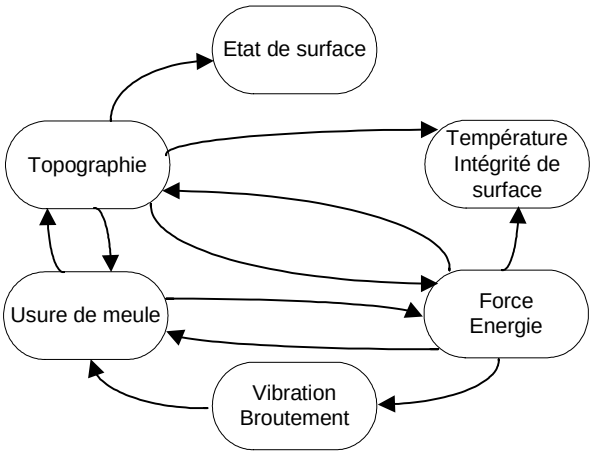


Figure 17: Modèles de rectification et leurs corrélations [16]

Les modèles contribuent de manière significative à la compréhension du procédé, et forment la base pour la simulation des procédés de rectification (figure 18). Ils créent ainsi une condition préalable pour l'efficacité accrue, tout en assurant en même temps une très bonne qualité des produits.

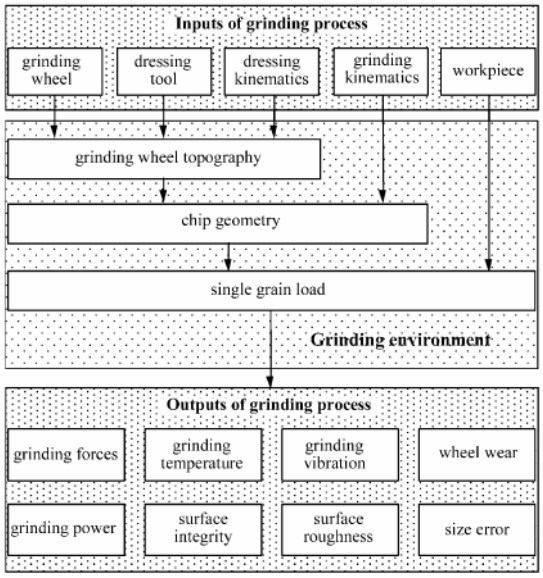


Figure 18 : Interactions et Modèles [46]

Un modèle peut être employé pour prévoir le résultat de fonctionnement du procédé de rectification. Le terme ‘modèle’ est ambigu, et peut être la représentation abstraite d'un procédé qui sert de lien de causes à effets [59]. Ainsi, un modèle établit une relation entre les valeurs d'entrée et de sortie afin de décrire la dynamique du système. La figure 19 montre le procédé général appliqué en modélisation. Dans son sens précis, un modèle forme la base pour prévoir le résultat en fonctionnement. L'application d’un modèle satisfait des demandes telles qu'une augmentation du rendement, de la productivité ou de la qualité.

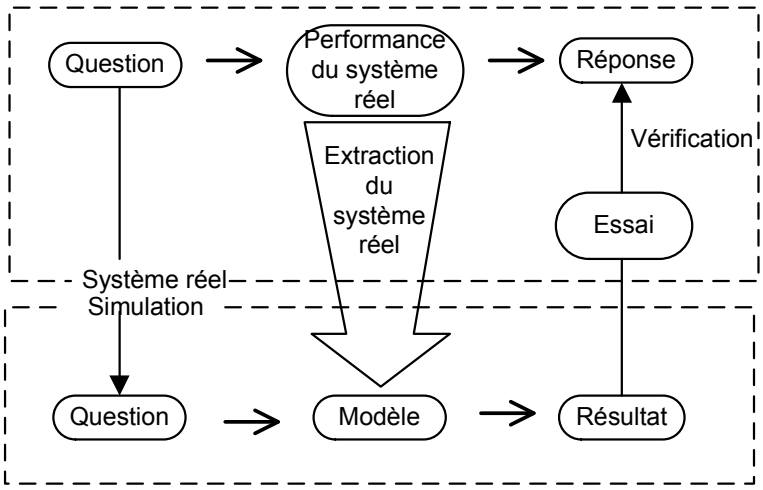


Figure 19: Elaboration d'un modèle [60]

Les modèles peuvent être subdivisés en modèles physiques et phénoménologiques ou expérimentaux selon Tonshoff et al [16]. La figure 20 montre une comparaison de ces deux types de modèles.

Un modèle physique est dérivé des principes physiques de base du procédé de rectification. Puis, le modèle physique est établi à partir des lois physiques prises indépendamment ou corrélées, en utilisant une formulation mathématique. De plus, ces modèles physiques doivent être vérifiés par des essais spécifiques.

Par contre, un modèle expérimental est établi aux moyens de valeurs mesurées obtenues lors des essais, les types de modèles sont choisis en fonction des paramètres du procédé de rectification. Les coefficients de ces modèles phénoménologiques sont déterminés par des essais.

L'avantage des modèles physiques est que les résultats peuvent facilement être transférés à d'autres applications. Les modèles expérimentaux sont plus efficaces mais nécessitent de nombreuses expériences.

Cependant, un formalisme spécifique est associé aux modèles expérimentaux. Étant donné que les corrélations physiques en rectification ne peuvent pas être exactement définies, la modélisation purement physique est très rarement employée.

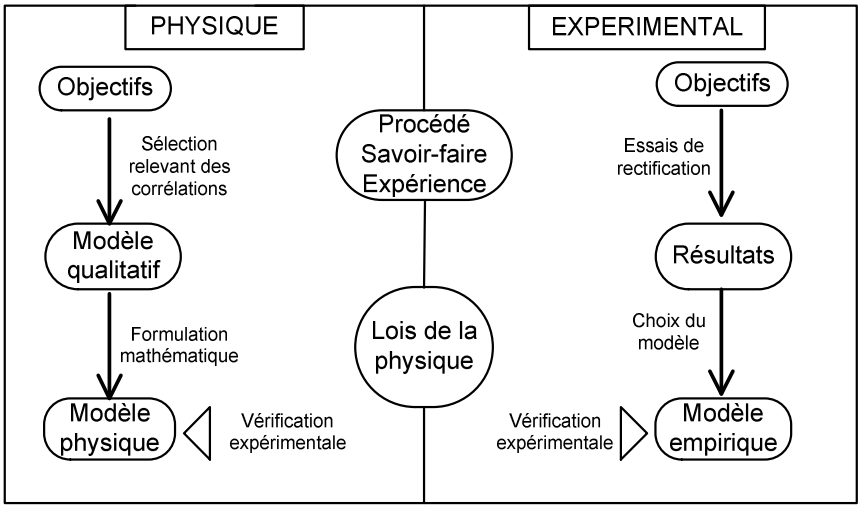


Figure 20: Modélisation physique et expérimentale [16]

2.4.1. Les modèles de topographie

L'action combinée des arêtes de coupe distribuées stochastiquement sur la meule dans chacun des six degrés de liberté et de la formation de copeau explique les influences sur les efforts de rectification et la rugosité de la pièce (tableau 1).

Les premières investigations théoriques ont été faites par Peklenik [60]. Le nombre d'arêtes par unité de longueur ou de surface et leur distribution appartiennent aux paramètres caractéristiques de la meule. Un grain peut avoir plus d'une arête. Cependant, selon Verkerk [53], il semble être suffisant de considérer les arêtes qui appartiennent au même grain comme une seule arête de coupe. Lortz [61] et de Heuer [62] postulent qu'un grain peut avoir plus d'une arête.

Les grains actifs, sont seulement les grains qui participent réellement à la formation de copeau. Il est possible de les déterminer en utilisant des photographies de microscope électronique par balayage (MEB) ou une distribution statistique des arêtes par l'utilisation de modèle type. Indépendamment de la densité de grains, la forme des différents bouts des arêtes est également un facteur caractéristique d'une meule.

Cependant, ni la densité de grains, ni la forme des bouts des arêtes ne peuvent être employées pour tirer des conclusions directes sur les caractéristiques de la topographie des meules. Le tableau 2 présente un résumé des résultats des précédents travaux de recherche sur ce sujet comportant les aspects cinématique et statique.

Auteurs	Cinématique	Statique
König & Kassen (1969)	$N_{kin} = 1.51\left(\frac{c_2^2}{tgK}\right)^{1/3}\left(\frac{1}{q}\right)^{1/3} a_e^{1/6}\left(\frac{1}{d_{eq}}\right)^{1/6}$	$N_{sta} = c_2 z$
König & Werner (1971)	$N_{kin} = A\left(\frac{2c_1^{m/n}}{K_s}\right)^{m/n+1}\left(\frac{1}{q}\right)^{m/n+1} a_e^{m/2(n+1)}\left(\frac{1}{d_{eq}}\right)^{m/2(n+1)}$	$N_{sta} = c_1 z^n$
König & Lotz (1975)	$N_{kin} = A\left(\frac{1}{q}\right)^m a_e^n\left(\frac{1}{d_{eq}}\right)^n$	$N_{sta} = \int_0^z c_1 dz$
Osenberg & Bütter (1968)	$N_{Sta} = \frac{6K}{\rho_D \pi q_e w_m^2}$	
Tönshoff & Triemel (1975)	$N_{kin} = A\frac{N_{Sta}}{Z_{ex}}\left(\frac{1}{q}\right)^{1/n+1} a_e^{1/2(n+1)}\left(\frac{1}{d_{eq}}\right)^{1/2(n+1)}$	$N_{Sta} = nz$
König & Yegenoglu (1986)	$N_{kin} = 2^{1/r_1+1}.c_3\left(\frac{r_1+1}{c_3+r_2}\right)^{1/r_1+1}\left(\frac{1}{q}\right)^{1/r_1+1} a_e^{1/2(r_1+1)}\left(\frac{1}{d_{eq}}\right)^{1/2(r_1+1)}$	$N_{sta} = c_3 z$
Modèle de base	$N_{kin} = c_{gw}\left(\frac{1}{q}\right)^{e_1} a_e^{e_1/2}\left(\frac{1}{d_{eq}}\right)^{e_1/2}$	$N_{sta} = Cz^{e2}$

Tableau 2 : Modèles de Topographie des meules [16] [61] [63]

Le tableau 2 présente six modèles de topographie des meules. Le modèle de topographie de Kassen (1969) est basé sur une arête ayant la forme d'un triangle à angles obtus et isocèle (figure 21). La forme d'une arête est prise en compte par l'intermédiaire de l'angle coupe du grain. La densité des arêtes a été déterminée à l'aide de la méthode d'aiguille. La densité statique des grains prend en compte la forme des arêtes avec une constante. La densité cinématique des gains a un facteur qui est indépendant des conditions initiales.

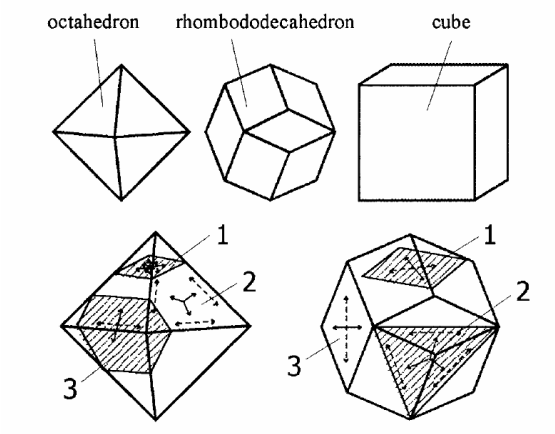


Figure 21 : Différents types de formes de grains

En outre, le rapport des vitesses, la profondeur de passe et le diamètre équivalent ont été considérés. Une comparaison des exposants prouve la prédominance de l'influence du rapport des vitesses. Le modèle de topographie de Werner (1971) basé sur le modèle de Kassen (1969), prend en compte les valeurs mesurées par la méthode de l'aiguille, il formule une approche exponentielle pour la densité statique de grains, représentée en fonction de la densité d'arêtes et de la profondeur du profil de meule, Lortz (1975) généralise les modèles de topographie de Kassen (1969) et de Werner (1971) [61].

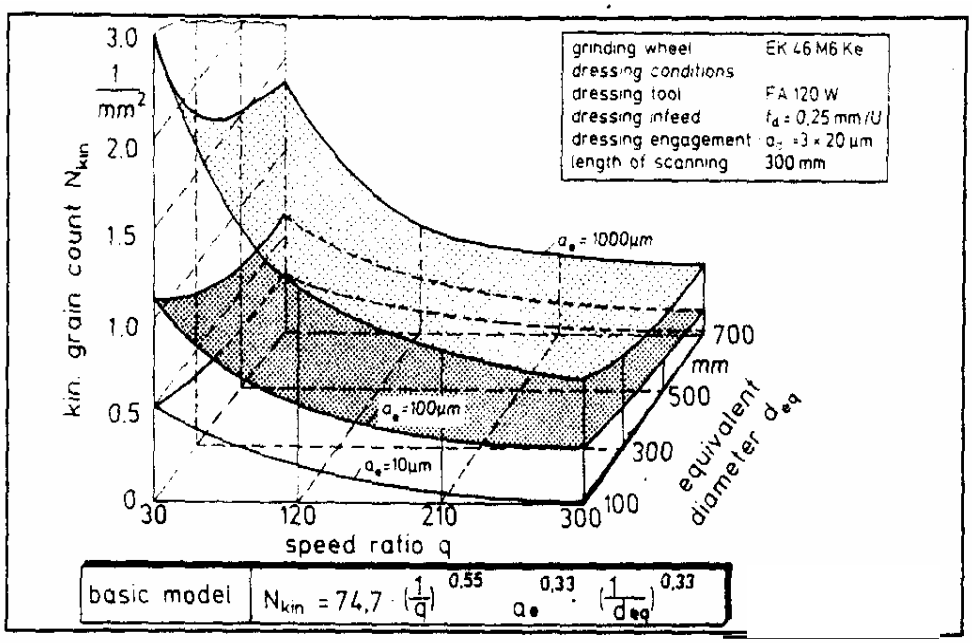


Figure 22: Illustration d'un modèle de topographie [61]

Tandis que Kassen (1969), Werner (1971) et Lortz (1975) étudiaient les meules de rectification conventionnelles, Yegenoglu (1986) a établi un modèle de topographie pour des meules de rectification CBN [63]. Ce modèle de topographie est basé sur des grains de forme octaédrique. La forme d'une arête est prise en compte sous forme de constantes (voir r_1 et r_2 page 11 nomenclature).

La Figure 22 illustre les influences du modèle de base de la topographie de meule tridimensionnelle, basées sur les essais de rectification de Lortz (1975). Sur la base des observations physiques, le modèle d'Osenberg et Büttner (1968) est dérivé d'un modèle de topographie pour des meules de rectification diamant qui détermine la densité statique de grains sur la surface de la meule (tableau 2). On suppose que la représentation géométrique du grain abrasif est un ellipsoïde avec une coupe circulaire. Basé sur le modèle d'Osenberg et Büttner (1968), Tönshoff et Triemel (1975) ont développé un modèle de topographie pour des meules de rectification en CBN. La densité cinématique de grains peut être dérivée par la distribution des grains au-dessus de la profondeur de pénétration tenant compte aussi bien du rapport des vitesses et de la profondeur de passe que du diamètre équivalent.

Les modèles de topographie cités ont la particularité commune que beaucoup de mesures sont nécessaires pour déterminer les paramètres des modèles. Werner (1971) emploie la rugosité efficace comme quantité caractéristique pour prévoir la rugosité de la pièce. L'application pratique des modèles de topographie présentés jusqu'ici peut être prévue pour prendre beaucoup de temps, en raison de la lourde campagne d'essais indispensable.

2.4.2. Les modèles d'épaisseur de copeau

La formation de copeau et l'enlèvement de matière dépendent de la structure de la meule, des géométries de coupe (paramètres géométriques de la meule et de la pièce) et des conditions opératoires (des vitesses de la broche et de la table). Sur la base des modèles de topographie, des modèles d'épaisseurs de copeau maximal et équivalent seront comparés.

Dans le tableau 3, les modèles des différents auteurs sont exposés. Le modèle d'épaisseur de copeau équivalent de Kurrein (1927) est basé sur l'équation de la continuité de l'enlèvement de matière.

L'épaisseur de copeau équivalente correspond à l'image d'un bandeau infini de matière d'épaisseur constante enlevé par l'opération de rectification, et donne une idée de la géométrie du copeau formé. Cela permet de modéliser d'une façon simple la formation du copeau.

Le débit spécifique de matière va plutôt permettre la modélisation de l'efficacité en terme de taux d'enlèvement de matière de l'opération, et donne une idée de la pénétration de la meule dans la pièce. Il faut enfin garder à l'esprit que seul le comportement de chaque paramètre d'action a une importance aussi grande sur les contraintes que le comportement de leur action simultanée. C'est là que réside la plus grande difficulté de la rectification.

La quantité de matière en amont de l'aire de contact, proportionnelle à la profondeur de passe nominale et à la vitesse périphérique de la pièce (V_w), est égale à la quantité de matière enlevée en aval et fonction de la vitesse de coupe (V_s) et l'épaisseur de copeau équivalent (h_{eq}).

Références	Formulations
Kurrein & Peters & Goldin (1927)	$h_{eq} = \left(\frac{1}{q}\right) a_e$
Pahlitzsch & Helmerdig (1943)	$h_{\max} = 2L_s \left(\frac{1}{q}\right) a_e^{1/2} \left(\frac{1}{d_{eq}}\right)^{1/2}$
Shaw & Reichenbach & Mayer (1956)	$h_{\max} = \left(\frac{4}{N.r}\right)^{1/2} \left(\frac{1}{q}\right)^{1/2} a_e^{1/4} \left(\frac{1}{d_{eq}}\right)^{1/4}$
König & Kassen (1969)	$h_{\max} = 0.89 \left(\frac{1}{c_2 tg(x)}\right)^{1/3} \left(\frac{1}{q}\right)^{1/3} a_e^{1/6} \left(\frac{1}{d_{eq}}\right)^{1/6}$
König & Werner (1989)	$h_{\max} = \frac{1}{A^m} \left(\frac{2}{c_1 K_s}\right)^{1/m+1} \left(\frac{1}{q}\right)^{1/m+1} a_e^{1/2(m+1)} \left(\frac{1}{d_{eq}}\right)^{1/2(m+1)}$
Malkin (1989)	$h_{\max} = 2^{(1-m)/2} \left(\frac{3(m+1)}{N.r}\right)^{1/2} \left(\frac{1}{q}\right)^{(1-m)/2} a_e^{(1-m)/4} \left(\frac{1}{d_{eq}}\right)^{(1-m)/4}$
Inasaki (1989)	$h_{\max} = \left(\frac{L_s^2}{r}\right)^{1/2} \left(\frac{1}{q}\right)^{1/2} a_e \left(\frac{1}{d_{eq}}\right)^{1/4}$
Lierath (1990)	$h_{\max} = 1.1 \left(\frac{1}{c_1 K_s}\right)^{1/3} \left(\frac{1}{q}\right)^{1/3} a_e^{1/6} \left(\frac{1}{d_{eq}}\right)^{1/6}$
Modèle de base	$h_{\max} = c_{gw} \left(\frac{1}{q}\right)^{e_1} a_e^{e_1/2} \left(\frac{1}{d_{eq}}\right)^{e_1/2}$

Tableau 3: Modèles d'épaisseur de copeau [16] [65] [66]

Les huit modèles d'épaisseur de copeau prennent en compte des grains de forme simple. On suppose que la génération de copeau théorique commence au moment où le grain abrasif entre dans la pièce et se termine quand il émerge de la pièce. L'approche de grain simple est fondée sur l'hypothèse que, pendant la formation du copeau, aucune déformation plastique et aucun labourage ne se produit au bord de la trace du grain sur la pièce !

En outre, l'éclatement des grains est négligé, et il est supposé que tous les grains dans le secteur de contact participent à la formation de copeau et qu'aucun recouvrement des traces ne se produit. Les différents auteurs présupposent différentes formes de grain, prises en compte par des constantes. Certains comme celui d'Inasaki (1989) décrivent la topographie de la meule en forme unidimensionnelle en employant la distance entre les arêtes. D'autres, Reichenbach (1956) et Malkin (1989) considèrent la topographie de meule en forme bidimensionnelle en déterminant la densité de grains.

Cependant, sur la base de leur modèle de topographie, Kassen (1969) et Werner (1971), incluent la topographie de meule en forme tridimensionnelle, déterminant la densité statique d'arêtes. Tous ces modèles s'accordent sur le fait que les paramètres les plus influents sur la formation de copeau sont le rapport des vitesses, la profondeur de passe et le diamètre équivalent. Le modèle de base dérivé de ces modèles considère non seulement les paramètres propres à la machine-outil et les proportions géométriques, mais également la microstructure de la meule.

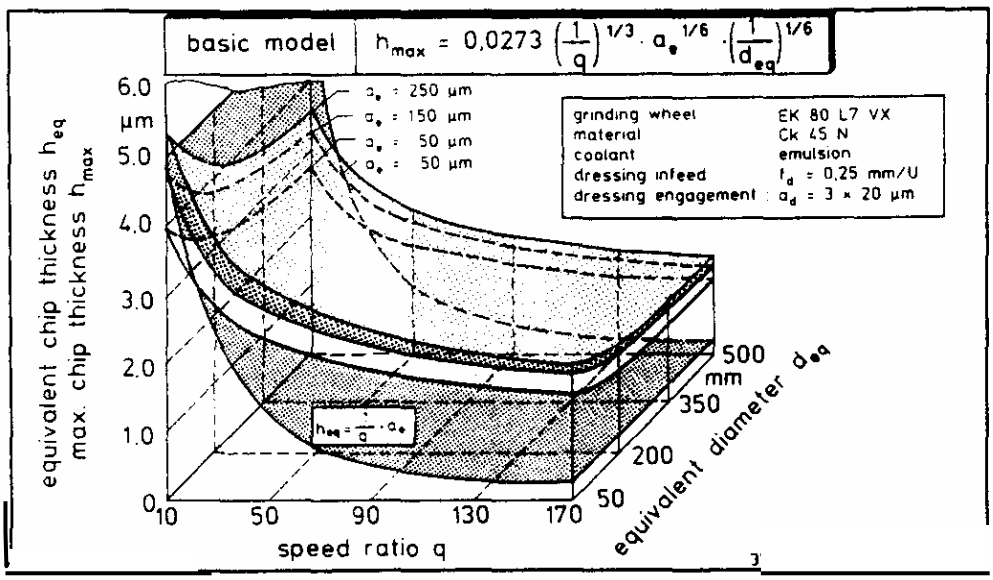


Figure 23: Comparaison des modèles d'épaisseur de copeau [16]

Comme pour le modèle de topographie, beaucoup de mesures sont nécessaires pour établir un modèle d'épaisseur de copeau. Aucun de ces modèles ne tient en compte la déformation élastique de la meule et de la pièce, ni du domaine de la zone plastique du matériau. La Figure 23 montre l'application du modèle de base, basée sur les essais de rectification, et comparés au modèle d'épaisseur de copeau équivalent. Le modèle simple qui a été développé par Kurrein (1927) pour déterminer l'épaisseur de copeau équivalent offre des avantages dans l'application pratique, au cas où les paramètres caractéristiques de la topographie de la meule ne doivent pas être déterminés. En conséquence, la microstructure de la meule est négligée. L'épaisseur de copeau équivalent est employée pour déterminer les conditions opératoires pour que la machine-outil satisfasse les demandes de qualité appropriées pour des applications d'usinage spécifiques. Pour réaliser cet objectif, Peters (tableau 4) a développé une carte de rectification.

2.4.3. Les modèles d'efforts de rectification

Le tableau 4 compare des modèles de différents auteurs de modèles d'efforts de rectification.

Références	Formulations
Saljé (1953)	$F_t = \tau_0 A \left(\frac{1}{q}\right)^{1+m/2} a_e^{1+m/2} a_p^{1+m/2}$
Shaw & Reichenbach & Mayer (1956)	$F_{t.g} = A \left(\frac{1}{N}\right)^{1-m/2} \left(\frac{1}{q}\right)^{(2-m)/4} a_e^{(2-m)/4} d_{eq}^{(m-2)/4}$
Ono (1961)	$F_n^{'} = A \left(\frac{1}{L_m}\right)^{2m} \left(\frac{1}{q}\right)^{1-m} a_e^{1-m/2} d_{eq}^{m/2}$
König &Brückner (1962)	$F_t = K_{ss} \frac{B_s}{L_s} \left(\frac{1}{q}\right) a_e a_p$
König & Ernst (1965)	$F_t = A \left(\frac{1}{q}\right)^m V_w^{1-m} a_e$

Lindsay (1971) Facile à rectifier	$F_n^{'} = A_1\left(\frac{1}{q}\right)^{0.59} a_e^{1.23} d_{eq}^{\ 0.266}$
Lindsay (1971) Difficile rectifier	$F_n^{'} = A_2\left(\frac{1}{q}\right)^{0.42} a_e^{0.5} d_{eq}^{\ 0.334}$
Shaw (1971)	$F_t^{'} = A\ (N.r)^{m/2}\left(\frac{1}{q}\right)^{1-m/2} a_e^{1-m/4} d_{eq}^{\ m/4}$
König & Werner (1973)	$F_n^{'} = A\left(\frac{c_1^2}{K_1}\right)^{(1-m)/3}\left(\frac{1}{q}\right)^{(2m+1)/3} a_e^{(m+2)/3} d_{eq}^{\ (1-m)/3}$
Peters & Decneut (1974)	$F_t^{'} = A\left(\frac{1}{q}\right)^{2m-1} a_e^{m} d_{eq}^{\ 1-m}$
Spur & Özhan (1984)	$F_t^{'} = \frac{A}{m}\left(\frac{1}{q}\right)^{2m-1} a_e^{m} d_{eq}^{\ 1-m}$
Bock & Saljé (1986)	$F_n^{'} = A\left(\frac{1}{q}\right)^{m} a_e^{(1+m)/2} d_{eq}^{\ (1-m)/2}$
Modèle de base	$F_n^{'} = C_{wp} C_{gw}\left(\frac{1}{q}\right)^{e_1} a_e^{e_2} d_{eq}^{\ e_3}$

Tableau 4: Modèles d'efforts de rectification [16] [64] [67] [68] [69] [70] [71] [72] [73]

Les efforts moyens tangentiels et normaux à la trajectoire sont respectivement F_t et F_n. L'allure des courbes montre une démarche empirique c'est-à-dire des lois expérimentales à partir de l'identification des paramètres d'actions représentatives (voir figure 23). Ces modèles d'efforts de coupe en rectification se composent d'une partie physique qui inclut le rapport des vitesses, la profondeur de passe et le diamètre équivalent, et d'une partie expérimentale additive qui figure dans le modèle de base comme constante relative à la meule et à la pièce. Saljé (1986) considère la résistance au cisaillement comme paramètre spécifique pour le matériau de la pièce. Les paramètres des modèles sont pris à partir des diagrammes caractéristiques, qui considèrent les influences liées à la pièce (C_{wp}) et de la meule (C_{gw}).

Saljé (1986) montre en utilisant une meule avec une fine taille de grain, que plus les grains sont engagés dans la pièce, plus les résultantes des efforts de rectification augmentent.

Selon lui, les limites du modèle semblent être le fait que les conditions préalables pour la reproductibilité des résultats sont une surface et une acuité de la meule constantes et autonomes comme l'utilisation de la lubrification.

Les modèles évoluent de la prise en compte de la topographie de la meule sous forme bidimensionnelle par Shaw (1971) à l'emploi de la densité d'arêtes en passant par la considération de distance moyenne de grains et d'arêtes faites par Werner (1973).

Cependant, Ernst (1965) utilise exclusivement une constante expérimentale pour décrire la topographie de meule. Lindsay (1971) offre deux modèles de rectification de l'effort de coupe normal spécifique, un pour les matériaux facile à rectifier, et un autre pour les matériaux difficile à rectifier.

Peters (1974) suggère un modèle pour déterminer l'effort tangentiel spécifique en rectification. Ce modèle est étroitement lié à son modèle d'épaisseur de copeau équivalent (tableau 3). Le modèle développé par Saljé (1986) est directement comparable au modèle de Peters, sauf que Bock relie l'épaisseur de copeau équivalent à la longueur de contact, déjà employée par König (1969). Grabner (1988) utilise l'épaisseur de copeau équivalent liée à la longueur de contact pour déterminer une limite de charge pour les meules CBN.

En outre, le modèle conçu par Spur (1984) est comparable aux approches déjà citées ci-dessus. Le tableau 4 montre une comparaison de deux types de modèles d'efforts. La représentation graphique est basée sur les essais effectués par König (1973) et Peters (1974). Les influences du rapport des vitesses et de la profondeur de passe peuvent être clairement identifiées. Cependant, l'application pratique des modèles d'efforts prenant en compte la microstructure de la meule est entravée par le nombre important d'essais nécessaires [68] [69] [69][70][71] [74].

Tous les modèles présentés sur le tableau 4 présentent l'inconvénient que ni la lubrification ni le temps ne sont pris en compte. Une comparaison de modèles d'efforts de rectification est présentée dans la figure 24.

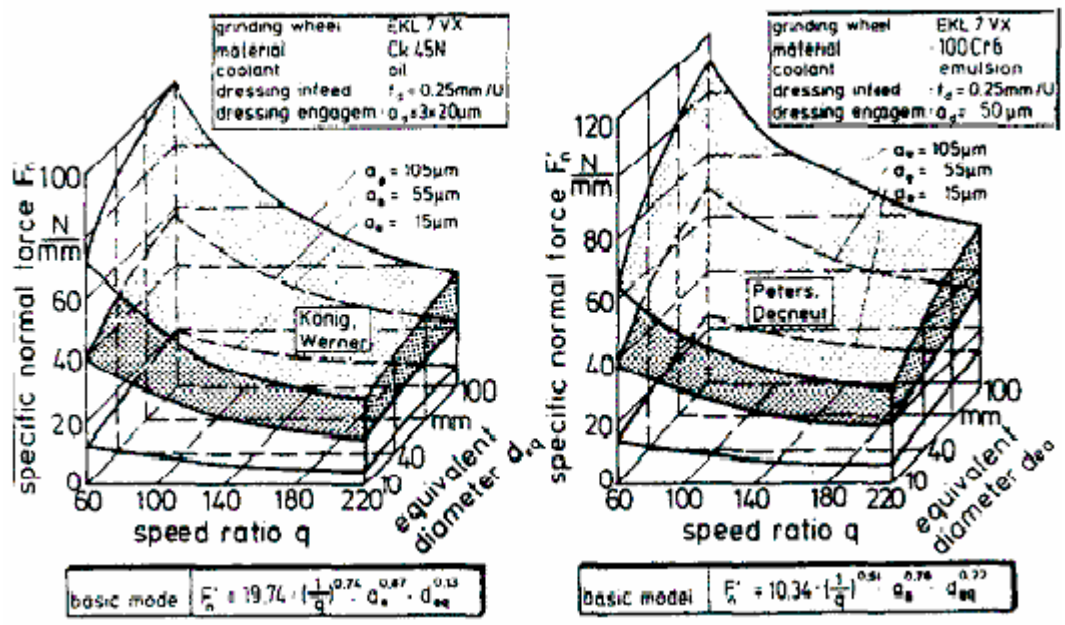


Figure 24: Comparaison des modèles d'efforts de rectification [16]

2.4.4. Les modèles macro et micro géométrique des surfaces rectifiées

La modélisation de la prédiction de rugosité de la surface rectifiée est pour la majeure partie corrélée au modèle de topographie de meule. Les modèles de rugosité sont vus comme une impression (reproduction) de la topographie de la meule sur la pièce. Ces modèles ne sont valables que pour des faibles profondeurs de passe et une topographie constante (pas d'usure de meule, ni de dressage). L'ensemble des formulations (tableau 5) sauf celles de Brown tient compte des dimensions des grains d'abrasifs, des volumes de l'agglomérant et du rendement d'abrasion. La formulation de Brown prend en compte exclusivement l'épaisseur de copeau équivalent (h_{eq}) ; elle est simple à déterminer.

Notons que les critères de rugosité (Ra ou Rt) sont discutables et non représentatifs de la réalité du fait qu'ils ne tiennent pas compte de la distribution suivant les trois directions. Néanmoins les travaux récents concernant la prédiction de la rugosité portent essentiellement sur la distribution (gaussienne et non gaussienne) des grains sur la surface [75] [76].

Références	Formulations
Sato (1955)	$R_t = \left(\frac{1}{4}\cdot\frac{b_r^2}{d_k}+\frac{1}{4}\cdot L_s\right)\cdot\left(\frac{v_w}{v_s}\right)^2\cdot\frac{1}{d_{eq}}$
Yang (1955)	$R_t = 0{,}63\cdot\frac{1}{N_k\cdot r}\cdot\left(\frac{v_w}{v_s}\right)^{\frac{2}{3}}\cdot\left(\frac{1}{d_{eq}}\right)^{\frac{1}{3}}$
Reichenbach (1956)	$R_t = \frac{4}{N\ \cdot r}\cdot\left(\frac{v_w}{v_s}\right)\cdot\frac{1}{\left(1+\frac{v_w}{v_s}\right)^2}\cdot a_e^{-\frac{1}{2}}\cdot\left(\frac{1}{d_{eq}}\right)^{\frac{1}{2}}$
Brown (1969)	$R_t = A * h_{eq}^m$
Mathia (1984)	$R_a = \frac{1}{6}\cdot\sqrt{\frac{2\cdot E_s\varepsilon_0\cdot V}{\sigma_0\cdot N\ \cdot\pi\cdot r_g\cdot e_{dw}}}$
Torrance (1998)	$R_a = \frac{h^{'}+\tau_0}{2}\cdot\sqrt{\frac{e\cdot d}{2\cdot(h^{'}+d)}}$

Tableau 5 : Modèle de rugosité de surface rectifiée [64] [77] [78] [79] [80] [81]

Il existe peu de travaux sur la prédétermination de l'ondulation et de défauts de forme de la pièce rectifiée. Pour combler ce manque, le travail porte sur la détermination d'un modèle de simulation pour la prédiction de l'ondulation de surface rectifiée.

En effet les modèles d'ondulation ne tiennent pas compte de la distribution des grains, mais plutôt de la déformation globale de la meule ainsi que des organes de la structure de la machine (principalement la broche). Ces défauts d'ondulation sont essentiellement dus à des problématiques de stabilité en rectification, ainsi qu'à l'effet de l'usure de la meule.

2.4.5. Les modèles de longueur de contact

Des recherches se sont principalement focalisées sur le développement de modèles théoriques pour l'analyse de la longueur de contact réelle [55] [82 [82] [83] [84] [85] [86] [87] [88] [89] [90]. Elles analysent l'influence de la déformation et la sépare en deux parties :

- la déformation entre le corps de la meule et la pièce et,

- et la déformation entre un grain actif et la pièce.

Les déflexions de la meule et de la pièce sont analysées séparément puis une relation entre la déflexion élastique et la profondeur de passe est développée.

Les résultats montrent d'une part que la longueur de contact mesurée varie de 50 à 200% par rapport à la longueur de contact géométrique, et d'autre part que l'intensité du flux d'énergie sur la surface de la pièce dépend du contact entre la meule et la pièce [65].

Cependant les modèles considèrent la déformation élastique dans une situation de contact lisse (inspiré de la théorie de contact hertzien) ce qui n'est pas exactement le cas en rectification.

Nous pouvons résumer ces résultats dans le tableau suivant.

Références	Formulations	Résultats lc/lg (sans dimension)
Brown (1971)	$l_c = 2(Ads)^{0.5}[F_n/(l_g M)]^{1/3} + BF_n^{0.5}$	2.06 - 2.88
Kumar (1973)	$l_c = \alpha\beta l_g$	1.125 – 1.2
Salje (1988)	$l_c = (1+1/q)l_g$	1.01 - 6
Rowe, Qi, Morgan, Zheng (1997)	$l_c^2 = l_{fr}^2 + l_g^2$	1.6 - 3.9

Tableau 6 : Modèles de longueur de contact [82] [83] [86] [90]

Les résultats restent généralement valables pour les fortes charges, mais pas pour les faibles pressions de contact, du fait que l'hypothèse de la théorie de Hertz suppose les surfaces lisses, alors que la géométrie de la meule est agglomérée [55].

Les paramètres retenus influençant sur la longueur de contact sont :

- la profondeur de passe réelle,
- la déformation élastique de la meule,
- la topographie de surface de la meule.

La longueur de contact peut être représentée par la combinaison de la déformation de la longueur de contact l_f et de la longueur géométrique lg :

$$l_c^2 = l_f^2 + l_g^2$$ *Équation 25*

En pratique la profondeur de passe est de l'ordre du micromètre comparée à la longueur de contact et au diamètre de la meule qui sont respectivement de l'ordre du millimètre et du décimètre.

Ainsi donc nous voyons que la longueur de contact est fonction de la profondeur de passe, et que la longueur de contact mesurée est généralement supérieure à celle géométrique.

La lubrification a tendance à augmenter la longueur de contact. Elle change considérablement la distribution de la pression normale (50 à 200%) sur la surface de contact. Ceci a un effet aplatissant sur la partie de la meule en contact avec la pièce. La pression maximale est réduite et le contact se produit sur une plus large zone de contact.

La dispersion des résultats est moindre dans le cas de meule CBN que celui d'oxyde d'alumine, compte tenu de la dureté de la meule. L'usure de la meule produit un changement de la surface de contact réelle et par conséquent elle affecte la longueur de contact. Une des causes principales de la fragmentation des grains de la meule est la variation des efforts de rectification due à l'usure de la meule, ce qui favorise aussi la dispersion de résultats.

2.4.6. Conclusion

Une distinction doit être faite entre les modèles physiques qui sont dérivés des lois de la physique dont les paramètres sont déduits de l'analyse du comportement physique des modèles phénoménologiques (empiriques) qui sont développés sur la base des essais de rectification. La cinématique du procédé de rectification est caractérisée par une série d'engagements statistiquement irréguliers et séparés. Une caractérisation de la microstructure de la meule est faite par les modèles de topographie et d'efforts de rectification qui prennent en compte le rapport des vitesses, la profondeur de passe, et le diamètre équivalent.

Afin d'évaluer les modèles développés par différents auteurs, les modèles ont été réduits au modèle de base dans chaque cas. Généralement, on ne peut pas répondre si un modèle convient à une quelconque application donnée ou pas, sans tenir compte de la précision exigée.

Alors que dans la pratique, il pourrait souvent être suffisant d'établir de nouveaux modèles simples et faciles à manipuler, il est admis qu'une plus grande complexité correspond à une augmentation du nombre de paramètres ainsi que des essais à déterminer [16].

La vitesse de la table (V_w) affecte significativement la longueur de contact, elle accroît de manière quasi-linéaire avec la longueur de contact.

Pour des opérations de rectification (conventionnelle ou passe profonde), la longueur de contact réelle est environ de l'ordre du double de la longueur contact géométrique. La longueur géométrique n'est pas affectée par la variation de la vitesse de la table.

Des approches de la modélisation et de la simulation des procédés de rectification ont été comparées et évaluées de manière critique. Nous avons présenté l'importance des travaux de modélisation du procédé de rectification, aboutissant généralement à la définition des paramètres intervenant dans le procédé.

La détermination des qualités des surfaces modélisées au travers des modèles de rugosité fait intervenir exclusivement les topographies de meule et la cinématique du procédé. Il est donc indispensable pour prédire la qualité des surfaces en rectification de développer des modèles de prédiction de l'ondulation dont les paramètres sont essentiellement liés au modèle du procédé ainsi qu'aux relations associées à la stabilité du système POM. Ces deux points constituent le travail envisagé par la suite.

Chapitre 3 :

APPROCHE NUMERIQUE : MODELISATION ET SIMULATION

Première partie :

LOBES DE STABILITE

1. INTRODUCTION

La dynamique du procédé d'usinage résulte de la génération de surfaces par enlèvement de matière, à travers la relation entre l'effort de coupe et le déplacement relatif outil/pièce. Elle se comprend par l'identification des sources de vibrations, l'analyse du comportement dynamique de la machine-outil, et l'investigation des causes de variation de la position relative de l'outil et de la pièce en cours d'usinage.

Devant la complexité du problème, beaucoup de recherches sont focalisées sur l'interdépendance entre le procédé de coupe en question et la structure élastique de la machine-outil [1] [2]. En particulier en rectification, l'accent est mis sur le mécanisme de formation de copeau accompagnant le broutement (vibrations auto entretenues) ; l'épaisseur de copeau équivalent (h_{eq}) [41] [92] [93] [94] [95] [96] [97].

L'analyse de la stabilité du système d'usinage est souvent basée sur les équations décrivant l'interdépendance entre le procédé d'usinage et la structure élastique de la machine-outil. En rectification, on est souvent en présence de deux effets régénérateurs [13]. Le premier est dû à la pièce à rectifier et se traduit par la variation d'épaisseur de copeau, et le second est dû à l'outil et se traduit par la variation de l'usure de la meule.

Dans notre étude, nous nous intéressons à définir les domaines stables de fonctionnement pour nos opérations de rectification plane. Ceci peut passer généralement par l'exploitation des lobes de stabilité, qui sont déjà bien étudiés en tournage et en fraisage [1] [3] [14]. Nous cherchons, à partir des concepts de base de la théorie des lobes de stabilité et en fonction des caractéristiques de la machine-outil et des conditions opératoires, à proposer un modèle permettant de prédire un domaine stable en rectification plane conventionnelle et passe profonde.

Il permettra ainsi de choisir une profondeur de passe optimale associée à un choix de fréquence de broche, tout en s'assurant de l'obtention de la qualité imposée par le cahier des charges fonctionnelles.

2. MODELISATION DE LA STABILITE DU SYSTEME POM

2.1 Interaction Procédé de Coupe - Structure de Machine-outil

Comme en usinage, au niveau du système Pièce/Outil/Machine (POM), en rectification l'interaction entre la structure de la machine-outil (SMO) et le procédé de coupe (PC) peut être représenté par un système de boucle fermée comprenant deux fonctions transferts :

- $[G_{SMO}]$ décrit la relation entre l'effort dynamique de rectification appliquée sur la meule et la réponse sur la structure, le déplacement x (qui peut être aussi la vitesse ou l'accélération),
- $[G_{PC}]$ représente l'effet de la variation de l'effort de coupe F en rectification sur le déplacement relatif x (figure 25) .

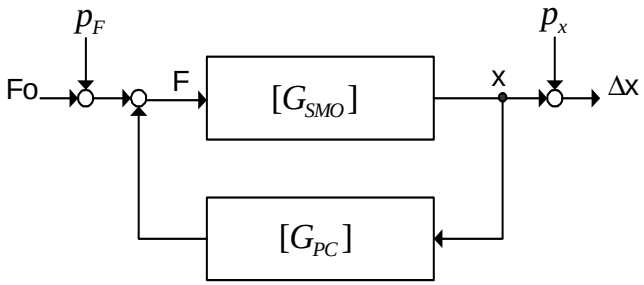


Figure 25 : Schéma bloc du système POM

p_F correspond à la perturbation de la force qui est dûe à la coupe proprement dite ou aux dégagements des copeaux constitués le long des multiples « arêtes » de la meule ou considérées comme telles. En réalité ce sont les grains qui représentent les arêtes de la meule. Ces grains sont disposés de façon aléatoire au sein de la meule. Il est complexe de vouloir modéliser grain à grain la coupe. Nous avons opté pour l'étude des lobes de stabilité, l'hypothèse que la longueur de contact meule/pièce est représentative de l'évolution des efforts au cours de la rectification. Cette hypothèse nous permettra de représenter le comportement dynamique du système POM au niveau macroscopique.

p_x caractérise la perturbation du déplacement du contact meule/pièce qui est indépendante de la réponse de la structure non excitée, l'hypothèse énoncée précédemment sur la longueur de contact est valable pour cette perturbation.

Δx traduit la variation du déplacement relatif entre la meule et la pièce.

Par exemple, la trajectoire nominale de la meule peut soudainement changer sous l'effet de la variation de l'effort du à une perturbation en entrée de matière.

Par conséquent, on peut établir les relations liant l'effort au déplacement ou inversement :

$$\begin{cases} [x] = [G_{SMO}][F] \\ [F] = [G_{PC}][x] + [p_F] + [F_0] \end{cases}$$

Équation 26

Les hypothèses de notre travail sont d'ordre géométrique : le plan de simulation est le plan normal à l'axe de rotation de la meule et l'usure de la meule est négligée. Les hypothèses d'ordre mécanique portent sur p_F qui est considérée comme négligeable devant la réponse de la structure. Nous nous intéresserons uniquement à la variation de la position relative « meule/pièce »

Ajoutons aux hypothèses précédentes, celles relatives à la meule et à la pièce. Concernant la géométrie de la meule, nous la considérons comme parfaitement homogène (sans faux rond, ni voilage, ni variation de rayon de meule due à l'usure de la meule ou aux défauts de dressage). S'agissant de la pièce, la surface avant rectification ne comporte pas de défaut géométrique perturbant le procédé. Par ailleurs, la pièce est positionnée sans défaut de localisation ou d'orientation.

La meule ainsi que la pièce sont considérées comme des corps globalement élastiques.

Dans une première approche, nous effectuerons une modélisation et une simulation dans le plan normal à l'axe de rotation de la meule, avec une largeur d'envergure unitaire.

Lorsque p_F est négligeable devant la réponse de la structure, ou qu'on s'intéresse uniquement à la variation de la position relative meule/pièce, la relation (26) devient :

$$\begin{cases} [x] = [G_{SMO}][F] \\ [F] = [G_{PC}][x] \end{cases}$$

Équation 27

ou encore

$$\begin{cases} [G_{SMO}] = \dfrac{[x]}{[F]} \\ [G_{PC}] = \dfrac{[F]}{[x]} \end{cases}$$

Équation 28

L'équation du système POM en rectification (équations 27 ou 28) peut être mise sous la forme matricielle, telle que :

$$\underline{\underline{x}} = \underline{\underline{G_x}}(p)\underline{\underline{F}} \qquad \textit{Équation 29}$$

$$\textit{Avec :}\ \underline{\underline{F}} = \underline{\underline{F_0}} + \underline{\underline{\Delta F}}(x, p_x) \qquad \textit{Équation 30}$$

où $\underline{\underline{\Delta F}}(x, p_x)$ est fonction non linéaire au cours du temps de l'effort de coupe de rectification

Ce qui donne donc : $\underline{\underline{x}} - \underline{\underline{G_x}}(p)\underline{\underline{\Delta F}}(x, px) = \underline{\underline{G_x}}(p)\underline{\underline{F_0}}$ *Équation 31*

A l'équilibre on a :

$$x - G(p)\underline{\underline{\beta}}_F \underline{\underline{\Delta F}}(x, p_x) = 0 \qquad \textit{Équation 32}$$

avec $\underline{\underline{\beta}}_F$ le retard qui existe entre la réponse du déplacement x et l'excitation de la force de coupe de rectification.

2.2 Modélisation du système POM

D'après les hypothèses définies dans le paragraphe précédent, le système meule/pièce est considéré comme un système à deux degrés de liberté (2 ddl), que nous pouvons schématiser comme indiquée sur la figure 26.

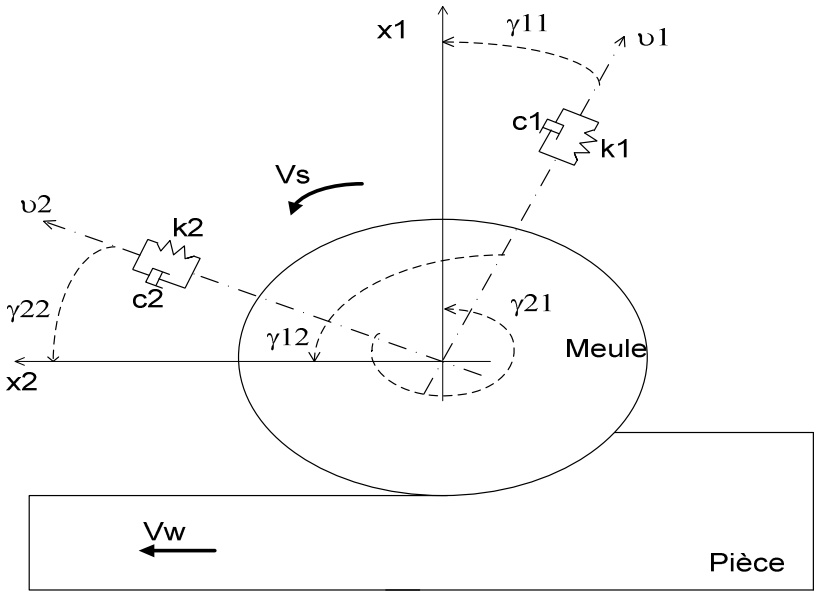


Figure 26 : Schéma de la position relative Meule/Pièce (2D)

Avec : $\underline{\underline{\gamma}} = \begin{bmatrix} \cos\gamma_{11} & \cos\gamma_{21} \\ \cos\gamma_{12} & \cos\gamma_{22} \end{bmatrix}$, cosinus directeurs entre l'orientation des directions des degrés de liberté (υ_1, υ_2) et le système de référence (x_1, x_2), qui prend en compte le décalage entre les deux repères.

$G = \begin{bmatrix} G_1(p) & 0 \\ 0 & G_2(p) \end{bmatrix}$ la fonction de transfert caractérisant le comportement mécanique de la structure (linéaire ou non) tel que : $G_q(p) = \dfrac{1}{m_q p^2 + c_q p + k_q}$, (q=1,2)

Par ailleurs, le déplacement résultant est donné par les relations matricielles suivantes :

$$\underline{\underline{x}} = \underline{\underline{\gamma}}\,\underline{\underline{v}} \qquad \text{Équation 33}$$

$$\underline{\underline{v}} = \underline{\underline{G}}(p)\overline{F} \qquad \textit{Équation 34}$$

$$\underline{\underline{x}} = \underline{\underline{\gamma}}\,\underline{\underline{G}}(p)\overline{F} \qquad \textit{Équation 35}$$

Par permutation et combinaison, le comportement bidimensionnel du système POM devient :

$$\underline{\underline{x}} - \underline{\underline{\gamma}}\,\underline{\underline{G}}(p)\underline{\underline{\gamma}}^{-1}\,\underline{\underline{\Delta F}}(x, px) = \underline{\underline{\gamma}}\,\underline{\underline{G}}(p)\underline{\underline{\gamma}}^{-1}\,\underline{\underline{F_0}} \qquad \textit{Équation 36}$$

$$\underline{\underline{F}} = \underline{\underline{\gamma}}\,\overline{F}$$

$$\overline{F} = \underline{\underline{\delta}}\,\underline{\underline{F}} = \underline{\underline{\delta'}}\,\underline{\underline{\beta_F}}\,\underline{\underline{F}} \qquad \textit{Équation 37}$$

ou encore

$$x - G(p)\underline{\underline{\beta_F}}\,\underline{\underline{\Delta F}}(x, px) + \sum_{q=1}^{2} G_q(p)\rho_q(v_q)\cos(\delta_q - \beta) = G(p)\underline{\underline{\beta_F}}\,\underline{\underline{F_0}} \qquad \textit{Équation 38}$$

avec :

la variation d'effort telle que $\underline{\underline{\Delta F}} = [\cos\beta_1, \cos\beta_2]' \Delta F = \underline{\underline{\beta'}}\Delta F$,

l'effort de référence tel que $\underline{\underline{F_0}} = [\cos\beta_{01}, \cos\beta_{02}]' F_0 = \underline{\underline{\beta_0'}} F_0$

les facteurs de non linéarité relatifs au déplacement (ρ_q)

le déplacement global :

$$x = \sum_{q=1}^{2} v_q \cos(\delta_q - \beta) \qquad \textit{Équation 39}$$

les déplacements modaux s'écrivent alors :

$$v_q = G_q(p)\left[\overline{F}_q + \rho_q(v_q)\right] \qquad \textit{Équation 40}$$

L'équation caractéristique du système POM s'écrit alors :

$$x - G(p)\underline{\underline{\beta_F}}\,\underline{\underline{\beta'}}\Delta F(x, px) + \sum_{q=1}^{2} G_q(p)\rho_q(v_q)\cos(\delta_q - \beta) = G(p)\underline{\underline{\beta_F}}\,\beta_0' F_0 \qquad \text{Équation 41}$$

Suite à cette modélisation, nous pouvons engager la résolution de notre étude de stabilité en rectification par la résolution analytique et numérique.

3. RESOLUTION ANALYTIQUE ET NUMERIQUE

Suite à la modélisation présentée dans le paragraphe précédent, l'équation caractéristique du système POM (Equation 41) peut être représentée sous forme de schéma bloc (figure 27):

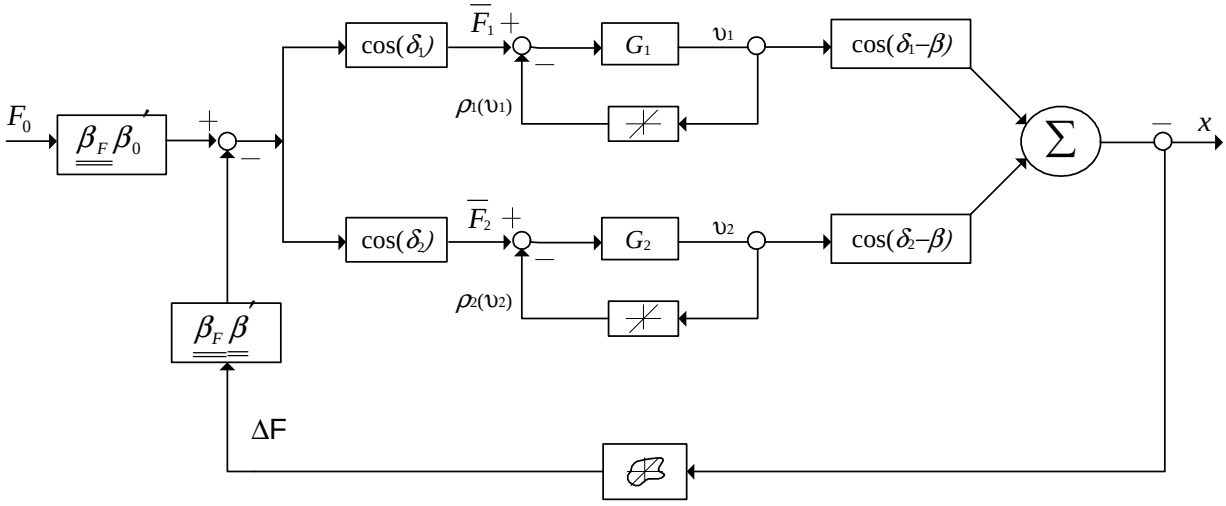


Figure 27 : Schéma du POM (2D)

Au travers de ce schéma bloc, les non linéarités sont représentées pour chaque fonction de transfert G_i (i=1,2)

L'équation du système POM à la frontière de stabilité s'écrit :

$$x - G(p)\underline{\underline{\beta_F}}\,\underline{\underline{\Delta F}}(x, px) = 0 \qquad \textit{Équation 42}$$

A la frontière de stabilité on a :

$x=x_0\sin(\omega t)$ avec $p=j\omega$ *Équation 43*

Donc on a :

$$1+G(j\omega)\left[K^{(i)}+jC^{(i)}\omega-\mu e^{(-j\omega T)}(K^{(e)}+jC^{(e)}\omega)\right]=0 \quad \textit{Équation 44}$$

Avec :

K et C indiquent respectivement la raideur et l'amortissement relatifs aux conditions de coupe, lesquels sont indicés i et e représentant respectivement la passe en cours et celle précédente.

μ : effet régénérateur [0,1]

La fonction G exprimée en fonction complexe donne :

$$G(j\omega)=\mathrm{Re}(\omega)+j\,\mathrm{Im}(\omega)=A(\omega)e^{[j\Phi\omega]}$$

En posant $\omega T=2\pi i+\varepsilon$, avec ε comme incrément de simulation proportionnel au temps, on obtient après développement :

$$1+\left[\mathrm{Re}^2(\omega)+\mathrm{Im}^2(\omega)\right]\left[f_1^2(\varepsilon,\omega)+f_2^2(\varepsilon,\omega)\right]=0 \quad \textit{Équation 45}$$

où les fonctions $f_1(\varepsilon,\omega)$ et $f_2(\varepsilon,\omega)$ sont données par :

$$\begin{cases} f_1(\varepsilon,\omega)=K^{(i)}-\mu[K^{(e)}\cos(\varepsilon)+\omega C^{(e)}\sin(\varepsilon)] \\ f_2(\varepsilon,\omega)=\omega C^{(i)}-\mu[\omega C^{(e)}\cos(\varepsilon)-K^{(e)}\sin(\varepsilon)] \end{cases} \quad \textit{Équation 46}$$

Dans ce cas, on considère le comportement du système linéaire $\rho_{1q}(v_{0q})=0$.

En considérant comme conditions intitales $K^{(i)}=0$, $\alpha_w=\alpha_{xw}=\beta_{Fl}=0$, on obtient les relations entre les raideurs et amortissements globaux et ceux élémentaires en fonction de conditions opératoires (profondeur de passe comme l'image du contact meule / pièce, vitesse de rotation de la meule) et des caractéristiques de la structure de la machine-outil :

$$\begin{aligned} K^{(i)} &= 2a(k_l^a-2\pi m k_l^a) \\ K^{(e)} &= 2ak_l^a \\ C^{(e)}=C^{(i)} &= 2\frac{a}{v}c_l^a \end{aligned} \quad \textit{Équation 47}$$

L'expression complexe donnée par l'équation (45) est nulle si et seulement si ses parties réelle et imaginaire sont nulles.

Ce qui donne après simplification :

$$1 - A(\omega)\sqrt{f_1^2(\varepsilon,\omega) + f_2^2(\varepsilon,\omega)} = 0 \qquad \textit{Équation 48}$$

L'équation (48) représente les courbes séparant les zones stables de celles instables.

L'équation caractéristique générale définissant les lobes calculés par un algorithme de calcul (cf. annexe) est donnée par :

$$1 - \sqrt{[\mathrm{Re}^2(\omega) + \mathrm{Im}^2(\omega)][f_1^2(\varepsilon,\omega) + f_2^2(\varepsilon,\omega)}} = 0 \qquad \textit{Équation 49}$$

Avec

$$\mathrm{Re}(\omega) = \frac{k - m\omega^2}{[k - m\omega^2] + c^2\omega^2},$$

$$\mathrm{Im}(\omega) = \frac{c\omega}{[k - m\omega^2] + c^2\omega^2}.$$

Dans notre cas on considère le comportement du système linéaire ($g_{1q}(v_{0q}) = 0$).

Les fonctions $f_1(\varepsilon,\omega)$ et $f_2(\varepsilon,\omega)$ sont données par les équations (46).

Ainsi, dans le cas où $\mu = 0$ (pas d'effet régénérateur), l'équation caractéristique se réduit à :

$$1 - \sqrt{[\mathrm{Re}^2(\omega) + \mathrm{Im}^2(\omega)][(2ak^{(a)})^2 + (2\frac{a}{v}c^{(a)})^2}} = 0 \qquad \textit{Équation 50}$$

On obtient ainsi la profondeur de passe en fonction des caractéristiques de la fonction de transfert et des conditions opératoires :

$$a = \frac{1}{2}\sqrt{[(k - m\omega^2)^2 + c^2\omega^2][(k^{(a)})^2 + (\frac{c^{(a)}}{v})^2]} \qquad \textit{Équation 51}$$

Par contre si nous prenons en compte l'effet régénérateur, (cas où $\mu = 1$), l'équation caractéristique devient alors :

$$1 - \sqrt{[\mathrm{Re}^2(\omega) + \mathrm{Im}^2(\omega)]\left[\left(2ak^{(a)}\cos(\varepsilon) + 2\omega a\frac{c^{(a)}}{v}\sin(\varepsilon)\right)^2 + \left(2\omega\frac{a}{v}c^{(a)} - 2\omega\frac{a}{v}c^{(a)}\cos(\varepsilon) + 2ak^{(a)}\sin(\varepsilon)\right)^2\right]} = 0 \qquad \textit{Équation 52}$$

Ainsi la profondeur de passe (a) est obtenue par :

$$a = \frac{1}{2}\sqrt{\left[(k - m\omega^2)^2 + c^2\omega^2\right] \Big/ \left[\left(k^{(a)}\cos(\varepsilon) + \frac{c^{(a)}}{v}\sin(\varepsilon)\right)^2 + \left(\omega\frac{c^{(a)}}{v}(1 - \cos(\varepsilon) + k^{(a)}\sin(\varepsilon)\right)^2\right]}$$

Équation 53

La vitesse de rotation (N) en fonction de la vitesse angulaire de la meule (ω) est obtenue par :

$$N = N(\omega) \qquad N = \frac{\omega}{2\pi i + \varepsilon}, \quad \omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \qquad \textit{Équation 54}$$

La courbe obtenue ($a = f(N)$) est la courbe paramétrée issue des équations (53) et (54). Ceci du fait que nous ne disposons pas de relation explicite directe entre la profondeur de passe « a » (mm) et la vitesse de rotation « N » (tr/min). Ensuite nous établissons une relation entre la profondeur de passe et la vitesse de rotation de la meule.

4. CONCLUSION

Notre démarche de modélisation et de résolution est comparable à celle usuellement employée pour l'élaboration des lobes de stabilité en fraisage, en perçage ou en tournage. Les paramètres et hypothèses diffèrent essentiellement du fait de la particularité du procédé de rectification. A partir de cette démarche il devient possible de tracer les courbes exprimant la stabilité du système POM.

Les lobes de stabilité, traduisant exclusivement le domaine stable de fonctionnement, présentent globalement le comportement dynamique du système POM sans préciser le niveau de qualité des surfaces obtenues. Il convient donc, de préciser en fonction des conditions opératoires et des paramètres de la SMO (structure de la machine-outil), la stabilité et la précision de la réponse du déplacement au niveau du contact meule / pièce.

Le complément à l'étude des lobes de stabilité peut être la prédiction de l'ondulation du profil rectifié que nous proposons dans la partie suivante (deuxième partie).

Chapitre 3 :

APPROCHE NUMERIQUE :

MODELISATION ET SIMULATION

Deuxième partie :

VIBRATIONS DE LA BROCHE ET PROFIL RECTIFIE

1. INTRODUCTION

Il existe actuellement peu de travaux concernant la prédiction de l'ondulation de la surface en rectification. Nous proposons à partir des modèles existants (formulation de l'épaisseur de copeau équivalent, des caractéristiques mécaniques de la meule et de la pièce, ainsi que la dynamique de la broche, une simulation des positions relatives de la meule par rapport à la pièce au cours d'une opération de rectification plane.

Nous ne traitons pas les aspects relatifs à l'état résiduel de la peau de la pièce (endommagement thermique, couche thermique…), ni à la détermination de la rugosité, car de nombreux travaux y font référence. Ces modèles lient la topographie de la meule [98] [98] [99] et les vibrations de la broche et de la table de la machine-outil [101] à la rugosité.

Notre travail consiste à étudier l'influence des vibrations sur la profondeur de passe réelle en vue de prédire l'ondulation de la surface rectifiée à partir de simulations numériques issues des modèles analytiques et phénoménologiques.

2. DEMARCHE DE MODELISATION

La démarche de modélisation que nous proposons consiste à définir les hypothèses et configurations géométriques relatives au procédé de rectification plane conventionnelle et passe profonde ensuite à modéliser le contact meule / pièce d'un point de vue mécanique. Nous établissons un modèle de simulation numérique du procédé de rectification permettant de prédire l'ondulation lors d'une passe finale.

2.1 Données de configuration et hypothèses

Les données de configuration sont issues des modèles ou d'expérimentations relatives à différents travaux en rectification. Dans notre étude, nous nous intéressons à la nature des efforts de rectification caractérisant le contact meule pièce [16] [17]. Par ailleurs, nous tenons compte du comportement de la broche en rectification [18].

Les propriétés mécaniques du matériau à rectifier sont celles de la famille des aciers de type faiblement allié traité, trempé et revenu à 50 HRc : 100Cr6.

2.1.1. Contact meule / pièce

Les efforts de coupe au niveau du contact meule / pièce correspondent à l'action mécanique des grains de meule (labourage, frottement, cisaillement) le long de la surface de contact. Nous nous intéressons à la composante normale de l'effort de rectification qui agit sur la surface de contact meule / pièce, et utilisons le modèle établie par Werner [16] qui semble être le modèle le plus adéquat à notre application :

$$F_{c,v} = K\left[\frac{Z'}{v_s}\right]^{2\eta-1}[\delta]^{1-\eta}[2r]^{1-\eta} \qquad \textit{Équation 55)}$$

La quantité de matière enlevée par unité de largeur (Z') est équivalente au produit de la vitesse de la table (v_w) par la profondeur de passe (δ) :

$$Z' = v_w\delta \qquad \textit{Équation 56}$$

Finalement, l'effort de rectification s'écrit alors :

$$F_{c,v} = \mu\delta^{\eta} \qquad \textit{Équation 57}$$

avec $$\mu = K\left[\frac{v_w}{v_s}\right]^{2\eta-1}[2r]^{1-\eta} \qquad \textit{Équation 58}$$

Les coefficients et les exposants sont issus des expérimentations ou essais de rectification.

L'amplitude des composantes de l'effort de rectification dépend de la vitesse de la table (V_w) et de la profondeur de passe (δ), lesquelles déterminent l'épaisseur de copeau (h_{max} ou h_{eq}) [30].

En rectification plane conventionnelle, nous utilisons des vitesses de la table de l'ordre de 5 à 20m/min et des profondeurs de passes inférieures à 100µm [17]. En rectification plane passe profonde, les valeurs des vitesses de la table sont inférieures à 5 m/min avec des profondeurs de passe allant jusqu'à une centaine de mm selon les caractéristiques de la meule.

2.1.2. Propriétés mécaniques du matériau

Le facteur d'amortissement (c_w) et la raideur (k_w) de la pièce correspondent aux propriétés mécaniques du matériau.

Lors de l'enlèvement de matière, la pièce subit localement des déformations plastiques. Cependant, comme pour toute action mécanique, nous avons une déformation de type élastique. C'est à partir de ce domaine élastique que nous caractérisons la raideur locale de la pièce à partir de la loi de Hooke liant la contrainte (σ) à la déformation (ε).

$$\sigma = E\varepsilon \rightarrow F/A = E\,\Delta l/l \rightarrow F = \frac{EA\Delta l}{l} \qquad \textit{Équation 59}$$

$$k_w = \frac{EA}{l} = \frac{EA}{t_w} \qquad \textit{Équation 60}$$

$$k_w = \frac{Et_s\sqrt{2r\delta - \delta^2}}{t_w} \qquad \textit{Équation 61}$$

Concernant le facteur d'amortissement de la pièce, nous tenons compte des résultats expérimentaux issus de Tonshoff [16], d'Orynski & Pawlowski [17] et d'Alfares & Elsharkawy [18].

2.1.3. Propriétés mécaniques de la meule

Snoeys [18] présente une détermination par mesure acoustique du module d'élasticité des meules et montre la possibilité et la validation d'une méthode rapide pour déterminer les caractéristiques et propriétés mécaniques à partir de la connaissance des dimensions et de la fréquence propre (f_n) de la meule (équation 62).

$$f_n = (C_3)_n \frac{h}{D^2}\sqrt{\frac{E}{\mu}} \qquad \textit{Équation 62}$$

L'application de cette équation donne naissance à une carte (figure 28) conçue afin de déterminer graphiquement le module de Young global des meules par une méthode non destructive.

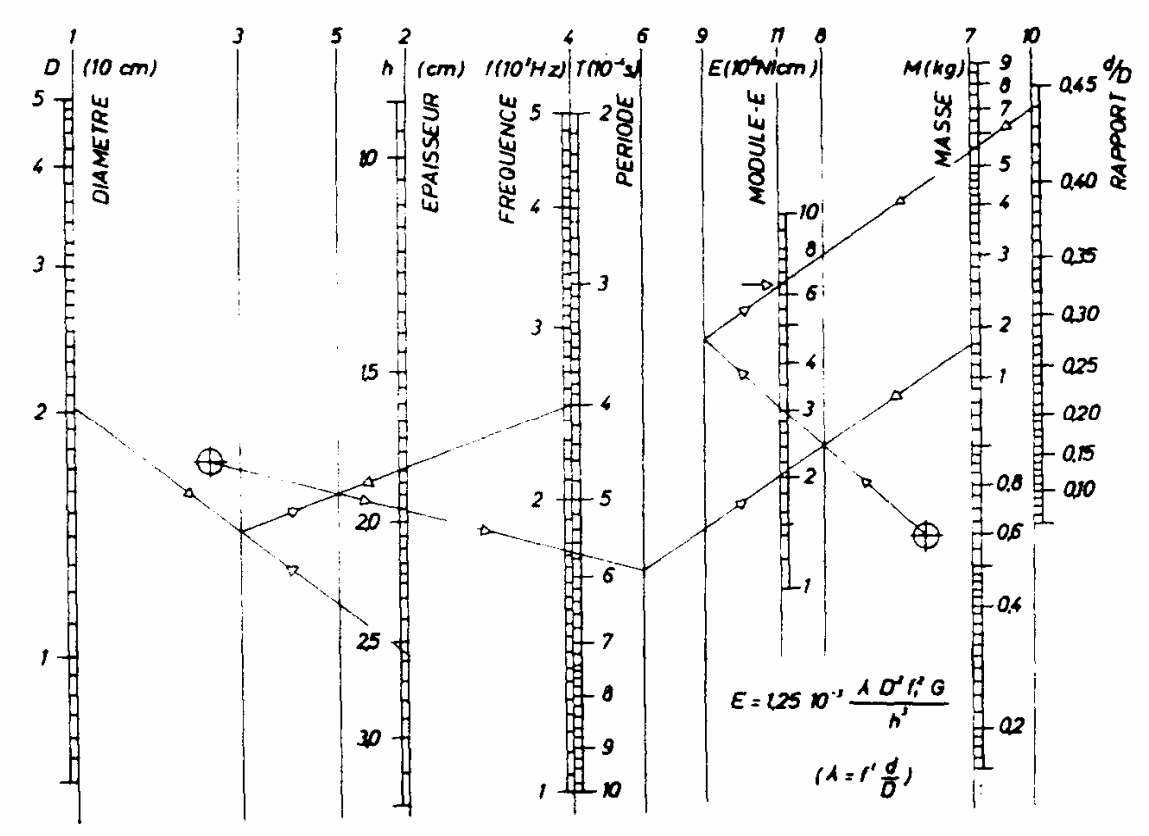


Figure 28 : Détermination du module d'élasticité d'une meule [10]

L'influence de la grosseur du grain sur l'indice de dureté (H) est prise en compte sur des meules de même dureté (K), de structure moyenne et de grosseur de grains donnée.

Cette étude portant sur des meules à liant vitrifié, montre l'étroite corrélation entre le module d'élasticité, la résistance à l'arrachement du grain et ses relations avec le grade de la meule.

2.2.4. Données relatives au comportement dynamique de la broche / porte meule / meule

En rectification, la broche, l'arbre porte meule et la meule sont les causes principales de sources de vibration et en conséquence de non qualité des surfaces. C'est pourquoi ces composants interviennent dans notre modélisation. La raideur et l'amortissement k_b et c_b, du système broche / porte meule sont déterminées par des méthodes d'identification de la broche. Les valeurs sont issues des travaux d'Orynski & Pawlowski [18].

2.2 Modèle de configuration

Le comportement dynamique du procédé de rectification peut être assimilé et discrétisé à un ensemble de masses, ressorts et amortisseurs en série et/ou en parallèle (Figure 29) [18]

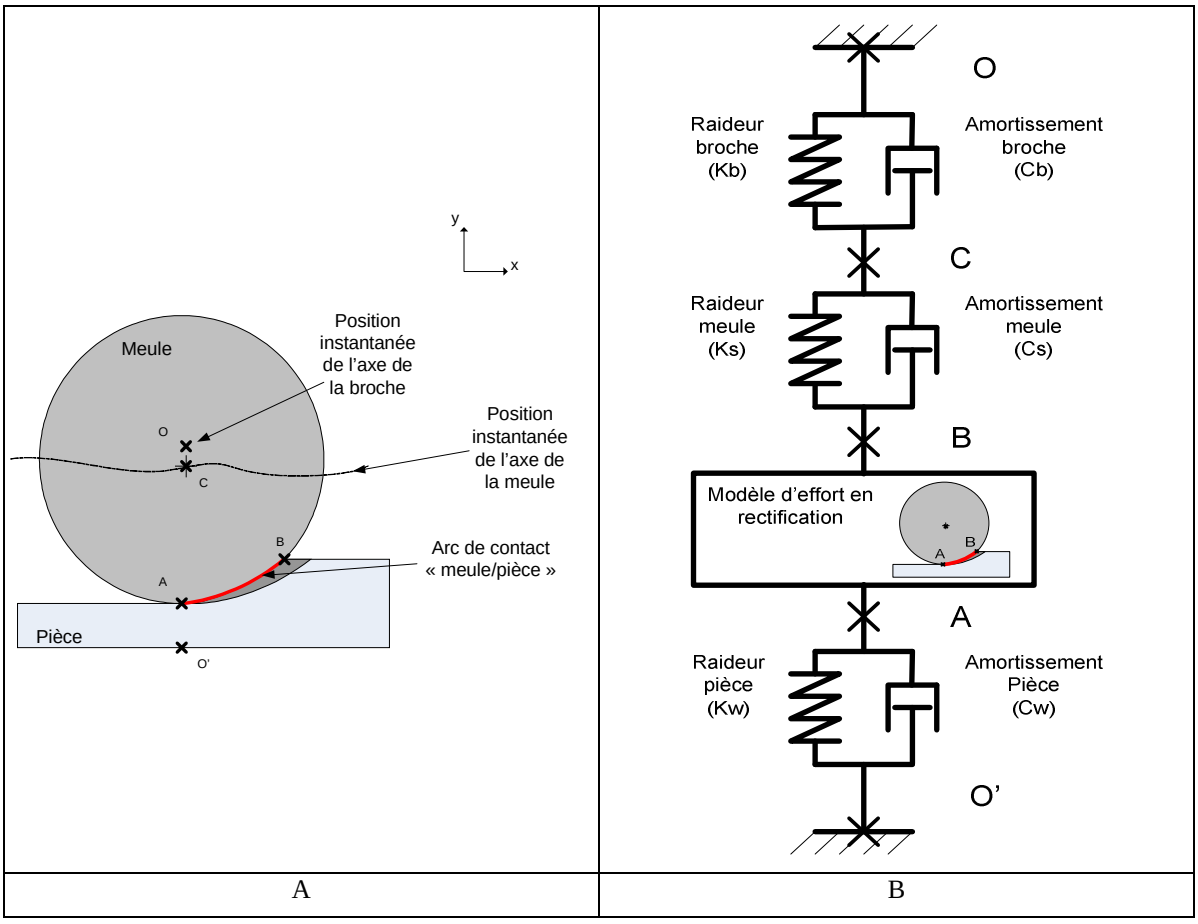


Figure 29 : Modélisation du procédé de rectification plane comme combinaison de masses, ressorts, et amortisseurs; (A) schéma de configuration dynamique équivalent; (B) le modèle dynamique équivalent [18]

D'un point de vue géométrique, notre modèle de configuration unidirectionnel représentant le système POM dans le plan normal (X,Y) intègre les trois composants que sont la broche, la meule et la pièce en tenant compte du contact meule/pièce au cours de la rectification.

Ce modèle de configuration est défini par :

- les caractéristiques dynamiques de la broche (k_b, c_b, m_b) entre les points O et C ; de la meule (k_s, c_s) entre les points C et B, et de la pièce (k_w, c_w) entre les points A et O',

- les caractéristiques de contact meule / pièce, avec l'effort de coupe ($F_{c,v} = \mu\delta^{\eta}$) et la profondeur de passe ($\delta(t)=\delta_o+y_B(t)-y_A(t)$).

Les points caractéristiques du modèle de configuration ont des significations physiques et matérielles. Le point C est assimilé aux centres de la meule et de la broche, en conséquence nous avons concentré la masse des composants (broche, porte meule et meule) au centre de rotation de la meule (point C). Par hypothèse nous considérons qu'il n'existe pas de défaut d'équilibrage et pas d'effet gyroscopique du au balourd. Les points A et B sont les points extrêmes de la surface de contact entre la meule et la pièce, donc on peut négliger leurs masses. Le choix des points A et B se justifie par le fait que le point A peut être considéré comme le point d'entrée en matière et le point B celui de sortie en matière (pour une configuration de rectification en opposition). De ce fait l'effort de rectification s'exerce principalement sur la zone AB. La longueur de contact est représentée par l'évolution de la profondeur de passe.

2.3 Modèle mécanique

Nous proposons de modéliser le comportement mécanique fondé sur le principe fondamental de la dynamique (noté PFD) appliqué au point et sur le principe de la méthode énergétique (noté ME). Ces principes sont appliqués aux différents points considérés. Les équations du mouvement relatifs en chaque point A, B, et C (cf. figure 29) sont $y_A(t)$, $y_B(t)$ et $y_C(t)$. Nous déterminons la profondeur de passe $\delta(t)$ qui est définit par l'évolution des coordonnées des points A et B. La formulation est comme suit :

$$\delta(t) = \delta_o + y_B(t) - y_A(t) \qquad \textit{Équation 63}$$

où δ_o est la profondeur de passe nominale.

2.3.1. Principe fondamental de la dynamique (PFD)

Nous concernant, nous appliquons le principe fondamental de la dynamique aux points (A, B et C) considérés du modèle de configuration défini ci-dessus.

En appliquant le PFD au point A (figure 29), la relation s'écrit :

$$\sum F_{A,y} = -k_w \cdot y_A - c_w \cdot \dot{y}_A + \mu\delta = m_A \ddot{y}_A \qquad \textit{Équation 64}$$

Le produit $m_A \ddot{y}_A$ peut être considéré comme nul d'après nos hypothèses de masse nulle au point A. En appliquant le PFD aux points B et C, on obtient les relations :

$$k_s(y_C - y_B) + c_s(\dot{y}_C - \dot{y}_B) + \mu\delta = m_B \ddot{y}_B \qquad \textit{Équation 65}$$

$$-mg - k_s(y_C - y_B) - c_s(\dot{y}_C - \dot{y}_B) - k_b \cdot y_C - c_b \cdot \dot{y}_C = m\ \ddot{y}_C \qquad \textit{Équation 66}$$

Comme pour le point A, la masse au point B est nulle (point de sortie de matière), ce qui induit la nullité $m_B\ \ddot{y}_B$. Les équations (63), (64), (65) et (66) forment un système d'équations différentielles linéaires du second ordre, nous permettant de déterminer les coordonnées des points au cours du temps et la profondeur de passe instantanée :

$$\left\{\begin{array}{l} \dot{y}_A = \dfrac{\mu}{c_w}\delta - \dfrac{k_w}{c_w} y_A \\ \dot{y}_B = \dfrac{\mu}{c_s}\delta - \dfrac{k_s}{c_s} y_B + \dot{y}_C + \dfrac{k_s}{c_s} y_C \\ \ddot{y}_C = -g + \dfrac{c_s}{m}\dot{y}_B + \dfrac{k_s}{m} y_B + \dfrac{-c_s - c_b}{m}\dot{y}_C + \dfrac{-k_s - k_b}{m} y_C \\ \delta = \delta_0 + y_B - y_A \end{array}\right\} \qquad \textit{Équation 67}$$

D'après le système d'équations ci-dessus, nous proposerons un modèle de simulation numérique permettant d'évaluer les déplacements aux points A, B, C au cours d'une passe de rectification.

2.3.2. Méthode énergétique (ME)

Une formulation générale du principe de la méthode énergétique est proposée par :

$$\frac{d}{dt}\left(E_{sys}\right)=\frac{d}{dt}\left(W_{ent}\right)-\frac{d}{dt}\left(W_{sor}\right) \qquad \textit{Équation 68}$$

L'énergie totale du système E_{sys} (pièce et meule) est composée des énergies cinétique, potentielle et dissipative.

Contrairement aux hypothèses de la modélisation précédente, nous introduisons une masse linéique (ξ) au contact meule/pièce, nous rapprochant plus des conditions réelles de rectification.

Au point A, les énergies cinétique (EC) et potentielle (EP) sont donc obtenues par :

$$EC=\frac{1}{2}mv^2=\frac{1}{6}\xi\dot{y}^2=\frac{1}{6}\rho A\dot{y}_A^2 \qquad \textit{Équation 69}$$

$$EP=\frac{1}{2}ky^2=\frac{1}{2}k_w y_A^2 \qquad \textit{Équation 70}$$

où ρ est la masse volumique de la pièce, et A, la surface de contact meule / pièce. En substituant les équations (69) (70) dans l'équation (68) on obtient :

$$\frac{d}{dt}\left(E_{sys}\right)=\frac{d}{dt}\left(EC+EP\right)=\frac{d}{dt}\left(\frac{1}{6}\rho A\dot{y}_A^2+\frac{1}{2}k_w y_A^2\right)=\dot{y}_A\left(k_w y_A+\frac{1}{3}\rho A\ddot{y}_A\right)=\frac{dW_{ent}}{dt}-\frac{dW_{sor}}{dt}$$

Équation 71

Le travail élémentaire en entrée (dW_{ent}) résulte des efforts de rectification pour un déplacement élémentaire suivant l'axe y. Il est défini par :

$$dW_{ent}=Fdy \qquad \textit{Équation 72}$$

$$\frac{dW_{ent}}{dt}=F_c\frac{dy}{dt}=\mu\delta\ddot{y}_A \qquad \textit{Équation 73}$$

De même le travail élémentaire à la sortie provient des aspects dissipatifs. Par conséquent nous pouvons écrire :

$$\frac{dW_{sor}}{dt} = F_d \frac{dy}{dt} = (c_w \dot{y}_A)\dot{y}_A = c_w \dot{y}_A^2 \qquad \textit{Équation 74}$$

En substituant les équations (73) et (74) dans l'équation (71) et en divisant par $\dot{y}_A$ on obtient :

$$\frac{1}{3}\rho A \ddot{y}_A = -c_w \dot{y}_A - k_w y_A + \mu\delta \qquad \textit{Équation 75}$$

Un second système d'équations différentielles linéaires peut être formé en combinant les équations (65), (66) et (75), et en remplaçant δ selon l'équation (63) :

$$\left\{\begin{array}{l} \ddot{y}_A = -\dfrac{3c_w}{\rho A}\dot{y}_A - \dfrac{3k_w}{\rho A} y_A + \dfrac{3\mu}{\rho A}\delta \\ \dot{y}_B = \dfrac{\mu}{c_s}\delta - \dfrac{k_s}{c_s} y_B + \dot{y}_C + \dfrac{k_s}{c_s} y_C \\ \ddot{y}_C = -g + \dfrac{c_s}{m}\dot{y}_B + \dfrac{k_s}{m} y_B + \dfrac{-c_s - c_b}{m}\dot{y}_C + \dfrac{-k_s - k_b}{m} y_C \\ \delta = \delta_0 + y_B - y_A \end{array}\right\} \qquad \textit{Équation 76}$$

Les équations obtenues sont différentes de la première modélisation. Seule la composante définissant le comportement du point A est modifiée. Elle est due à la prise en compte de la masse de la pièce et de l'aire de contact.

2.4 Modèle de simulation numérique

Deux modèles de simulation numérique du procédé de rectification en passe profonde, basé sur les résultats des modèles mécaniques décrits plus haut, sont créés dans l'environnement de programmation de Matlab.

Les modèles de simulation numérique créés utilisent l'interface Simulink de Matlab. Simulink est un package qui fournit une interface graphique et possède des dispositifs spécifiquement destinés aux simulations en temps réel. Des modèles ont été créés pour les deux systèmes d'équations du mouvement : les équations (67) basées exclusivement sur le PFD et les équations (76) basées sur une combinaison du PFD et de la ME.

Un exemple graphique représentatif de chaque modèle (Simulink) est montré ci-dessous (figures 30 et 31).

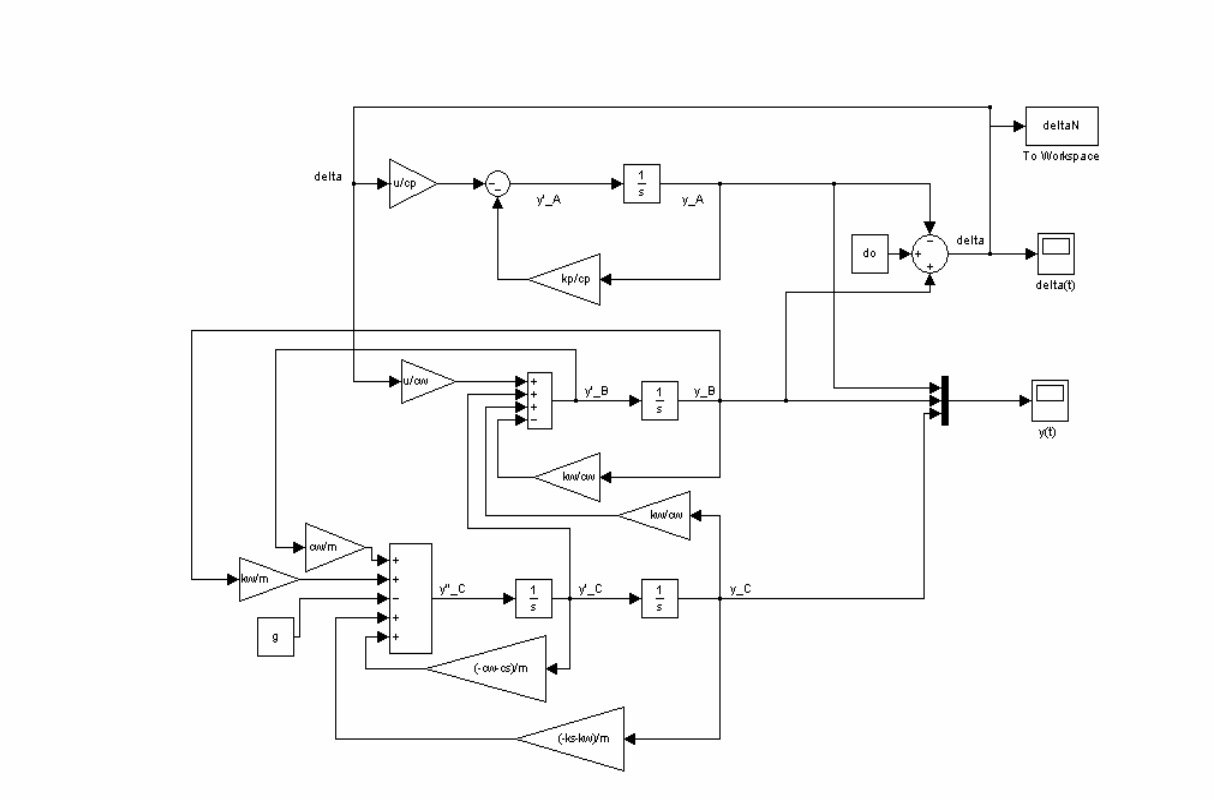


Figure 30 : Interface graphique Simulink et son système d'équations associé PFD

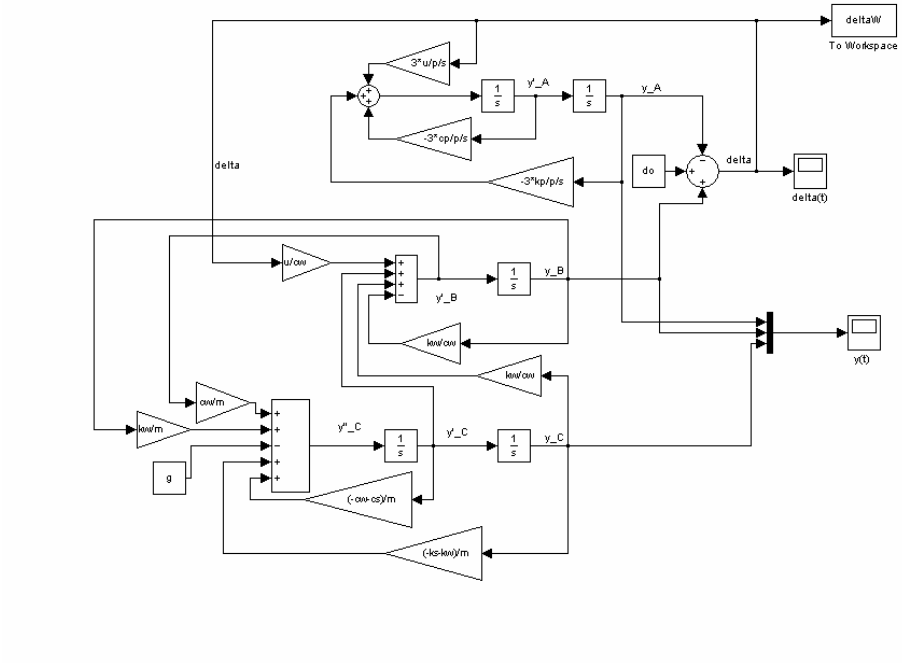


Figure 31 : Interface graphique Simulink et son système d'équations associé ME

Le choix de la méthode de résolution des systèmes d'équations différentielles sur Matlab est fait pour la méthode numérique. Par conséquent nous utilisons d'abord le solveur ode15s (pas d'intégration fixe) puis ode23 (pas d'intégration variable) de la bibliothèque de Matlab [102].

2.5 Conclusion

Dans ce chapitre, nous avons proposé deux modèles pour la simulation du comportement dynamique du procédé de rectification plane passe profonde. Nous proposons dans un premier temps, une modélisation mécanique tenant compte des paramètres opératoires et des caractéristiques géométriques et mécaniques de la pièce, de l'outil et de la machine. Les modèles sont fondés sur le principe fondamental de la dynamique et sur la méthode énergétique avec diverses hypothèses sur le contact meule/pièce. Un choix judicieux est fait sur la définition et la position des points intervenants dans notre modélisation. Dans un second temps, des simulations numériques (sur Matlab/Simulink) sont proposées en vue d'évaluer l'ondulation du profil ainsi que la stabilité et la précision des présents modèles. Spécifiquement, nous cherchons à prédire l'ondulation de la surface rectifiée, la profondeur de passe réelle en fonction du temps et de l'espace.

Chapitre 4 :

RESULTATS ET ANALYSE

Première partie :

LOBES DE STABILITE

1. INTRODUCTION

La stabilité d'une machine-outil en usinage est une affaire très importante dont dépend la possibilité d'accomplir l'enlèvement de matière dans des domaines favorables de conditions opératoires (vitesses de rotation de broche et de déplacement de la pièce, profondeur de passe), de puissance, de précision et d'état de surface pour la pièce usinée.

Dans ce chapitre nous présentons les résultats de simulation relatifs au modèle des lobes de stabilité défini dans le chapitre 3. Tous les programmes ont été réalisés et simulés avec le logiciel Matlab. Ce démonstrateur permet de valider le modèle et les algorithmes que nous avons employés (cf. annexe)

Les données caractérisant les paramètres (conditions opératoires, caractéristiques machines, meule…) de notre modèle sont celles de la machine-outil Danobat (cf. annexe) en rectification passe profonde.

Nous avons, pour chaque paramètre (masse, raideur, amortissement, conditions de coupe) fait varier leurs niveaux dans une plage de valeurs prédéfinie en vue de connaître l'évolution de la stabilité en rectification.

La forme des résultats sont présentés sous forme de graphiques (figure 32) liant les vitesses de rotation de la broche (tr/min) et la profondeur de passe (mm).

2. RESULTATS DES SIMULATIONS DES LOBES DE STABILITE

2. 1 Données de simulation

Les plages de valeurs des cinq paramètres nominaux de l'ensemble broche, porte meule et meule utilisées lors des simulations pour l'étude de l'influence de chacune sont :

Masse m={10, 10^3 kg},

Raideur dynamique k={4, $40*10^8$ N/m},

Amortissement dynamique c={1, $10*10^3$ N.s/m},

Raideur statique k_a={4, $40*10^8$ N/m},

Amortissement statique c_a={1, $10*10^5$ N.s/m}.

Ces valeurs sont choisies sur la base d'une moyenne des conditions opératoires en rectification plane passe profonde (profondeur de passe a (mm), vitesse de la table v_w (mm/min), vitesse de rotation de la meule v_s (m/s).

La longueur de contact est estimée par le modèle de Verkerk [52] et des précédents travaux sur la stabilité issus de la littérature [14] [16] [17] [18].

2. 2 Principe d'interprétation des lobes de stabilité

Les courbes représentent l'évolution de l'influence des différents paramètres pris en compte dans cette étude, à savoir la masse (m), la raideur dynamique noté raideur (k), l'amortissement dynamique noté amortissement (c), la raideur statique (k_a) et l'amortissement statique (c_a) sur la stabilité du système Pièce / Outil / Machine (POM). Elles sont obtenues lors de la simulation avec différentes valeurs des paramètres (m, k, c, k_a, c_a) fixées.

Le domaine stable de fonctionnement se trouve compris entre la limite inférieure des lobes et les limites inférieures et supérieures de la vitesse de rotation de la broche (figure 32)

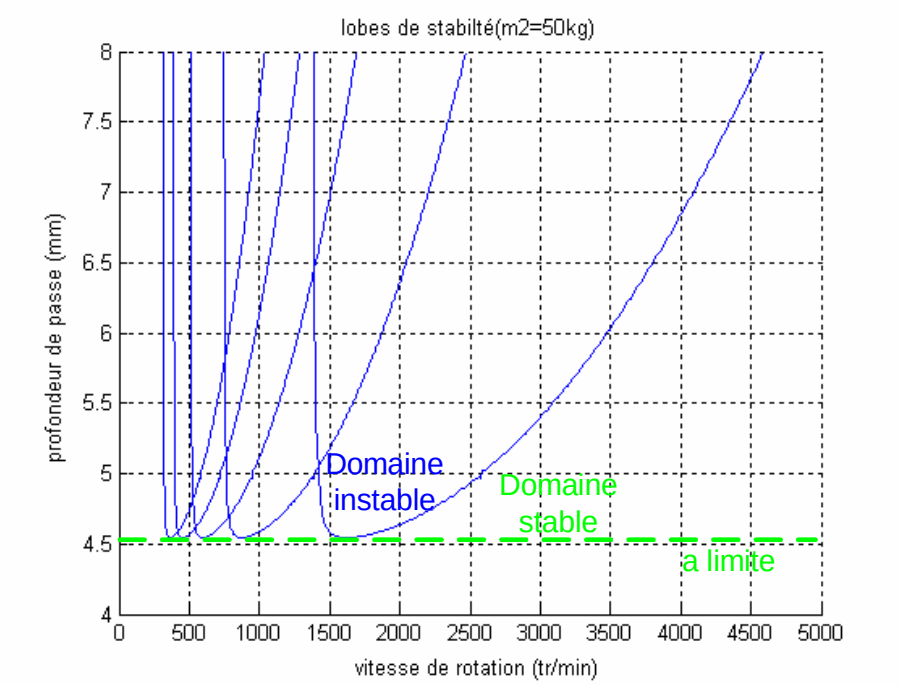


Figure 32 : Présentation des lobes de stabilité

Dans cette figure, comme dans toutes les suivantes, nous présentons les domaines stables et instables délimités par les courbes de stabilité ainsi que la profondeur de passe limite (a_{lim}).

2. 3 Influence des paramètres

Les principes que nous avons suivi pour identifier l'influence de chacun des paramètres se présentent comme suit :

Le paramètre étudié varie dans la plage de valeurs fixées précédemment, les autres paramètres sont définis dans une configuration nominale de fonctionnement.

Le tableau ci après définit le jeu de données des configurations nominales de fonctionnement.

Paramètres nominaux	Symboles (unités)	Valeurs
masse	m (kg)	100
raideur dynamique	k (N/m)	$5*10^7$
amortissement dynamique	c (N.s/m)	$1*10^4$
raideur statique	k_a (N/m)	$4*10^9$
amortissement statique	c_a (N.s/m)	$1*10^6$
profondeur de passe initiale	a (mm)	4,5

Tableau 7 : Données de configuration

2.3.1. Influence de la masse m

Le paramètre étudié concerne la masse de l'ensemble broche, porte meule, meule dont les valeurs varient de 10 à 10^3 kg.

Les figures ci après représentent l'évolution de la masse sur la réponse du système.

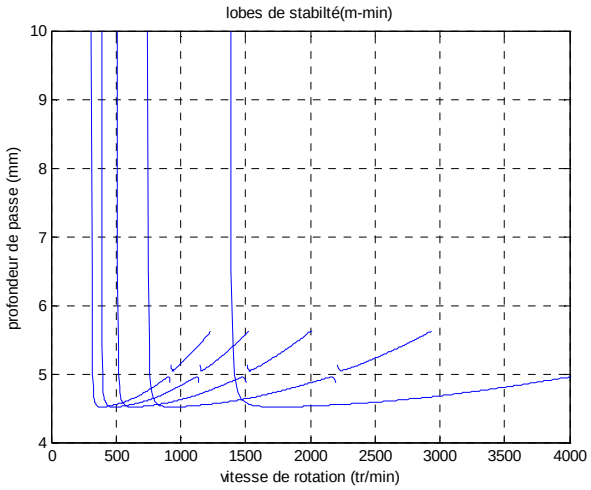


Figure 33 :Masse minimale

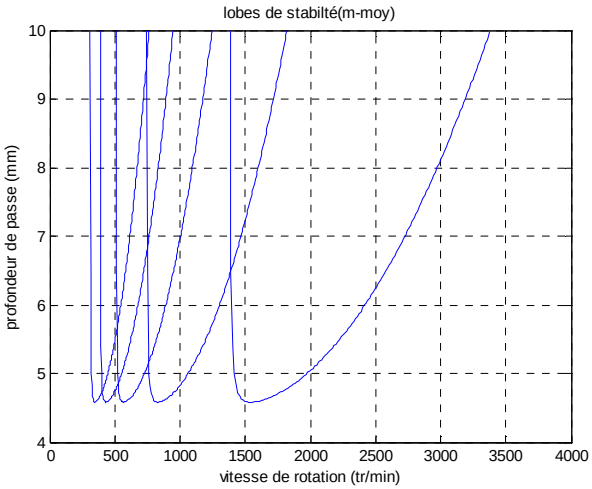


Figure 34 : Masse moyenne

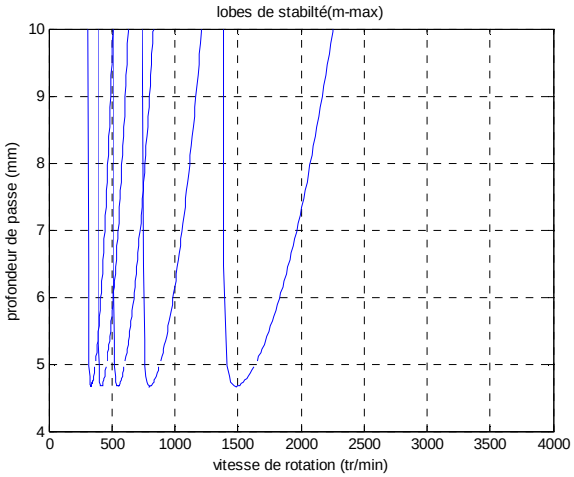


Figure 35 : Masse maximale

Nous observons pour de faibles masses un domaine très large de stabilité (plage de fréquence de rotation très importante pour une profondeur de passe maximale de l'ordre de la profondeur de passe nominale), contrairement aux masses très importantes où le domaine se réduit considérablement pour une plage de fréquence beaucoup plus faible, et pour des profondeur de passe localement plus importante.

Concernant les valeurs de masses aux limites de la plage de simulation, nous pouvons constater que les courbes de stabilité ne sont pas réalistes d'un point de vue technologique. Cependant ces résultats confirment que l'évolution de la stabilité est inversement proportionnelle à la masse du système broche / porte meule / meule en considérant le domaine stable de fonctionnement.

2.3.2. Influence de la raideur dynamique k

Le paramètre étudié concerne la raideur dynamique de l'ensemble broche / porte meule / meule dont les valeurs varient de 4 à $40*10^8$N/m.

Les figures ci après représentent l'évolution de la raideur sur la réponse du système.

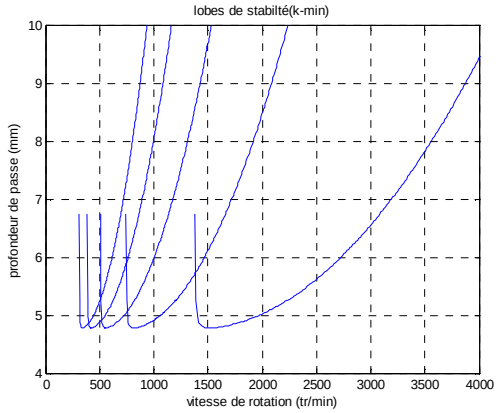


Figure 36 : Raideur dynamique minimale

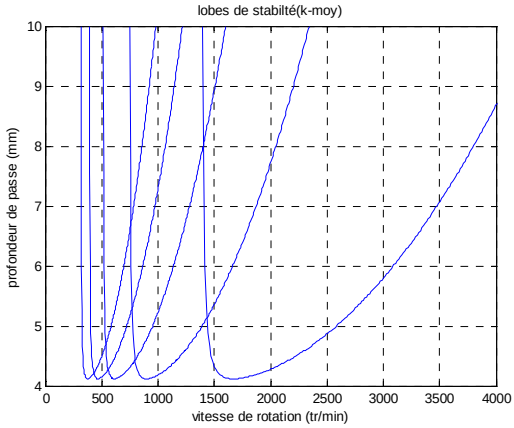


Figure 37 : Raideur dynamique moyenne

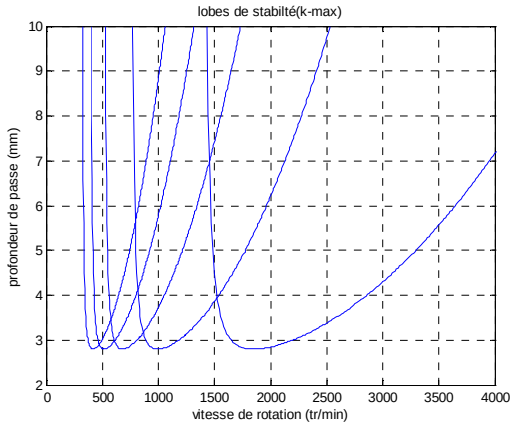


Figure 38 : Raideur dynamique maximale

L'évolution de la raideur nous permet d'avoir un domaine de stabilité couvrant toute les fréquences de rotation de la broche. Cependant, l'augmentation de la raideur réduit l'importance de la profondeur de passe.

La raideur évolue en sens inverse par rapport à l'évolution de la masse.

2.3.3. Influence de l'amortissement dynamique c

Le paramètre étudié concerne l'amortissement dynamique de l'ensemble broche, porte meule, meule dont les valeurs varient de 1 à $10*10^3$N.s/m,

Les figures ci après représentent l'évolution de l'amortissement sur la réponse du système.

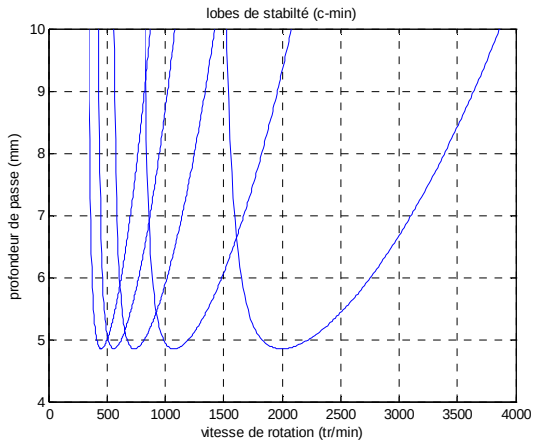


Figure 39 : Amortissement dynamique minimal

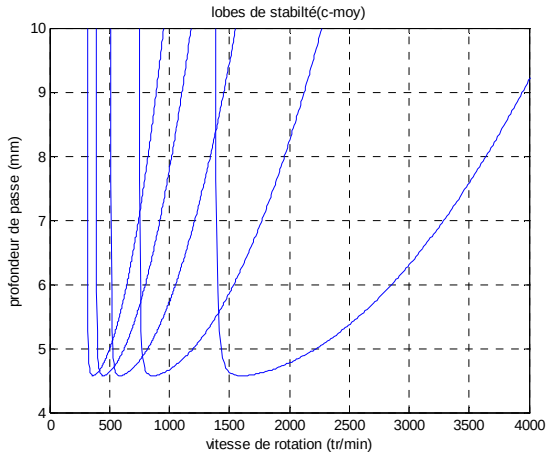


Figure 40 : Amortissement dynamique moyen

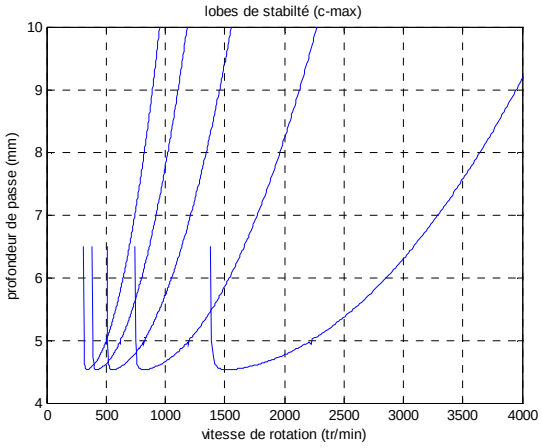


Figure 41 : Amortissement dynamique maximal

L'évolution sur la stabilité semble monotone, d'où l'effet peu significatif de l'amortissement sur la réponse du système. Plus généralement, le domaine de stabilité tend à diminuer suivant la profondeur de passe tout en balayant toute la plage de variation de la vitesse de rotation.

2.3.4. Influence de la raideur statique ka

Le paramètre étudié concerne la raideur statique de l'ensemble broche / porte meule / meule dont les valeurs varient de 4 à $40*10^8$N/m,

Les figures ci après représentent l'évolution de la raideur statique sur la réponse du système.

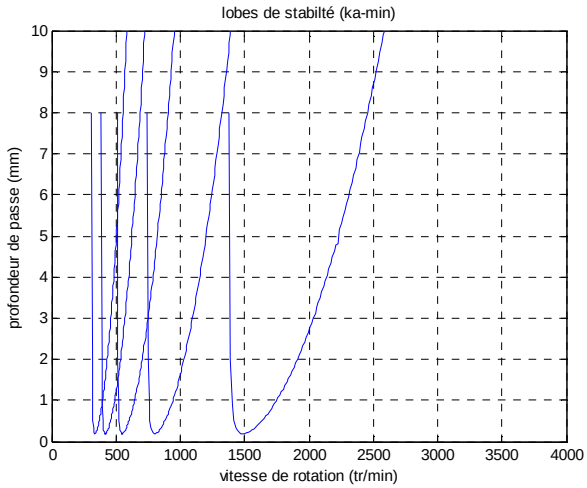


Figure 42 : Raideur statique minimale

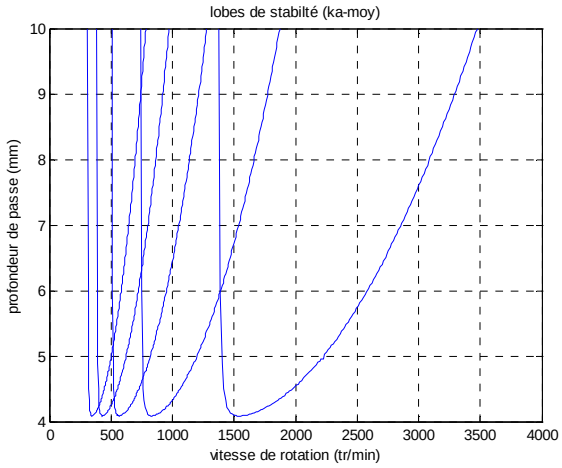


Figure 43 : Raideur statique moyenne

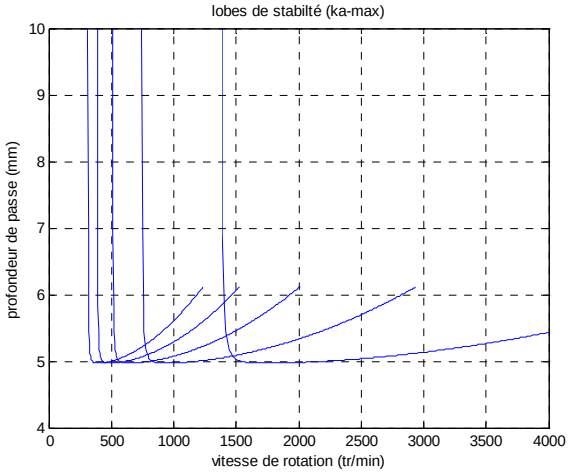


Figure 44 : Raideur statique maximale

L'augmentation de la raideur statique nous permet pour un domaine de stabilité restreint (profondeur de passe maximale de 4,5 mm) d'utiliser toute la plage de variation de fréquence de rotation. A contrario, pour de faibles raideurs, la plage de fréquence est limitée pour des profondeurs de passe allant jusqu'à 10 mm.

2.3.5. Influence de l'amortissement statique c_a

Le paramètre étudié concerne l'amortissement de l'ensemble broche, porte meule, meule dont les valeurs varient de 1, $10*10^5$N.s/m

Les figures ci après représentent l'évolution de l'amortissement sur la réponse du système.

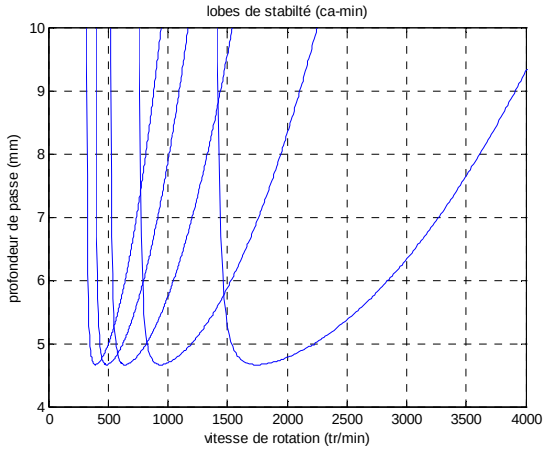


Figure 45 : Amortissement statique minimal

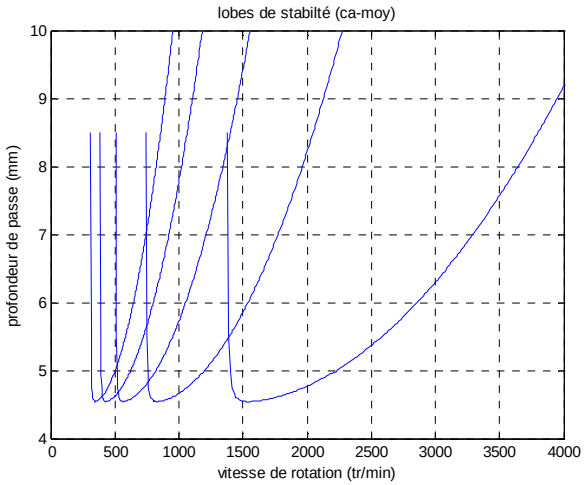


Figure 46 : Amortissement statique moyen

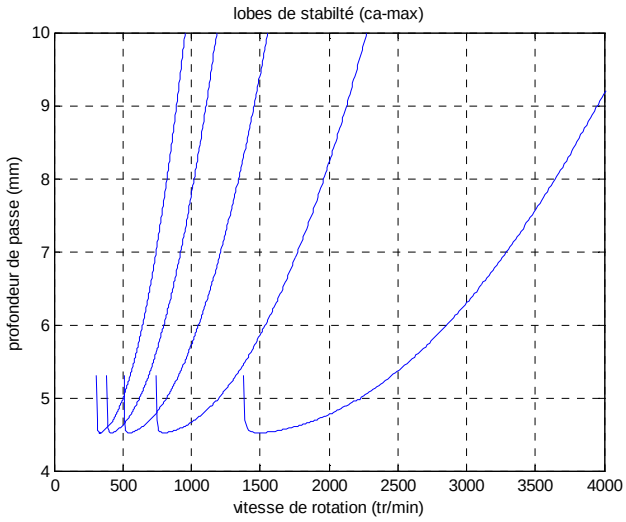


Figure 47 : Amortissement statique maximal

L'amortissement statique a peu d'influence sur le domaine de stabilité. Néanmoins, l'augmentation de celui-ci réduit la plage de profondeur de passe.

2.3.6. Extraction des domaines favorables

Dans une première approche, nous présentons les lobes de stabilité relatifs au domaine le plus important pour chaque paramètre étudié. Une analyse comparative de ces paramètres est proposée sans tenir compte de leur interaction.

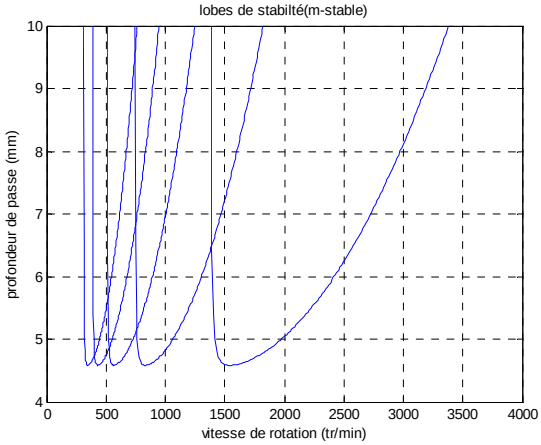


Figure 48 : Domaine stable de m

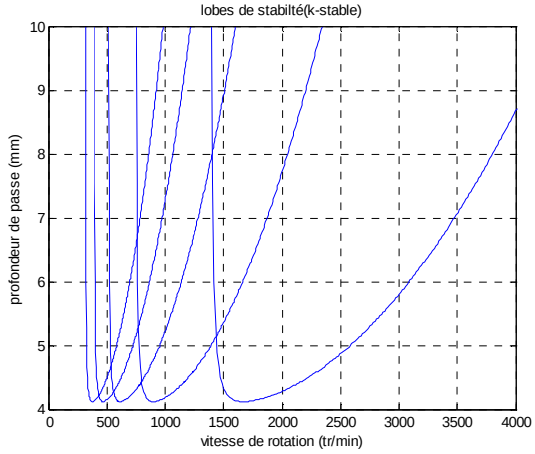


Figure 49 : Domaine stable de k

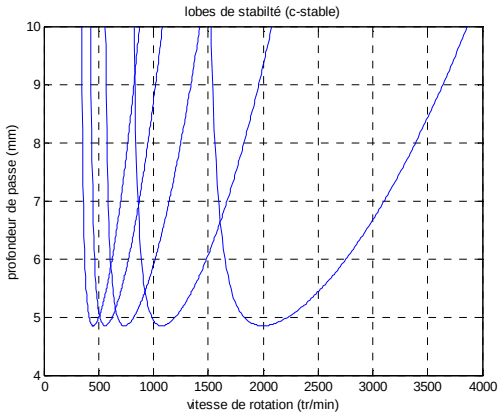


Figure 50 : Domaine stable de c

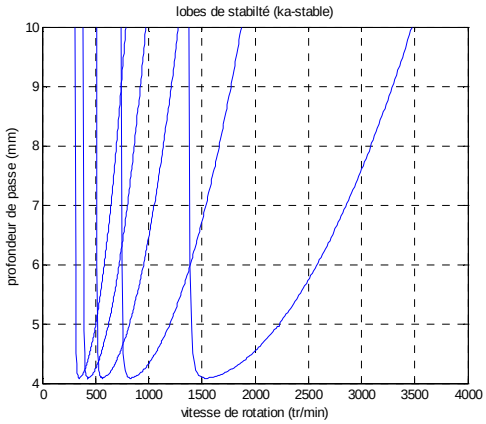


Figure 51 : Domaine stable de k_a

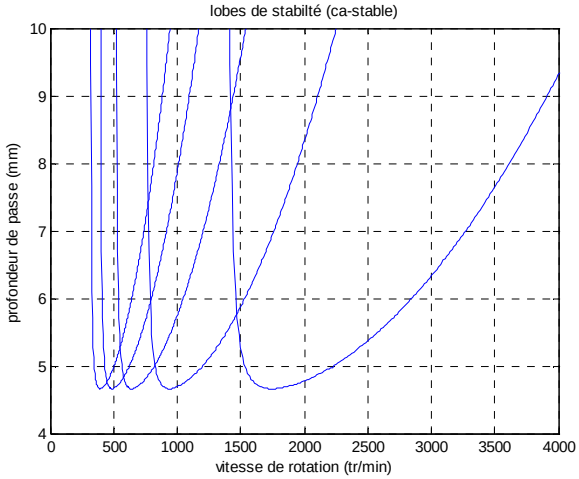


Figure 52 : Domaine stable de c_a

Nous constatons pour chaque paramètre, que le domaine de stabilité le plus important est défini par les valeurs moyennes de la plage de variation. Quelque soient les valeurs des paramètres, nous constatons que l'on couvre toute la plage de variation de la fréquence de rotation. A hautes fréquences, il est possible d'avoir des profondeurs de passe élevées.

2. 4 Conclusion

Nous avons présenté dans cette étude les simulations issues du modèle des lobes de stabilité destiné à la rectification plane passe profonde. Les résultats de simulation présentent les tendances suivantes :

- les raideurs comme les coefficients d'amortissement indiquent des domaines de stabilité quasi identiques avec une accentuation du domaine stable pour les amortissements,
- l'augmentation de la masse du système a tendance à réduire le domaine stable, mais permet d'accéder à des vitesses de rotation de la broche plus élevées.
- l'évolution de la raideur statique est comparable à celle de la raideur dynamique,
- les coefficients d'amortissement statique et dynamique ont une influence négligeable sur la réponse globale du système,
- la raideur reste le premier paramètre influent sur le domaine stable de fonctionnement.

Pour ce modèle de simulation, nous avons pris comme hypothèse que la meule était parfaite, or en réalité celle-ci présente des défauts de topographie et d'ondulation (issus du dressage ou de l'usure de celle-ci) modifiant le domaine de stabilité. Les vitesses de déplacement de la table ou de la pièce V_w sont également négligées. Le domaine de stabilité dépend des caractéristiques de la structure mais également du procédé. Pour améliorer la représentation du domaine de stabilité, il conviendrait de définir une modélisation 3D incluant la vitesse d'avance de la table ou de la pièce en fonction de la profondeur de passe.

La stabilité du procédé de rectification dépend également du type de géométrie réalisée. Par exemple, l'exécution de rainures en rectification passe profonde conduit à la fois à des contacts meule / pièce périphériques (longueur de contact) et latéraux (effet de bord). La prise en compte de ces phénomènes au travers des lobes de stabilité semble difficile, au même titre que l'évolution de la profondeur de passe réelle en fonction de ces paramètres.

Chapitre 4 :

RESULTATS ET ANALYSE

Deuxième partie :

VIBRATIONS DE LA BROCHE ET PROFIL RECTIFIE

1. INTRODUCTION

L'augmentation continue des vitesses de coupe, des profondeurs de passe et des puissances mises en jeu et, le désir d'obtenir des pièces toujours de meilleure qualité géométrique et dimensionnelle, ont conduit les chercheurs à étudier par la modélisation, le problème du comportement dynamique des machines-outils présent dans la plupart des procédés d'usinage notamment en rectification.

Ce chapitre présente les résultats des simulations relatifs aux modèles de profil rectifié définis dans le chapitre 3. L'ensemble des programmes a été réalisé et simulé avec le logiciel Matlab / Simulink. Ce démonstrateur permet de valider les modèles en utilisant les algorithmes de résolution de la bibliothèque de Matlab que nous avons employés (cf. annexe)

Les données caractérisant les paramètres (conditions opératoires, caractéristiques machines, meule…) de notre modèle sont celles de la machine-outil Danobat (annexe) en rectification plane passe profonde.

Dans un premier temps, nous comparons les deux modèles de simulation (PFD et ME) en vue de déterminer le profil rectifié à partir de conditions nominales de rectification sur la base des résultats issus de la littérature et de l'expérimentation en fonction de l'élasticité de la meule. Dans un second temps, nous effectuons un plan d'expériences permettant d'évaluer l'interaction des paramètres constituant nos modèles, afin de quantifier les influences des paramètres sur le résultat obtenu et leurs interactions.

2. RESULTATS DES SIMULATIONS DES PROFILS

2. 1 Données de simulation

Le tableau ci après représente les données de simulation

Paramètres	Symboles	Valeurs
profondeur de passe nominale, instantanée	δ_o (mm)	5
raideur de la pièce	k_w (N/m)	Calculée
raideur de la meule	k_s (N/m)	$32*10^9$
facteur d'amortissement de la pièce	c_w (N.s/m)	0.2
facteur d'amortissement de la meule	c_s (N.s/m)	$2.4*10^{-2}$

masse de la meule et de la broche	M (kg)	500
module de Young	E (GPa)	$210*10^{9}$
largeur de la meule	t_s (m)	$1*10^{-2}$
épaisseur de la pièce	t_w (m)	$6*10^{-2}$
rayon de la meule	R (mm)	$192*10^{-3}$
coefficient de proportionnalité de l'effort	K(-)	$10^{8.65}$
constante de proportionnalité de l'effort	μ (-)	1
effort de coupe initiale	$F_{c,o}$ (N)	calculé
vitesse de coupe	v_c (m/s)	30
vitesse périphérique de la pièce	v_w (m/min)	50

Tableau 8 : Données de simulation

2. 2 Profondeur de passe δ

Les figures suivantes représentent l'évolution du profil rectifié à l'image de δ (profondeur de passe instantanée) au cours du temps pour des valeurs de rigidité de la meule variant de 10^6 à 10^9 N/m. La simulation des modèles PFD et ME sont respectivement en bleue et verte.

Les oscillations représentées par δ sont de même allures pour les solutions des deux modèles de simulations. Il y a une différence notoire entre les formes enveloppes des deux résultats.

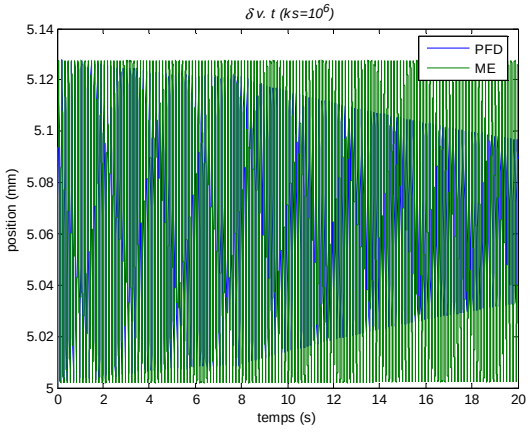


Figure 53 : δ en fonction de $k_s=10^6$N/m

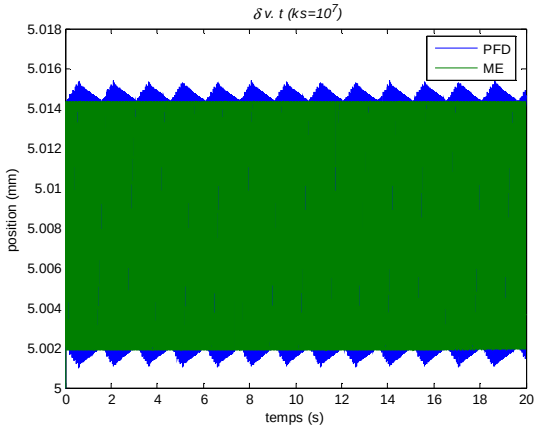


Figure 54 : δ en fonction de $k_s=10^7$N/m

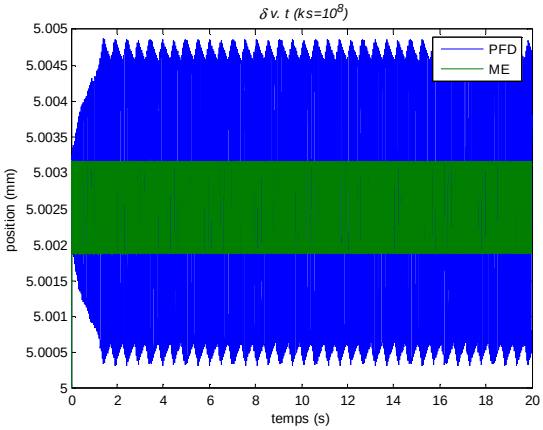


Figure 55 : δ en fonction de $k_s=10^8$N/m

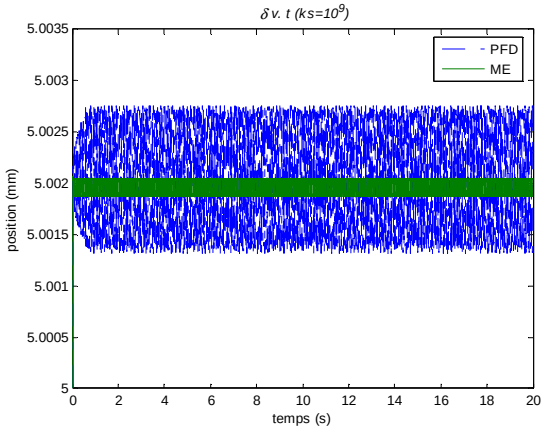


Figure 56 : δ en fonction de $k_s=10^9$N/m

L'équation définissant la profondeur de passe instantanée δ impose une variation par rapport à la profondeur de passe nominale. Cette évolution a pour conséquence une déflexion locale de la broche le long de la zone de contact, un écrasement de la meule. Les amplitudes de la variation de la profondeur de passe varient selon les raideurs et les amortissements de la pièce et de la meule, la masse du système broche / porte meule / meule. Plus la raideur de la meule est importante, plus la variation de δ est faible. Les résultats de la simulation par la ME gardent une moyenne constante autour de 5,002 mm (avec une amplitude de l'ordre du 1/10 µm), alors que la solution du PFD a une amplitude de 1,4 µm qui varie aussi avec le temps autour de la même position. En dépit de cela, les amplitudes des oscillations sont étroitement bornées pour δ variant entre 5,0013 et 5,0027 mm avec une moyenne autour de 5,002 mm.

La différence entre la profondeur de passe programmée et celle obtenue par les modèles de simulation varie de quelques 1/10 µm. Ce constat conforte la déflexion de la broche et l'écrasement de la meule. Les résultats de simulation issus des deux systèmes d'équations définissant la profondeur de passe instantanée élucident des allures de courbes analogues mais à des amplitudes différentes. Cette différence d'amplitude exprime une prise en compte de la réalité du procédé de rectification plane passe profonde (nature de la longueur de contact) par la méthode énergétique.

La différence entre les deux prévisions est légèrement atténuée par l'échelle des débattements : $5x10^{-8}$ mm. Par conséquent, le comportement de y_A affecte à peine la profondeur de passe. La solution numérique prévoit que le point A se déplacera vers le haut prenant en compte ainsi la déflexion de la broche et l'écrasement de la meule lors de l'entrée en contact de la meule avec la pièce. Les efforts de rectification devraient toujours agir en bas sur le point A.

2. 3 Comparaison entre Interface Simulink et Matlab

Nous avons constaté que les résultats de simulation issus de Simulink et Matlab présentent des allures différentes autour d'une même moyenne pour chaque système d'équations considéré, en ayant le même jeu des valeurs pour la raideur de la meule. Cette réflexion permet de valider des résultats de simulation en fonction des outils logiciels en vue des simulations du système POM. En effet l'interface Simulink garantit des résultats en temps réel, pour les mêmes modèles de simulation que nous avons programmé sur Matlab (annexe : programme Matlab).

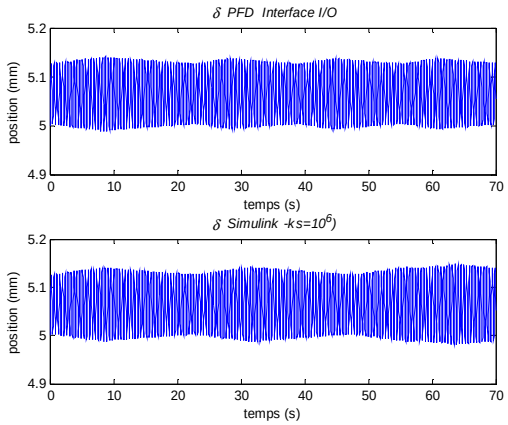


Figure 57 : Comparaison pour $k_s=10^6 N/m$

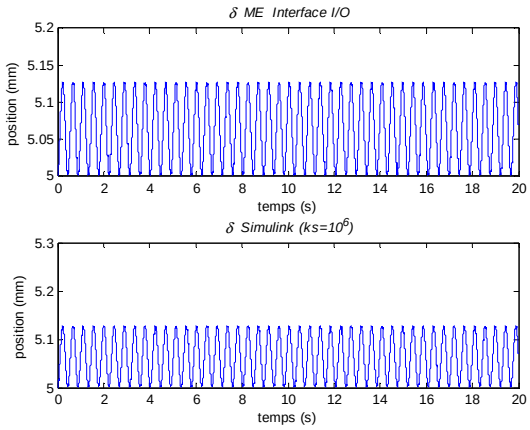


Figure 58 : Comparaison pour $k_s=10^7 N/m$

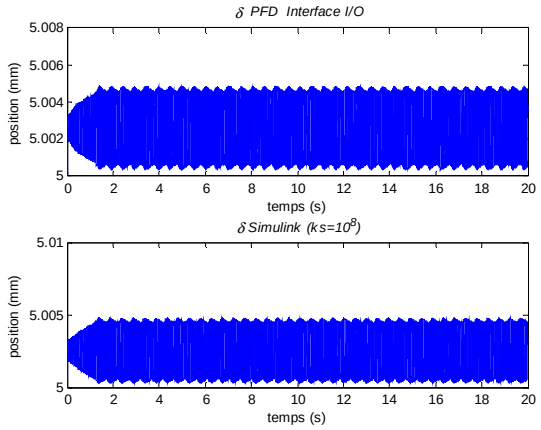


Figure 59 : Comparaison pour $k_s=10^8 N/m$

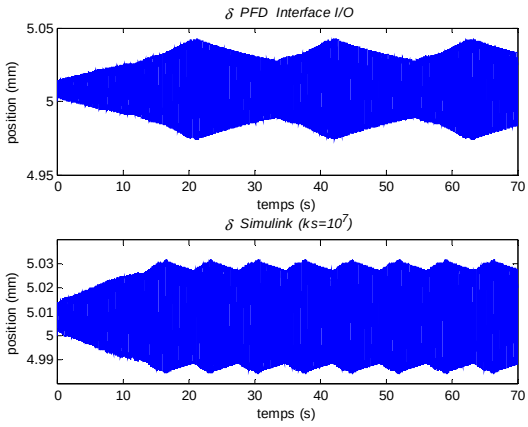


Figure 60 : Comparaison pour $k_s=10^6 N/m$

Pour une même raideur de meule faible ($k_s= 10^6$ N/m) nous constatons que les allures de la profondeur de passe δ résultant de la simulation Matlab (interface I/O) et Simulink sont analogues. Il existe tout de même une différence d'amplitude entre les modèles Simulink et Matlab provenant de la modélisation par la ME (figure 58). Le temps de traitement par Simulink est plus rapide que par Matalb [102].

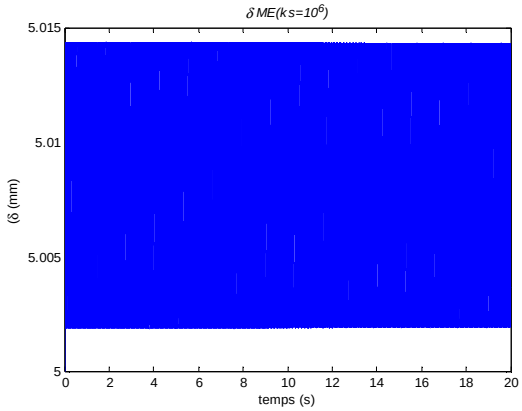


Figure 61 : Amplitude de δ pour $k_s=10^6$N/m

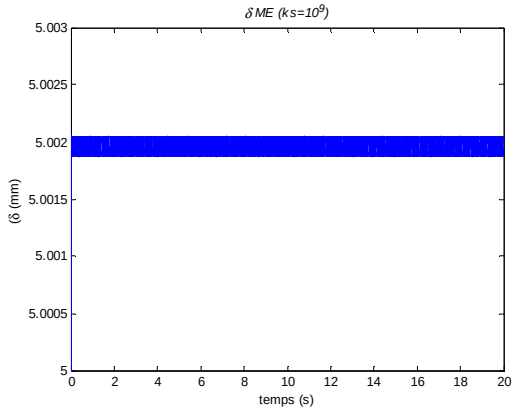


Figure 62 : Amplitude de δ pour $k_s=10^9$N/m

Les figures ci-dessus permettent de certifier que la modélisation par la ME fournit des résultats plus réalistes (faibles amplitudes de la profondeur de passe instantanée). Les simulations sur Matlab étalent une variation d'amplitude largement supérieure au 1/10µm pour une position moyenne de 5.002 mm)

2. 4 Stabilité de la profondeur simulée

Les résultats (figures 63 et 64) exposent la stabilité des simulations du système d'équations (PFD et ME) sur une période de 70 secondes. Le système ne semble pas converger vers une valeur unique finie, ni diverger lorsque le temps tend vers l'infini. Ceci implique que le système est stable. Il est intéressant de noter que la variation d'amplitude ne semble avoir aucune périodicité de second degré.

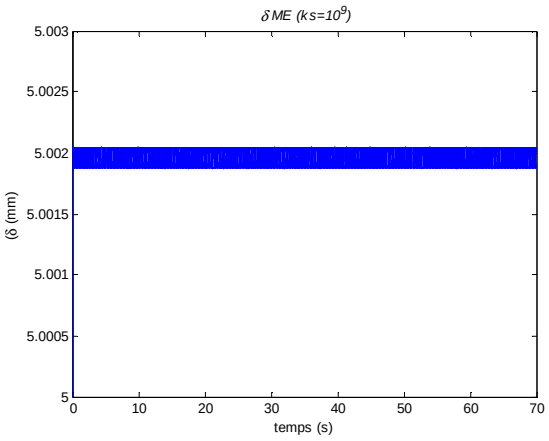


Figure 63 : ME $k_s=10^9$N/m

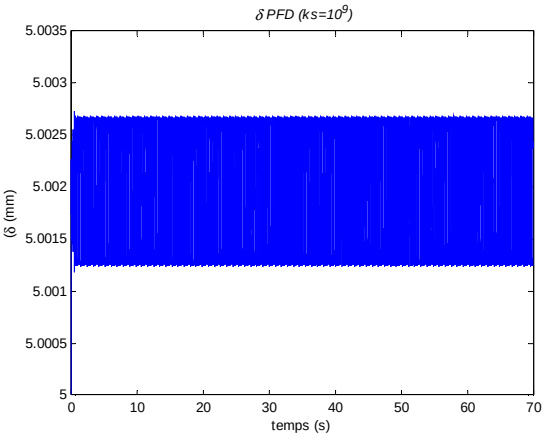


Figure 64 : PFD $k_s=10^9$N/m

Résultats de la profondeur de passe δ

2. 5 Précision

Il est important de considérer les valeurs prédites de la profondeur de passe dans le contexte de la profondeur de passe nominale pour évaluer l'erreur en terme de pourcentage. Par conséquent, les calculs de $(\delta - \delta_o)/\delta_o$ ont été effectués pour des simulations durant 20 secondes pour des valeurs de raideurs identiques aux précédentes. Nous avons évalué la précision à la fois pour les modèles de simulation issus du PFD et de la ME.

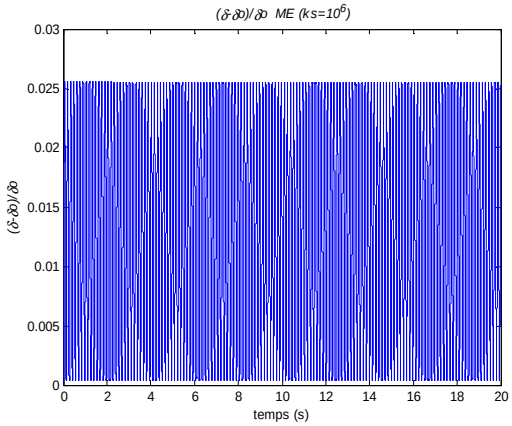


Figure 65 : Précision de δME (k_s=10^6N/m)

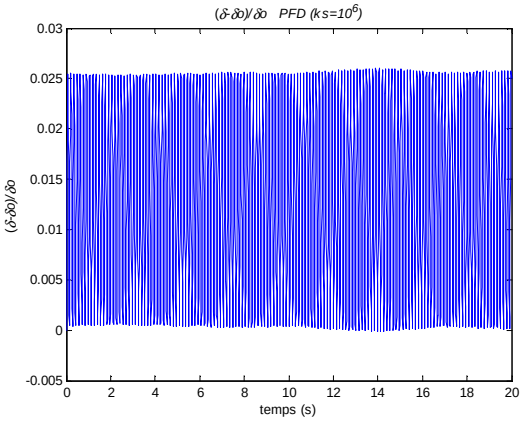


Figure 66 : Précision de δPFD (k_s=10^6N/m)

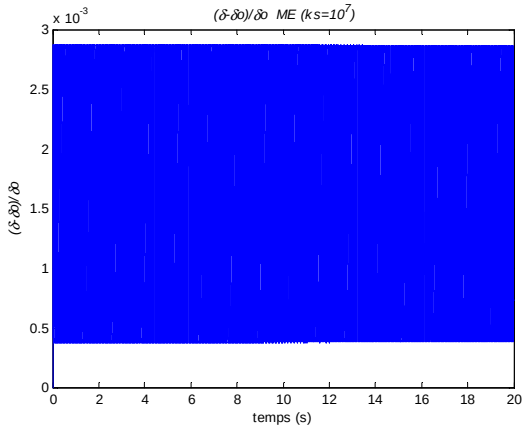


Figure 67 : Précision de δME (k_s=10^7N/m)

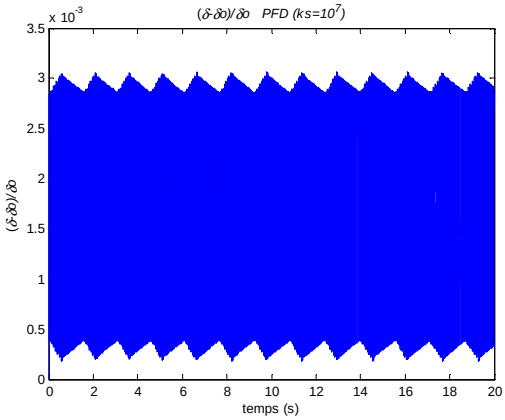


Figure 68 : Précision de δPFD (k_s=10^7N/m)

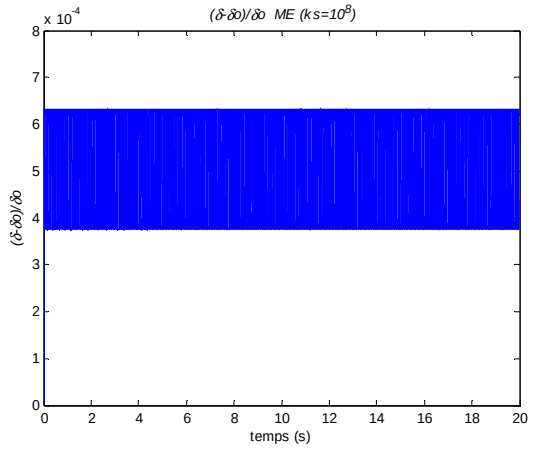


Figure 69 : Précision de δME ($k_s=10^8$N/m)

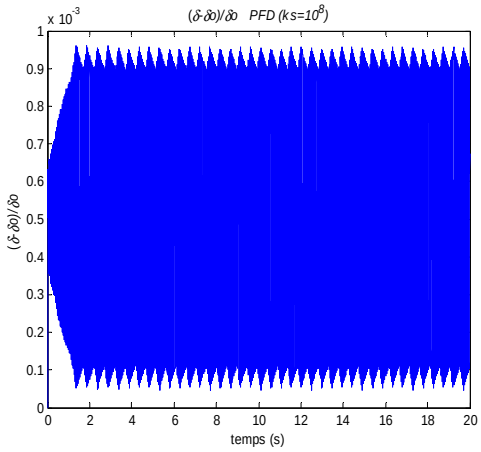


Figure 70 : Précision de δPFD ($k_s=10^8$N/m)

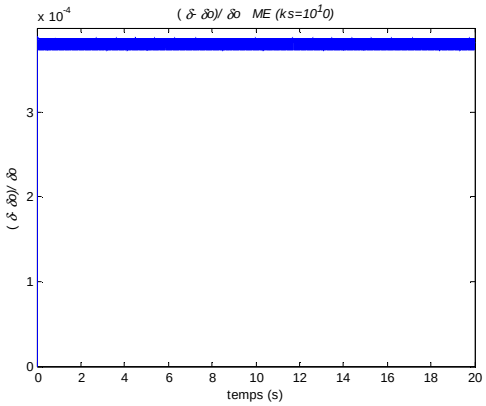


Figure 71 : Précision de δME ($k_s=10^9$N/m)

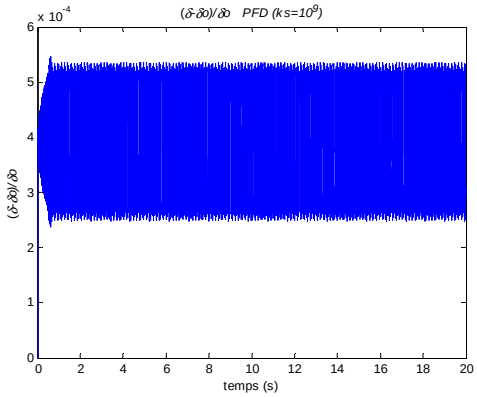


Figure 72 : Précision de δPFD ($k_s=10^9$N/m)

Le tableau ci après représente la synthèse des valeurs de l'erreur en pourcentage.

Raideurs (ks)	Précision sur ME (%)	Précision sur PFD (%)
10^6	2,5	2,5
10^7	0,28	0,3
10^8	0,06	0,1
10^9	0,04	0,05

Tableau 9 : Précision de la raideur de broche (k_s) par les systèmes ME et PFD

Le calcul de la précision confirme que plus la raideur augmente, plus la profondeur de passe se stabilise, confirmant les résultats des paragraphes précédents. La qualité des surfaces rectifiées est bien fonction du niveau de raideur de l'outil meule en rectification passe profonde.

Sur l'ensemble des résultats obtenus, les simulations par la ME montrent une meilleure précision que celles du PFD, confirmant de nouveau la prise en compte de la longueur de contact dans le modèle de simulation de la ME.

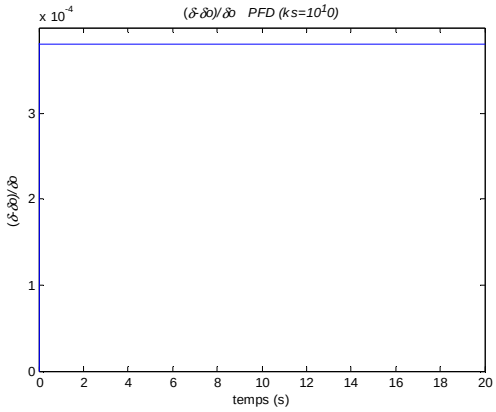


Figure 73 : *Précision de δPFD ($k_s=10^{10}N/m$)*

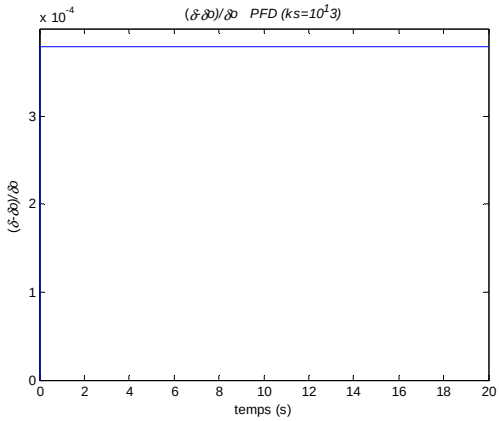


Figure 74 : Précision de δPFD($k_s=10^{13}N/m$)

A partir de raideurs supérieures aux raideurs nominales (figure ci dessus), nous commençons à atteindre la limite de l'outil numérique (erreur relative et résolution numérique).

2. 6 Bilan

L'erreur relative à la profondeur de passe nominale de l'ordre de 0,04% est globalement correcte pour nos paramètres originaux de simulation. Nous avons suggéré que notre valeur estimée pour la rigidité de la broche ait été proche des valeurs de rigidité de rectifieuses couramment utilisées [17] [18]. Des simulations avec des valeurs moins importantes de la rigidité de la broche ont montré une augmentation de l'amplitude vibratoire du système et un pourcentage d'erreur plus conséquents.

3. FACTEURS INFLUENTS ET INTERACTIONS DES PARAMETRES DES MODELES

3. 1 . Hypothèses et remarques

En rectification plane passe profonde, la qualité des profils obtenus est fortement influencé par le contact meule / pièce, lequel est défini par le paramètre longueur de contact. Le comportement dynamique des broches en rectification est étudié et compris. De nombreux travaux portent sur la modélisation des composants de la broche [17] [18]. Bien que la qualité des surfaces rectifiées dépend en partie du comportement dynamique de la broche, notre intérêt porte sur l'interaction meule / pièce. En conséquence, les caractéristiques dynamiques de ce constituant seront prises en compte dans notre travail.

Nous étudierons les facteurs influents et les interactions des paramètres de simulation des modèles PFD et ME ; ne seront analysés que les résultats de la simulation de la méthode PFD. L'ensemble des résultats des deux modèles se trouve en annexe.

3. 2 Méthodologie

Pour étudier les facteurs influents et les interactions des paramètres des modèles, nous avons proposé d'utiliser la méthode des plans d'expériences. Notre choix est porté sur la méthode des plans d'expériences factoriels à 5 facteurs à 2 niveaux. Quelques soient les procédés en usinage et en particulier en rectification, nous avons observé que l'évolution de certains facteurs ne sont pas linéaires. Néanmoins, dans une première approche, nous allons considérer que la variation entre deux niveaux reste linéaire pour un même facteur.

Les facteurs étudiés et leurs niveaux sont représentés par le tableau ci après.

Facteur	Niveau 1	Niveau 2
k_w (10^5 N/m)	1,5	150
k_s (10^8 N/m)	3,2	320
c_w (N.s/m)	0,02	0,2
c_s (N.s/m)	0,024	0,24
m (kg)	10	1000

Tableau 10 : Facteurs étudiés

La réponse étudiée est évidement la qualité du profil rectifié qui est le résultat de l'analyse des simulations pour chaque modèle. L'image du profil correspond à la variation et l'amplitude de la profondeur de passe instantanée. Pour traduire la qualité du profil, nous avons répertorié les valeurs moyennes et les amplitudes de ces variations de la profondeur de passe ainsi que l'allure de la courbe (variable ou constante). Seules les variations de profondeur (variable quantitative) ont été utilisées pour réaliser le plan.

3. 3 Résultats et commentaires

Les figures ci après évoquent des exemples de simulation qui permettent de renseigner les valeurs de réponses au plan pour les lignes 1 et 2.

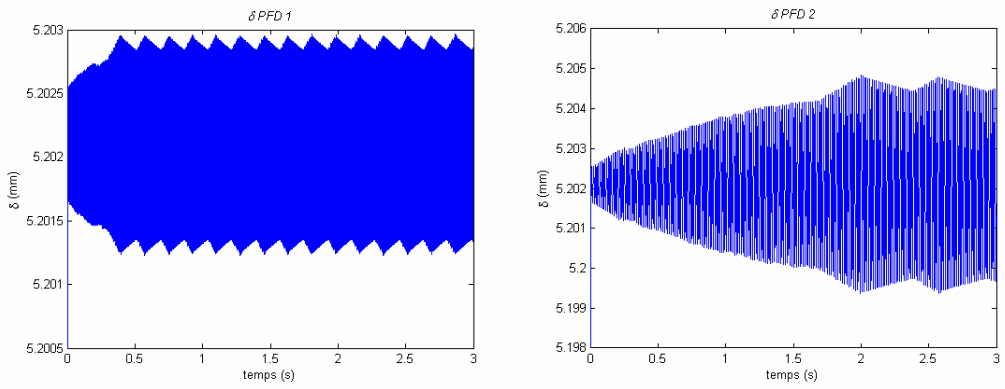


Figure 75 : Réponses de la moyenne des lignes de plan 1 et 2

Par exemple, pour les deux premières lignes du plan d'expérience (voir tableau 11), nous identifions les valeurs moyennes et l'amplitude du profil rectifié, ainsi que l'allure qui est constante pour la première et variable pour la seconde. Concernant la réponse relative au profil, nous l'identifions par ces deux informations, la moyenne et l'amplitude des oscillations. L'ensemble des courbes est en annexe.

Les résultats du plan d'expériences sont présentés sous forme de tableau (tableau ci après).

Facteurs	**Moyenne (mm)**	Amplitude (µm)	Profil	Qualité Profil
L 1	**5,20205**	1,700	constante	3
L 2	**5,20215**	5,300	variable	2
L 3	**5,20205**	1,700	constante	3
L 4	**5,20215**	5,300	variable	2
L 5	**5,20205**	1,700	constante	3
L 6	**5,20215**	5,300	variable	2
L 7	**5,20205**	1,700	constante	3
L 8	**5,20215**	5,300	variable	2
L 9	**5,00230**	1,600	constante	4
L 10	**5,00145**	6,900	variable	1
L 11	**5,00145**	6,900	variable	1
L 12	**5,00145**	6,900	variable	1
L 13	**5,00230**	1,600	constante	4
L 14	**5,00145**	6,900	variable	1
L 15	**5,00230**	1,600	constante	4
L 16	**5,00145**	6,900	variable	1
L 17	**5,20165**	0,160	constante	5
L 18	**5,20017**	0,000	constante	7
L 19	**5,20017**	0,000	constante	7
L 20	**5,20016**	0,000	constante	7
L 21	**5,20165**	0,160	constante	5
L 22	**5,20016**	0,000	constante	7
L 23	**5,20165**	0,160	constante	5
L 24	**5,20016**	0,000	constante	7
L 25	**5,00190**	0,160	constante	5
L 26	**5,00190**	0,000	constante	7
L 27	**5,00190**	0,160	constante	5
L 28	**5,00190**	0,000	constante	7
L 29	**5,20019**	0,016	constante	6
L 30	**5,20019**	0,000	constante	7
L 31	**5,20019**	0,016	constante	6
L 32	**5,20019**	0,000	constante	7
Moyenne	**5,12641**	2,129		
Ecart type	**0,09806**	**2,69238**		

Tableau 11 : Tableau des réponses

Nous avons classifié les résultats de moyennes et amplitudes et leurs qualités associées par des chiffres de 1 à 7 allant dans le sens croissant de la qualité du profil obtenu.

D'abord, nous présentons l'évolution de la moyenne puis celle de l'amplitude pour chaque ligne du plan, ainsi que la variation des facteurs et de leurs interactions.

3.3.1. Evolution de la moyenne

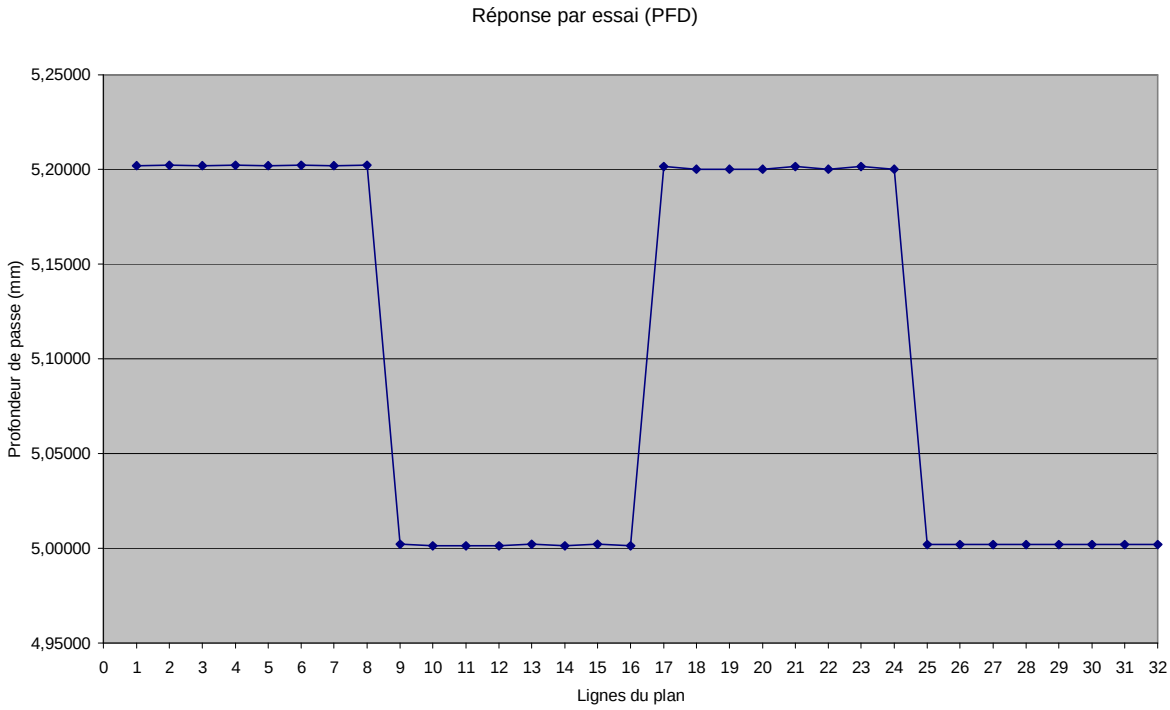


Figure 76 : Réponse de la moyenne

Sur la réponse de la moyenne, nous observons 2 niveaux de la profondeur de passe de valeurs respectives 5,202 et 5,002 mm. Ces deux niveaux sont répartis sur 4 groupes de lignes d'essais allant :

- lignes1 à 8 et ligne 17 à 24, pour la valeur de 5,202 ;
- lignes 9 à 16 et de ligne 25 à 32 pour la valeur de 5,002.

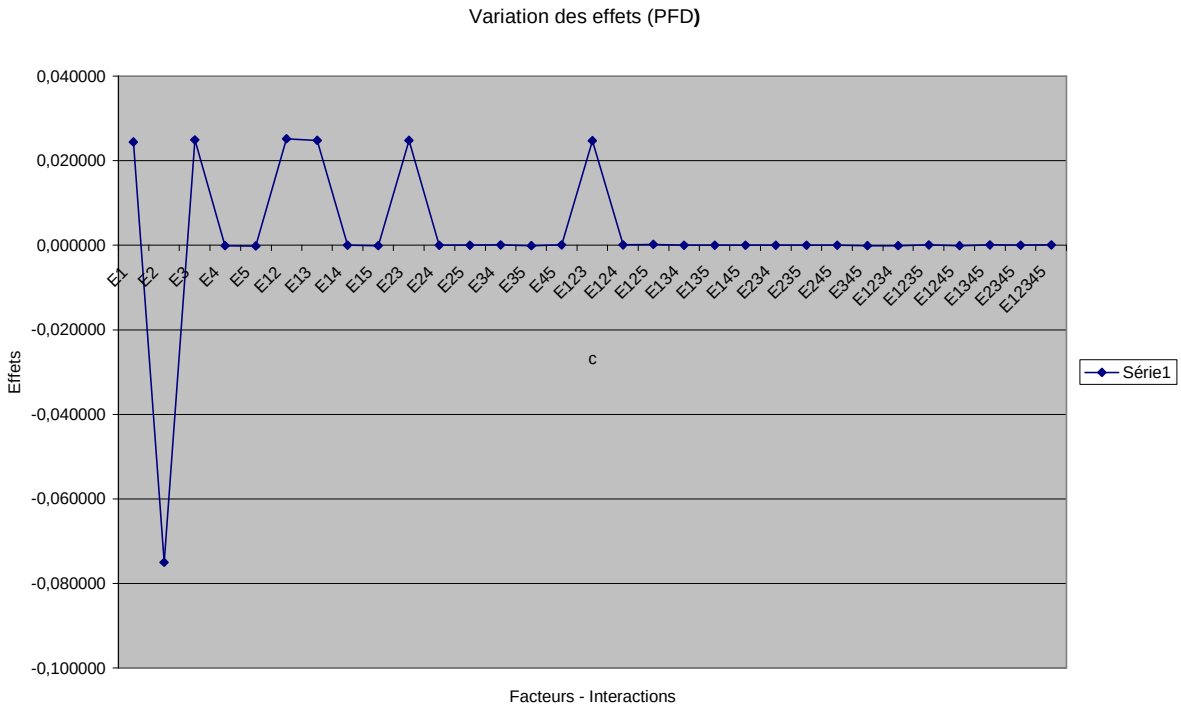


Figure 77 : Variation des effets de la moyenne

Ce graphique ci-dessus interprète la variation des effets des facteurs et des interactions sur la moyenne, les références E1 à E5 correspondent aux effets des facteurs (k_w=E1 ; k_s =E2 ; c_w =E3 ; c_w=E4 ; m=E5). Les interactions de niveau 2 correspondent de E12 (interaction des facteurs 1 et 2) à E45 (interaction des facteurs 4 et 5). E123 à E345 relatent les interactions d'ordre 3, et respectivement E1234 à E2345, E12345 celles d'ordre 4 et d'ordre 5.

Les effets des facteurs E4 (c_w) et E5 (m) sont négligeables devant les effets des facteurs E1 (k_w) , E2 (k_s) et E3 (c_w) influençant sur la réponse. Ainsi, nous nous apercevons que les interactions d'ordre 2 (E12, E13 et E23) les plus influents sont celles issues de ces trois facteurs (E1, E2, E3), les autres étant négligeables. Les interactions d'ordre supérieures à 2 sont négligeables sauf celle de E123 regroupant les 3 effets influents.

3.3.2. Evolution de l'amplitude

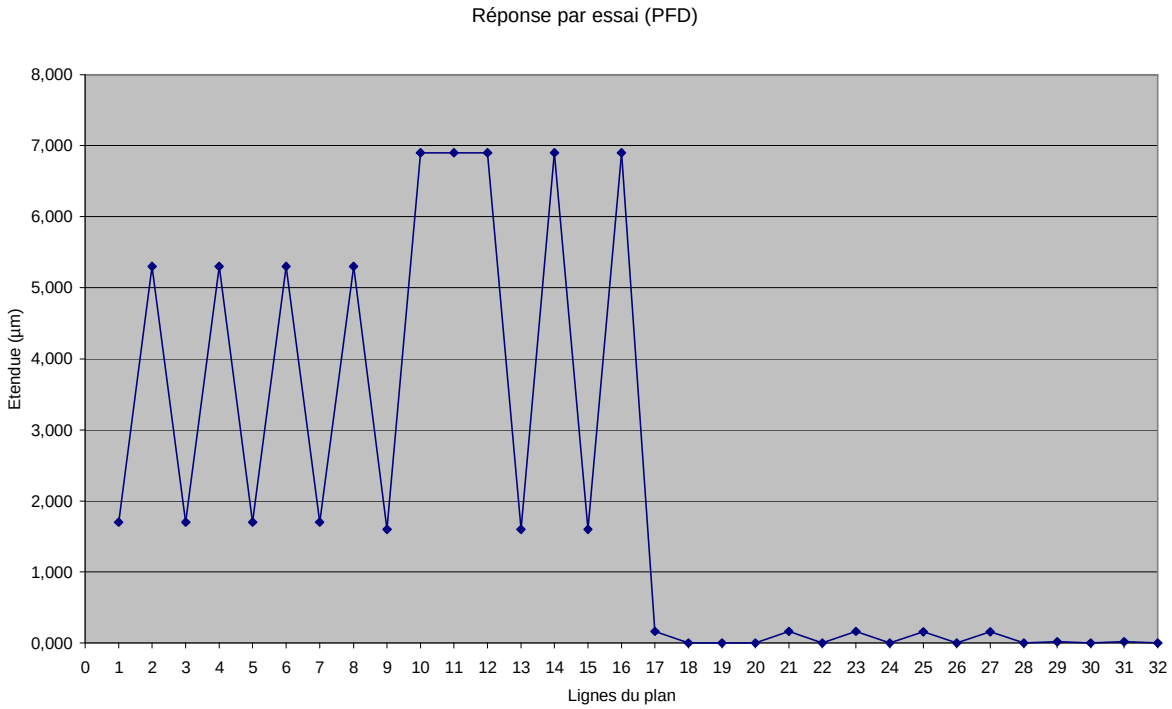


Figure 78 : Réponse de l'amplitude

Sur la réponse de l'amplitude, nous observons 4 niveaux d'amplitude de valeurs respectives 6,9 ; 5,3 ; 1,7 ; et proche de 0 µm. La répartition de ces valeurs sont :

- Lignes 10, 11, 12, 14 et 16 pour la valeur de 6,9µm,
- lignes 2, 4, 6 et 8pour la valeur de 5,3 µm,
- lignes 1, 3, 5, 7, 9, 13, et 15 pour 1,7 µm,
- lignes de 17 à 32 pour les valeurs allant de 0 à 0,16 µm.

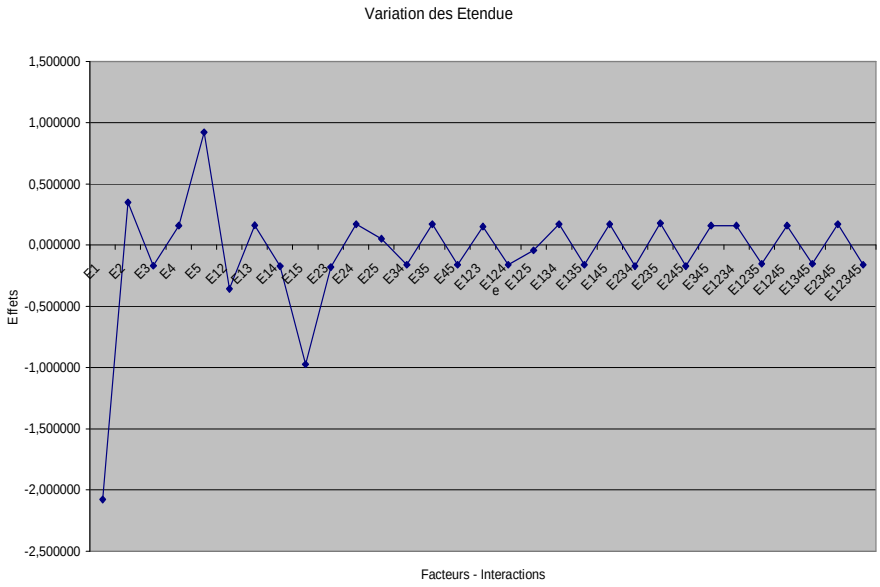


Figure 79 : Variation des effets de l'amplitude

Ce graphique ci-dessus traduit la variation des effets des facteurs et des interactions sur l'amplitude.

Les effets des facteurs E3 (c_w) et E4 (c_s) sont négligeables devant ceux des facteurs E1 (k_w), E2 (k_s) et E5 (m) qui influent sur la réponse de l'amplitude. Ainsi, nous nous apercevons que les interactions d'ordre 2 (E12 et E15) les plus influents sont celles issues de ces trois facteurs (E1, E2 et E5), les autres étant peu significatives. Les interactions d'ordre supérieures à 2 sont aussi négligeables.

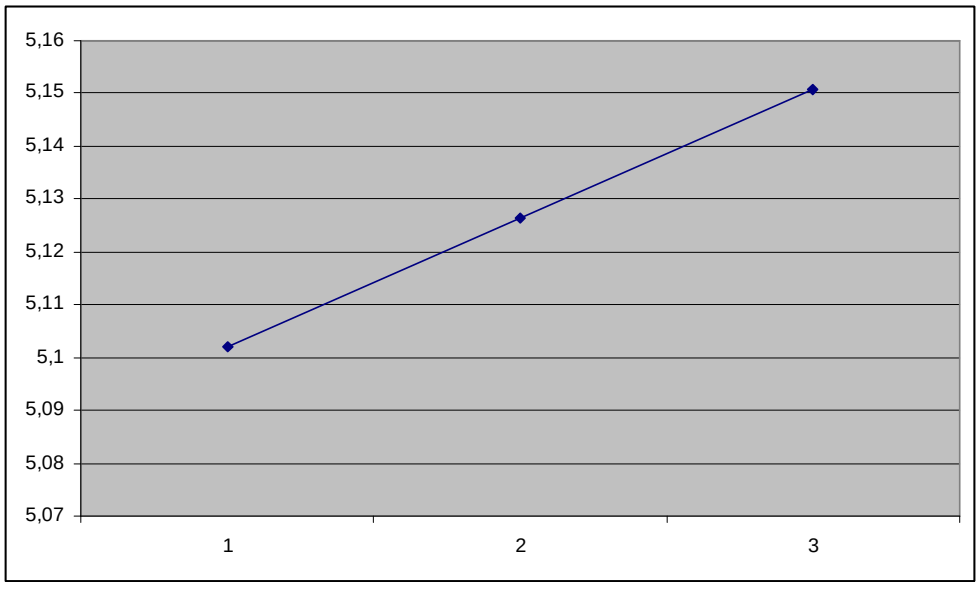


Figure 80 :Effet de E1 (kw)

3.3.3. Interactions et Bilan

La figure 80 relate l'effet d'un facteur à deux niveaux (bas et haut), en particulier l'effet de la raideur de la pièce (E1) sur la variation moyenne de la profondeur de passe réelle par rapport à la profondeur de passe nominale (5mm). Pour chaque facteur et interaction, une interprétation est proposée. Par exemple, la figure 80 traduit l'augmentation de la variation moyenne de la profondeur de passe réelle dans le même sens que celle de la raideur de la pièce. Le volume de matière enlevée est donc plus faible compte tenu du comportement de la pièce qui devient de plus en plus rigide.

Nous effectuerons l'analyse pour chaque facteur et interaction dans les graphes suivants (figure 81).

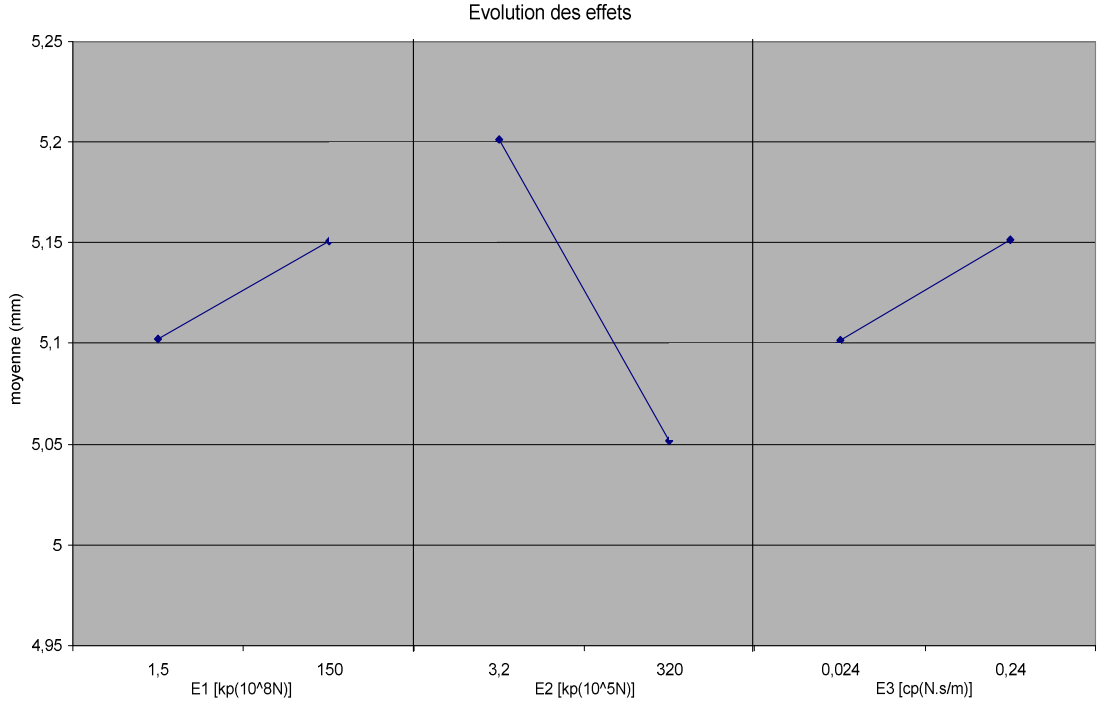


Figure 81 : Effets sur la moyenne

Sur ce graphique nous regroupons les 3 effets influents (E1, E2 et E3) sur la moyenne de la profondeur de passe réelle. Sur la courbe du milieu, nous observons la diminution de la moyenne de la profondeur de passe réelle dans le sens croissant de la raideur de la meule, soit 150 µm entre les deux niveaux. Le volume de matière enlevée est donc plus important compte tenu du comportement de la meule qui devient de plus en plus rigide. De même, nous remarquons sur la courbe de gauche l'augmentation de la moyenne de la profondeur de passe réelle dans le même sens celle de la raideur de la pièce.

Les caractéristiques de la pièce (raideur et amortissement) ont une influence dans le même sens, soit un effet de 50 µm entre les deux niveaux.

De ces constats, nous nous apercevons que la raideur de la meule reste le paramètre le plus influent de ces trois facteurs sur la variation moyenne de la profondeur de passe. Son influence est de l'ordre de trois fois supérieure comparée aux deux autres.

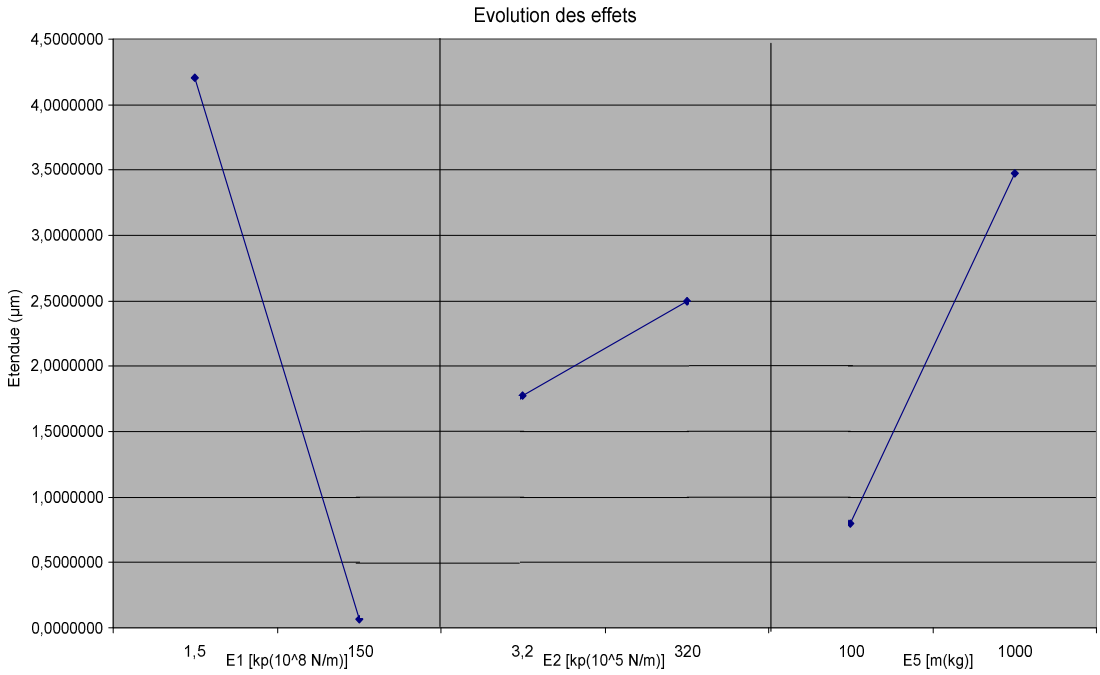


Figure 82 : Effets sur l'amplitude

Sur ce graphique (figure 79) nous regroupons les 3 effets influents (E1, E2, E5) sur l'amplitude de la profondeur moyenne de passe réelle. Nous observons respectivement les effets de la raideur de la pièce (E1), de la raideur de la meule (E2) et de la masse du système broche / porte meule / meule (E5).

Sur la courbe de gauche, nous observons la diminution de l'amplitude de la profondeur de passe réelle dans le sens croissant de la raideur de la pièce de l'ordre de 2,75 µm. Le volume de matière enlevée est donc moins important compte tenu du comportement de la pièce qui devient de plus en plus rigide. De même, nous remarquons pour la masse (E5) la même tendance que celle de la raideur de pièce. Par contre sur la courbe du milieu, nous observons l'augmentation de l'amplitude de la profondeur de passe réelle dans le même sens celle de la raideur de la meule.

De ce fait, nous nous apercevons que la raideur de la pièce reste le paramètre le plus influent de ces trois facteurs sur l'amplitude de la profondeur de passe avec une influence de 4,25 µm. Son influence est respectivement de l'ordre de 5 et 1,5 fois comparée à celles de la raideur de la meule et de la masse.

3. 4 Conclusion

Un modèle de simulation du procédé de rectification passe profonde en vue de prédire le profil rectifié a été développé. Nous avons modélisé le procédé de rectification par deux méthodes, l'une relative au principe fondamental de la dynamique (PFD) et l'autre utilisant la méthode énergétique (ME). A l'issue de cette modélisation nous avons simulé les équations de chacun des systèmes sur le logiciel Matlab / Simulink. Nous avons proposé une évaluation des deux modélisations en vue d'évaluer la stabilité, la précision de chacune des réponses. Tout particulièrement nous avons évalué les deux outils de simulation (Matlab / Simulink).

Suite aux résultats obtenus, nous pouvons dire que la modélisation de la ME semble plus performante que celle du PFD, du fait qu'elle prenne mieux en compte la modélisation du comportement du système POM. Nous avons remarquer que les outils de simulation (Matlab / Simulink) limitent nos investigations, du fait des contraintes de résolution numériques.

Cependant les interfaces graphiques intuitives de Simulink permettent facilement l'extension de nouveaux modèles pour de prochaines investigations.

En vue d'évaluer les interactions entres les paramètres des modèles de simulation, nous avons proposé d'employer la méthodologie des plans d'expériences pour la moyenne de la profondeur de passe et son amplitude. Nous avons opté dans un premier temps d'effectuer un plan à 5 facteurs deux niveaux. A cette issue nous avons identifié les facteurs influents qui sont :

- les raideurs de la pièce (E1) et de la meule (E2) et l'amortissement de la pièce (E3) pour la moyenne de la profondeur de passe,
- les raideurs de la pièce (E1) et de la meule (E2) et la masse du système broche / porte meule / meule (E5) pour l'amplitude de la profondeur de passe.

Ainsi les raideurs de la pièce et de la meule sont influentes sur les deux paramètres étudiés (moyenne de la profondeur de passe et son amplitude), avec l'effet de la pièce plus accentué sur l'amplitude de la profondeur de passe, alors que l'effet de la meule est plus présente sur la moyenne. L'amortissement de la pièce a sensiblement la même influence que la raideur sur la moyenne de la profondeur de passe, alors que la masse du système broche / porte meule / meule agit plus sur l'amplitude de la profondeur de passe mais en sens inverse à la raideur de la pièce. Ce qui de nouveau illustre bien la relation classique entre la raideur et la masse par la vitesse angulaire.

En outre un intérêt sera porté sur les solutions analytiques des systèmes d'équations différentielles, afin de prolonger le modèle de Matlab / Simulink existant à différents types de comportement de rectification.

Chapitre 5 :

CONCLUSION GENERALE

CONCLUSION GENERALE

La rectification est un procédé d'une importance grandissante vis-à-vis des exigences élevées de la qualité des pièces. Ainsi, les procédés de rectification doivent être planifiés avec la fiabilité à l'avance d'assurer leurs reproductibilités par l'emploi de modèles (épaisseur de copeau, topographie, effort de coupe, surface rectifiée) fiables.

Devant cette nécessité, la compréhension du comportement dynamique du système Pièce / Outil / Machine (POM) s'avère primordiale au regard de la faible quantité d'articles présents dans la littérature et particulièrement portant sur l'ondulation de la surface rectifiée.

C'est ainsi et devant le coût très élevé des campagnes d'essais réalisées lors de l'étude du procédé de rectification, que nous avons conduit notre sujet de recherche sur la prédiction du domaine favorable et du profil rectifié en fonction des caractéristiques mécaniques du systèmes POM et des conditions opératoires en rectification plane passe profonde.

Dans un premier temps nous avons établi et montré l'importance de la prédiction du domaine stable de fonctionnement en rectification plane, en mettant en application à la rectification plane la théorie des lobes de stabilité en usinage conçue par Tobias. L'accent est mis sur l'identification de l'influence de chacun des paramètres (masse, raideurs dynamique et statique, amortissements dynamique et statique).

Les travaux abordent l'étude du comportement dynamique du système Pièce/Outil/Machine (POM) en rectification, en se focalisant sur l'influence des paramètres vibratoires sur la stabilité du système. Nous avons cherché dans ce contexte à déterminer le domaine stable de fonctionnement lors d'une opération de rectification plane. Pour ce faire, nous avons conçu un modèle basé sur la théorie des lobes de stabilité, permettant la prédiction du domaine stable de fonctionnement ; nécessaire pour l'obtention de surfaces rectifiées de qualité en fonction des conditions opératoires.

La particularité de la rectification provient d'une part de la nature de l'outil meule qui est à géométrie non définie contrairement à une fraise ou un outil à dresser et, d'autre part de

la qualité des composants de la structure de la rectifieuse (rigidité de broche, amortissement, masse).

De cette étude nous retenons que :

- l'influence des raideurs et des amortissements est quasi identique avec une accentuation du domaine stable pour les amortissements,
- le domaine de stabilité varie inversement avec la quantité de la masse (du système broche / porte meule / meule) qui est le premier facteur influent.

Et inversement, la masse du système POM a tendance à réduire le domaine stable ; plus la masse du système est importante, plus le domaine stable est réduit. Nous précisons aussi que les amortissements ont une influence négligeable sur la réponse globale du système.

Dans un second temps, l'étude du profil rectifié est réalisée sur la base d'un modèle géométrique du procédé de rectification plane passe profonde. D'abord l'évolution du profil est opérée sur la variation de la profondeur de passe, la stabilité et la précision. Ensuite nous avons mené une étude des facteurs influents et de leurs interactions sur le profil rectifié fini. C'est ainsi qu'une méthodologie des plans d'expérience est introduite avec 5 facteurs (raideurs de la pièce et de la meule, amortissements de la pièce et de la meule, masse du système broche / porte meule / meule) et 2 niveaux (minimum et maximum).

Pour réaliser cet objectif, un modèle de simulation du procédé de rectification en passe profonde en vue de prédire le profil rectifié a été développé. Nous avons modélisé le procédé de rectification par deux méthodes, l'une relative au principe fondamental de la dynamique (PFD) et l'autre utilisant la méthode énergétique (ME). Ainsi, nous avons simulé les équations de mouvement résultant de chacun des systèmes sous le logiciel Matlab / Simulink. Le choix de deux modèles est motivé par l'évaluation de la stabilité et de la précision de chacune des réponses du système issue des modèles. Ce faisant, après évaluation des deux outils de simulation, les influences mutuelles des paramètres sont étudiées en détail par la dite méthodologie des plans d'expériences (un plan à 5 facteurs et 2 niveaux).

Les résultats confirment une meilleure performance de la stabilité et de la précision pour la méthode ME que celle du PFD.

Les résultats retenus sont les raideurs des composants (pièce et meule) jouent une rôle déterminant aussi bien sur la moyenne de la profondeur de passe que sur l'amplitude, conditionnant de ce fait directement la stabilité du système POM. Les trois facteurs influents sur chacun des deux critères de qualité retenus (moyenne et son amplitude) sur le profil rectifié sont :

- les raideurs de la pièce (E1) et de la meule (E2) et l'amortissement de la pièce (E3) pour la profondeur moyenne
- les raideurs de la pièce (E1) et de la meule (E2) et la masse du système broche / porte meule / meule (E5) pour l'amplitude de la profondeur de passe.

L'effet de la meule est plus présent sur la moyenne de la profondeur de passe, tandis que l'effet de la pièce est plus accentué sur l'amplitude de la profondeur. L'amortissement de la pièce a sensiblement la même influence que la raideur sur la moyenne de la profondeur de passe, alors que la masse du système broche / porte meule / meule agit plus sur l'amplitude de la profondeur de passe mais en sens inverse à la raideur de la pièce. Ce qui de nouveau illustre bien la relation entre la raideur et la masse par la vitesse angulaire.

Cependant, nous remarquons que l'exploitation de la résolution numérique est contrainte par les outils de simulation (Matlab et Simulink), compte tenu des longs temps de calcul.

Ainsi lors de futurs travaux, nous pourrions tenir en compte d'autres paramètres tels que : un mouvement dans deux ou trois dimensions, une introduction de plus de composants de la machine, une représentation plus précise du comportement dynamique de la broche; des vibrations externes et broutement…

En outre un intérêt sera porté sur les solutions analytiques des systèmes d'équations différentielles, afin de proposer une prolongation du modèle (Matlab / Simulink) existant à différents types de comportement de rectification.

Dans les perspectives de cette étude, il peut naturellement aussi être abordée l'étude expérimentale en vue de déterminer l'influence de chaque paramètre faire une comparaison avec les résultats obtenus.

Il serait intéressant, dans cette étude expérimentale, outre l'influence des paramètres présents dans nos travaux, d'identifier les influences du lubrifiant, des conditions de dressage suivant le type de meule, mais aussi et surtout de la nature de la meule qui est prédéterminée jouer le rôle prépondérant sur la moyenne de la profondeur de passe dans notre étude.

Une simulation numérique avec contact broche/porte meule à l'aide d'éléments spécifiques (non linéaires) est à prévoir.

Il n'est pas exclu que des résonances parasites ou des surcharges aléatoires lors des survitesses et au passage des vitesses critiques au démarrage soient à l'origine des vibrations auto induites.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] Tobias, Machine tool vibration, 1965, London, Blakie & Son Ltd

[2] J. Tlusty, A Method of Analysis of Machine Tool Stability, Proc. 6th MTDR Conf., 1965, pp. 5-14

[3] S. Timoshenko, J.N. Goodier, Theory of elasticity, McGraw-Hill, New York, 1951

[4] Landberg, P.: Experiments on grinding. Microtecnic11 (1957), No1 p. 18

[5] Hahn, R. S.: Vibrations on flexible precision grinding spindles. Transactions ASME (1958), No 59 - A97.

[6] Hahn, R. S. On the theory of regenerative chatter in precision-grinding operations. Transactions ASME 76 (1954) p593.

[7] Doi, S.:An experimental study on chatter vibrations in grinding operations. Transactions ASME 80 (1958) p133.

[8] Petrers, J.: & Vanherck, P. : Un critère de stabilité dynamique pour machines-outils. Centre de recherches scientifiques et techniques de l'industrie des fabrications mécaniques. No13 (1962)

[9] Sweeney, G. & Tobias A.: An algebraic method for the determination of the dynamic stability of machine-tool. Proceedings of the international research in production engineering. Pittsburgh 1963 p 475 ASME , New York.

[10] R. Snoeys, D Brown, Dominating parameters in grinding. wheel and workpiece regenerative chatter, Adv. Mach. Tool Design, Pergamon Press, 1970, p325

[11] M.Weck, K. H. Sheiffer, Interaction of the dynamic behaviour between machine tools and cutting process in grinding, Annals of the CIRP, Vol 28/1, 1979, p 281

[12] J. Tlusty, F. Ismail, Basic non linearity in machining chatter, Annals of the CIRP, Vol 30/1, 1981, p299

[13] Andrew, Howes, Pearce, "Creep Feed Grinding", Holt Technology, 1985.

[14] S. T. Chiriacescu, Stability in the dynamic of metal cutting, 1990, Elsevier, Amsterdam.

[15] L. Minis, Improved methods for prediction chatter in turning, 1990, J. of Eng. for Industry, Vol 112 p 12

[16] H.K. Tonshoff, J. Peters, I. Inasaki, T. Paul, "Modelling and Simulation of Grinding Processes", Keynote Paper, CIRP Annals Vol 41 2/1992.

[17] F. Orynski, W. Pawlowski; "The mathematical description of dynamics of the cylindrical grinder", International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2002.

[18] M. Alfares, A. Elsharkawy, "Effect of grinding forces on the vibration of grinding machine spindle system", I J of Machine Tools & Manufacture, Vol 40, 2000, pp 2003-2030.

[19] Y. Altintas and E. Budak, Analytical Prediction of Chatter Stability Conditions for Multi-Degree of Systems in Milling. Part II: Applications, ASME J. Dyn. Syst., Meas., Control, 120, pp. 31–36, 1998

[20] M. Dièye, Influencing parameters of surface grinding on the vibratory level of the Workpiece/Tool/Machine system (WTM), 5nd IDMME'04. Bath-U K, 2004.

[21] Ref. ISO 2041 « Vibrations et chocs - Vocabulaire (Août 1990) »], NF E 90-001, NF E 90 002, NF E 90-xxx

[22] N. Tounsi, Modélisation du système pièce-outil-machine, du procédé de coupe et de leur interaction, Génie Mécanique, Thèse de doctorat de l'ENSAM, 1998

[23] L. Minis, E. Magrab, and I. Pandelidis, Improved Methods for the Prediction of Chatter in Turning, Part 3: A Generalized Linear theory, ASME Journal of Engineering FOR Industry, Vol. 112, February. 1990

[24] N. H. Hanna, and S. A. Tobias, The Non-Linear Dynamic Behavior of a Machine Tool Structure, Int. J. of MTDR, Vol. 9, Pergamon Press 1969

[25] L. Minis, E. Magrab, and I. Pandelidis, "Improved Methods for Prediction of Chatter in Turning, Part 1; Determination of Structural Response Parameters," ASME Journal OF Engineering for Industry February 1990

[26] H. Akaike, Some Problems in the Application of the Cross-spectral Method, Spectral Analysis of time Series (Harris, B. Ed.). Wiley. New York. 1967

[27] K. J. Aström, and P. Eykhoff, System Identification-A Survey, Automatica Vol. 7, 1971

[28] G. G. P. Box, and J. F. MacGregor, The Analysis of Closed Loop Dynamic Stochastic Systems, Technometrics, Vol. 16, 1974

[29] P. E. Gygax, Dynamics of Single Tooth Milling, Annals of the CIRP vol 28, 1, 1979

[30] K. Ogata, Modern Control Engineering. Prentice Hall. NJ, 1970

[31] M. Dièye et al, Modelling and Simulation in Creep Feed Grinding Process, AMST'05, Udine, Italy 2004

[32] Y. Altintas, Manufacturing Automation : Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design, Cambridge University Press, 2000

[33] Cutpro © Advanced Cutting Process Simulation Software-Milling Module, 1998, Manufacturing Automation Laboratories, Inc (http://www.malinc.com/)

[34] G.-F. Moraru, Etude du comportement du système "Pièce-Outil-Machine" en régime de coupe vibratoire, Génie Industriel, Thèse de doctorat de l'ENSAM, 2002.

[35] Ref these LPMM,

[36] K. Dekelbab, Modélisation et simulation du comportement dynamique de l'ensemble pièce-outil-machine en usinage par outil coupant, Génie Mécanique, thèse de doctorat de l'ENSAM, 1995

[37] J. B. J.-W. Hageman, Fundamentals of Grinding surface conditions of ground materials, PhD Thesis, University of Groningen, Netherlands, 2000

[38] G. Peigné, Etude et simulation des effets dynamiques de la coupe sur la stabilité de la coupe et la qualité géométrique de la surface usinée : application au fraisage de profil, Génie Mécanique , Thèse de doctorat de l'INPG, 2003

[39] I. Inasaki, R. Rentsch, , Molecular dynamics simulation for abrasive processes, CIRP Annals, vol. 43/1/94 pp. 327,

[40] J. S. Sexton, B.J.Stone, The Development of an Ultrahard Abrasive Grinding Wheel which Suppresses Chatter, Annals of the CIRP, 30/1:215- 218, 1981

[41] K. Steffens, H. Föllinger, A new approach for investigating dynamic effects in grinding, CIRP Annals, vol. 34/1 pp. 267-270 1985

[42] R. J. Baylis, B. J. Stone, The Build Up and Decay of Vibration During Grinding, Annals of the CIRP 32/1:265-268, 1983

[43] F. Hashimoto / D.B. De Bra , Modelling and optimization of vibratory finishing process, CIRP Annals, vol. 45/1/96 pp. 303,

[44] D.R. Allanson, S. Kelly, S. Terry, J.L. Moruzzi, W.B. Rowe, Coping with compliance in the control of grinding processes, Annals of the CIRP , 38/1/1989 p 311, 1989

[45] I. Inasaki, Grinding process simulation based on the wheel topography measurement, Annals of the CIRP, vol. 45/1/96 pp. 347, 1996

[46] I. Inasaki, Karpuschewski, M. Wehmeier, Grinding monitoring system based on power and acoustic emission sensors, Annals of the CIRP 49/1/2000,p. 235, 2000

[47] T. Oiwa and A. Kyusojin, Study of cylindrical grinding using ball and cone centers : static and dynamic characteristics of cone and ball centers systems, Journal of Precision Engineering, 17 : 34 - 40, 1995

[48] J. Verkerk, “Wheel wear and forces in surface grinding”, CIRP Annals Vol. 23/1, 1974, pp 81-86.

[49] E. Saljé, W. Hörsemann, M. Klyk, Grinding of cylindrical blanks with controlled workspeed, CIRP Annals, vol. 38/1/89 pp. 303-306 1989

[50] K. Yanagi, Y. Tsukada, R. Yamada / H. Yoshikawa, Surface topography assessment of high-precision coated abrasive tape and estimation of its machining performance, CIRP Annals, vol. 41/1/92 pp. 377, 1992

[51] K.J. Stout, P.J. Sullivan, The analysis of the three dimensional topography of the grinding process, CIRP Annals, vol. 38/1/89 pp. 545-548

[52] J. Verkerk, The influence of the dressing operation on productivity in precision grinding, CIRP Annals, vol. XXIX 1979

[53] J. Verkerk, Final Report concerning CIRP Cooperative Work in the Characterization of Grinding Wheel Topography. Annals of the CIRP 26/2, pp. 385-395, 1977

[54] norme ISO 3002

[55] K.V. Kumar, M.C. Shaw, A new method of characterizing grinding wheels, CIRP Annals, vol. 28/1/1979 pp. 205-208

[56] Taghi Tawakoli, High Efficiency Deep Grinding, Mechanical Enginering Publications Lt, London, 1990

[57] J. Rochet, Identification du domaine de fonctionnement en rectification plane et passe profonde, Génie Mécanique, thèse de doctorat de l’ENSAM, 2004

[58] I.D. Marinescu, B. Dimitrov, Z. Gheorghiu, A. Grigorescu and S. Enache, Some aspects concerning wear and tool life of diamond wheels, Annals of the CIRP, vol. 32/1/83 pp. 251, 1983

[59] L. Kegg, Industrial Problems in Grinding, Annals of the CIRP, vol 23/2, pp. 559-561, 1983

[60] J. Peklenik, R. Lane, M.C. Shaw, Comparison of static and dynamic hardness of grinding wheels, J. of Engineering for Industry, CIRP Annals, vol. 86 pp. 294-298 1964

[61] W. Lortz, W. König, Properties of cutting edges related to chip formation in grinding, Annals of the CIRP, vol. 24/1/1975 pp. 231-236, 1975

[62] W.Heuer, T.D. Howes, H.K. Tönshoff, Environmental aspects of grinding fluids, Annals of the CIRP, vol. 40/2/91 pp. 623-630, 1991

[63] König, W.; Yegenoglu, K.; Stukenholz, B.; "Lower grinding costs and better workpiece quality by high-performance grinding with CBN whells". Aachen Technical University. Superabrasives'85, 22-25 de april de 1985, Chicago, Illinois. p. 9-21 a 9-43

[64] G.S. Reichenbach, L. E. Mayer, S. Kalpakcioglu, M. C. Shaw, The Role of Chip Thickness in Grinding. Trans. ASME, 18 (I956), pp. 847-850

[65] S. Malkin, Grinding technology: theory and applications of machining with abrasives, chapter 4.6, Society of Manufacturing Engineers (SME), Michigan, 1989

[66] C. Chen, Y. Jung, I. lnasaki, Surface. Cylindrical and Internal Grinding of Advanced Ceramics. Grinding Fundamentals and Applications, Trans. ASME, 39 (1989). pp. 201-211Inasaki INAS89

[67] K. Ono, Analysis of the Grinding Force. Bulletin of the Japan Society of Grinding Engineers (l), pp. 19-22 ,1961
[68] R. P. Lindsay (1971) On the Metal Removal and Wheel Removal Parameters Surface Finish, Geometry and Thermal Damage in Precision Grinding, Ph.D. Thesis, Worcester Polytechnic Institute, Worcester, MA, 1971
[69] M.C. Shaw, A new wheel concept for high speeds, Abrasive engineering, pp. 16-18, 1971
[70] W. König, W. Werner, H. Schreitmüller, F. Sperling, M. Younis, A survey of the present state of the high speed grinding, vol. XVIV pp. 275-283, 1973
[71] J. Peters, A. Decneut, and. R. Snoeys, The Significance of Chip Thickness in Grinding, Annals of the CIRP, v 23, n 2, 1974, p 227-237, 1974
[72] Spur & Özhan (1984)
[73] E. Saljé , H. Möhlen, Fundamental dependencies upon contact lengths and results in grinding, vol. 35/1/86 pp. 249, 1986
[74] W. König, Adaptive control optimization of high efficiency external grinding - concept technological basics and application, vol. 23/1/74 pp. 101-102, 1974
[75] T.A. Nguyen, D.L. Butler, Simulation of precision grinding process, part 1:generation of the grinding wheel surface, , International Journal of Machine Tools & Manufacture 45, 1321–1328, 2005
[76] T.A. Nguyen, D.L. Butler, Simulation of surface grinding process, part 2: interaction of the abrasive grain with the workpiece, , International Journal of Machine Tools & Manufacture 45, 1329–133, 2005
[77] K. Sato, On the surface roughness in grinding, Technology Report of the Tohoku University, pp. 59-70, 1955.
[78] Yang (55)
[79] R.H. Brown, K. Saito, M.C. Shaw, Local elastic deflections in grinding, CIRP Annals, vol. XVIV pp. 105-113 1971
[80] A.A. Torrance, J.A. Badger, the relation between the traverse dressing of vitrified grinding wheel and their performance, Trinity College, Dublin, Ireland, 1998.
[81] T.G. Mathia, A. Rouquand, Approche predictive de l'abrasion à deux corps, Application à la rectification, Traitement mécanique et thermique des surfaces, pp.59-80, 1984.
[82] H. S. Qi, W. B. Rowe, B. Mills, Experimental investigation of contact behavior in grinding, Tribology Int. Vol 30, N° 4pp 283-294 - 1997
[83] Z.X. Zhou, C.A. Van Luttervelt, The real contact length between grinding wheel and workpiece : a new concept and a new measuring method, CIRP Annals, vol. 41/1/92 pp. 387,
[84] D.Y. Gu, J.G. Wager , Further evidence on the contact zone in surface grinding, CIRP Annals, vol. 39/1/90 pp. 349,
[85] E. Saljé , H. Möhlen, Fundamental dependencies upon contact lengths and results in grinding, CIRP Annals, vol. 35/1/86 pp. 249,
[86] D.Y. Gu, J.G. Wager , New evidence on the contact zone in grinding - contact length, sliding and cutting regions, CIRP Annals, vol. 37/1/88 pp. 335,
[87] D. P. Saini, J.G. Waeger, R.H. Brown, Pratical significance of contact deflection in grinding, CIRP Annals, vol. 31/1/82 pp. 215-219
[88] J. Verkerk / A.J. Pekelharing , The real contact length in cylindrical plunge grinding , CIRP Annals, vol. 24/1/1975 pp. 259-264
[89] D.P. Saini, J.G. Wager, Local contact deflections and forces in grinding, CIRP Annals, vol. 34/1 pp. 281-285 1985

[90] K.L. Johnson, Contact mechanics, Cambridge university press, Cambridge, 1985

[91] J.N. Brecker, R. Komanduri, M.C. Shaw, Evaluation of unbonded abrasive grains, CIRP Annals, vol. 22/2 pp. 219-225 1973

[92] H. Weule / W. Heversheim , Improved honing through process-control, CIRP Annals, vol. 37/1/88 pp. 339,

[93] F. Orynski, W. Pawlowski, The influence of grinding process on forced vibration damping in headstock of grinding wheel of cylindrical grinder, Int. J. Mach. Tools Manufact., vol. 39 pp. 229-235 1999

[94] H. Schulz, T. Herget, Simulation and measurement of transient cutting force signal in high-speed milling, Production Engineering, vol. 1/2 pp. 19-22 1994

[95] R. Rentsch, I. Inasaki, Investigation of surface integrity by molecular dynamics simulation, CIRP Annals, vol. 44/1/95 pp. 295,

[96] J. Vinolas, J. Biera, J. Nieto, J.I. Llorente / J. Vigneau , The use of an efficient and intuitive tool for the dynamic modelling of grinding processes, CIRP Annals, vol. 46/1/97 pp. 239,

[97] M.A. Davies, T.J. Burns, C.J. Evans, On the dynamics of chip formation in machining hard materials, CIRP Annals, vol. 46/1/97 pp. 25-30

[98] E. Saljé , M. Von See, Process-optimization in honing of automotive cylinders, CIRP Annals, vol. 36/1/87 pp. 235,

[99] H.K. Tönshoff, B. Karpuchewski, P. Andrae, A. Türich, Grinding performance of superhard abrasive wheels. Final report concerning CIRP cooperative work in STC G, CIRP Annals, vol. 47/2/98 pp. 723-732

[100] E. Salisbury, K. Vinod Domala, K.S. Moon, M.H. Miller, J.W. Sutherland, A three-dimensional model for the surface texture in surface grinding - Part 2 : grinding wheel surface texture model, J. of Manufacturing Science and Engineering, vol. 123, pp. 582-590, novembre 2001

[101] P.G. Werner, “Influence of work material on grinding forces”, CIRP Annals Vol 27/1, pp 243-248, 1978.

[102] M. Mokhtari, M., Abdelhalim , Apprendre et maîtriser MATLAB, Berlin : Springer 1997.

ANNEXES :

1. Glossaire page 135
2. Programme Matlab page 137
3. Résultats des vibrations de la broche page 145

Glossaire

Lorsqu'un système élastique, tel une poutre chargée, un arbre soumis à la torsion ou un ressort déformé est déplacé de son état d'équilibre par un choc ou une application brusque d'un effort additionnel, ou encore la suppression d'un effort existant, les efforts élastiques agissant sur le système dans son nouvel état, cessent d'être en équilibre avec les charges qui lui sont appliquées et le système entre en vibration. Un système élastique peut dans la généralité des cas vibrer sur des modes différents.

Par exemple une corde élastique ou une poutre, lorsqu'elles vibrent, peuvent affecter différentes formes suivant le nombre de nœuds qui se partagent la longueur de la pièce. Dans les cas les plus simples, un facteur suffit pour déterminer la forme du système en vibration. Un système de ce genre est appelé système à 1 degré de liberté (ddl).

Déformation élastique : $\delta_{elast} = \frac{P}{k}$

$F = P + kx$

Newton : $\sum \vec{F}_{ext} = m\vec{a}$

$mx'' = P - (P + kx)$

Si : $p^2 = \frac{kg}{P} = \frac{g}{\delta_{elast}}$

Equation différentielle : $x'' + p^2 x = 0$

Solutions $x = C_1 \cos(pt) + C_2 \sin(pt)$

$p(\tau + t) - p(t) = 2\pi \Rightarrow \tau$: période de vibration

$$p(\tau + t) - p(t) = 2\pi \Rightarrow \tau = \frac{2\pi}{P} = 2\pi\sqrt{\frac{P}{kg}} = 2\pi\sqrt{\frac{\delta_{elast}}{g}}$$

La période de vibration ne dépend pas des valeurs du poids P et de la raideur k, elle est absolument indépendante de l'amplitude des oscillations.

Le nombre de périodes par unités de temps s'appelle la fréquence de la vibration.

$$p(\tau + t) - p(t) = 2\pi \Rightarrow f = \frac{1}{\tau} = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{g}{\delta_{elast}}}$$

L'équation du mouvement d'un système libre peut se mettre sous la forme :

$$m\frac{d^2x}{dt^2}+c\frac{dx}{dt}+kx=0$$

{m=masse ; c=amortissement visqueux, k=raideur, x=déplacement par rapport à la position d'équilibre}

On définit :

- la fréquence naturelle ou fréquence propre du système conservatif associé (sans amortissement) :

$$f_0=\frac{\omega_0}{2\pi}=\frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}}$$

- l'amortissement critique :

$$c_c=2\sqrt{km}$$

- le facteur d'amortissement :

$$\xi=\frac{c}{c_c}=\frac{c}{2\sqrt{km}}=\frac{\Delta\omega}{\omega_0}$$

- le facteur d'amplification (à la résonance) :

$$Q\cong\frac{1}{2\xi}\quad \text{pour}\ \xi<0.1$$

- le coefficient d'amortissement :

$$\delta=-\xi\sqrt{\frac{k}{m}}=-\xi\omega_0$$

- la fréquence propre amortie :

$$f_a=f_0\sqrt{1-\xi^2}$$

- Un système est dit discret s'il est constitué d'éléments permettant d'écrire l'équation de son mouvement sous forme d'équation différentielle à coefficients constants. Sa position à un instant donné dépend d'un nombre fini de paramètres. Si ce nombre est infini, alors le système est dit continu. Le nombre de paramètres définit le nombre de degrés de liberté (ddl). Un système est dit linéaire si sa réponse est proportionnelle à son excitation, sinon elle est dite non linéaire.

- Le niveau L d'une vibration V est donnée par :

$$L_V=10\log\left(\frac{V}{V_{ref}}\right)$$

V_{ref} , Vibration moyenne ou Vibration de référence

Schéma de l'algorithme :

Début % Lobes.m
Ecrire m, c, k, gamma, ka,…
Lire m, c, k, gamma, ka,..
Définir $a = a(\varepsilon, \omega)$, $f = f(\varepsilon, \omega)$

```
i=0;
epsilon =epsilon_1
omega =omega_1
```

Résoudre $a = a(\varepsilon, \omega)$

```
Si a>0 alors
     Ecrire i, epsilon, omega_lim, a_lim ;
     si i<=i_max  alors
          i==i+1 ;
     finsi
sinon si omega>=omega_max et i>i_max alors
     si epsilon<=2*pi alors
          epsilon==epsilon_1+delta_epsilon;
     sinon ( epsilon>2*pi)
     Ecrire ('Error epsilon>2*pi');
     break;
     finsi
     sinon si i<=i_max alors
               i==i+1;
          sinon
               i==0;
               omega== omega +delta_ omega;
          finsi
     finsi
finsi
```

Programme Principal :

```
clear all
% Lobes.m
%Déclaration
input (m, c, k, gamma, ka, omega, beta_f, alpha, nui, epsilon,
omega_max,  epsilon_1,  omega_1,  delta_epsilon,  delta_omega,
i_max);
disp (m, c, k, gamma, ka, omega, beta_f, alpha, nui, epsilon,
omega_max,  epsilon_1,  omega_1,  delta_epsilon,  delta_omega,
i_max);
Définir a=a(t);
     a=-[(k-m*(t).^2).^2+c^2*(t).^2]./[2*ka*(k-m*(t).^2)];
Define n=n(t);
     n=t/[2*pi*i+epsilon];

% profondeur de passe
omega_n=sqrt(k/m);
zeta=c/(2*m*omega_n);
omega_d=omega_n*sqrt(1-zeta^2);
bdot=-[(k-m*omega^2)^2-(c*omega)^2]/2*ka*(k-m*omega^2)];

% Initialisation
m=input('entrer m');
m;
k=input('entrer k');
k;
c=input('entrer c');
c;
ka=input('entrer ka');
ka;
ca=input('entrer ca');
ca;
v=input('entrer v');
v;
i=input('entrer i');
I;
i_max=input('entrer i_max');
i_max;
epsilon_1=pi/3;
t=0:100:30000;
t_1=380;
a_0=1.5;
omega_n=sqrt(k/m);
omega_max=3000;
omega=omega_n;
delta_epsilon=pi/8;
epsilon=epsilon_1;
delta_t=100;
t_max=30000;
Cc=1e4;
%Résolution
hold on
for i=1:i_max
```

```
     figure(i)
     t_i=Cc/(2*pi*i+epsilon);
     n=t_i+t/[2*pi*i+epsilon];
     f1=[((k-m*(t).^2).^2+c^2*(t).^2)^2]./2[(k-
     m*(t).^2).^2+c^2*(t).^2]*[ka*(cos(epsilon)+sin(epsilon))+(
     ca/v)*t*(cos(epsilon)-1)+(ca/v)*sin(epsilon)];
     f2=[((k-m*(t).^2).^2+c^2*(t).^2)^2]./2(k-
m*(t).^2).^2+c^2*(t).^2)[ka*(k-m*(t).^2)];
     a=a_0+((k-
     m.*(t).^2).^2+c.^2.*(t)).^(1/2)./2.*((ka*(cos(epsilon)+sin
     (epsilon))+(ca./v).*t.*(cos(epsilon)-
     1)+(ca./v).*sin(epsilon))).^(1/2);
     plot(n,a)
     grid
     xlabel('vitesse de rotation (tr/min)’)
     ylabel('profondeur de passe (mm)’)
     title ('lobes de stabilité')
     if b>0
     gtext ('i=1')
     [x,y]=ginput(1)
     disp ('i')
     disp ('epsilon')
     disp ('n')
     disp ('a')
     if i<=i_max
     i==i+1;
     end
     elseif i>i_max
          if t>=t_max
               if epsilon<=2*pi
               epsilon==epsilon_1+delta_epsilon;
               else
               disp ('Error epsilon>2*pi');
               break;
               end
          elseif i<=i_max
               i==i+1;
               else
               i==0;
               t==t+delta_t;
               end
          end
     end
hold off
hold
```

- **Constants**

```
global do g t_max kw ks cp cw cs m YM tw R tp u p do s kp vp vw
nu options
t_max=20;

%initialisation des constantes
ks = 32*10^6;
kb = 10^9;
cb = .2;
cw = 2.4*10^-2;
cs = .2;
g = 0;
m = 500;
YM = 210*10^9;
tw = 1*10^-2;
R = 192*10^(-3);
tp = 6*10^-2;
vp = 50; %mm/min
vp = vp/60*1e-3;  %conversion de mm/min en m/sec
vw = 30;    %m/s
p = 8000;
do = 0.005; %m
s = tw*(2*R*do - do^2)^.5;
kp=YM*s/tp;
nu=1;
K=10^8.65;
u = K*(vp/vw)^(2*nu-1)*(2*R)^(1-nu);
```

- **profilRect**

```
clear all

tic

constants


y0=[0;0;0];
[TN,YN]=ode23s(@ggN,[0,t_max],y0,options);
toc

dt=0.1
%t_max=20
y0=[0;0;0;0];
[TW,YW]=ode23s(@ggWE,[0,t_max],y0,options);
toc

YN=YN/1e-3; %conversion en mm
```

```
YW=YW/1e-3;
do=do/1e-3;

figure(1)
plot(TN,do+YN(:,2)-YN(:,1), TW,do+YW(:,3)-YW(:,1))
title('\it \delta v. t')
xlabel('temps (s)')
ylabel('position (mm)')
legend('PFD', 'ME')

figure(2)
plot(TN,YN(:,1),TW,YW(:,1))
title('\it y_a v. t')
xlabel('temps (s)')
ylabel('position (mm)')
legend('PFD', 'ME')

figure(1)
g=(1/tw)*cumsum([TN,YN(:,2)]*dt,[TW,YW(:,3)]*dt);
plot(t,g); hold on
title('Profil')
xlabel('temps (s)')
ylabel('position (µm)')
legend('PFD', 'ME')

figure(3)
plot(TN,YN(:,2),TW,YW(:,3))
title('\it y_b v. t')
xlabel('temps (s)')
ylabel('position (mm)')
legend('PFD', 'ME')

figure(4)
plot(TN,YN(:,3),TW,YW(:,4))
title('\it y_c v. t')
xlabel('temps (s)')
ylabel('position (mm)')
legend('PFD', 'ME')
```

- **grindNewton**

```
clear all

tic

constants


y0=[0;0;0;0];
[TN,YN]=ode23s(@ggN,[0,t_max],y0,options);

toc
```

```
[TW,YW]=ode23s(@ggW,[0,t_max],y0,options);

figure(1)
plot(TN,do+YN(:,2)-YN(:,1))
title('\it \delta v. t')
xlabel('temps (s)')
ylabel('position (mm)')
legend('PFD', 'ME')

figure(2)
plot(TN,YN(:,1))
title('\it y_a v. t')
xlabel('temps (s)')
ylabel('position (mm')
legend('PFD', 'ME')

figure(3)
plot(TN,YN(:,2))
title('\it y_b v. t')
xlabel('temps (s)')
ylabel('position (mm)')

figure(4)
plot(TN,YN(:,3))
title('\it y_c v. t')
xlabel('temps (s)')
ylabel('position (mm)')
```

- **grindME**

```
clear all

tic

constants


y0=[0;0;0;0;0];
[T,Y]=ode23s(@ggWE,[0,t_max],y0,options);

toc

[T,Y]=ode23s(@ggWE,[0,t_max],y0,options);

figure(1)
plot(T,do+Y(:,3)-Y(:,1))
title('\it \delta v. t')
xlabel('temps (s)')
ylabel('position (m)')

figure(2)
plot(T,Y(:,1))
title('\it y_a v. t')
```

```
xlabel('temps (s)')
ylabel('position (m')

figure(3)
plot(T,Y(:,3))
title('\it y_b v. t')
xlabel('temps (s)')
ylabel('position (m)')

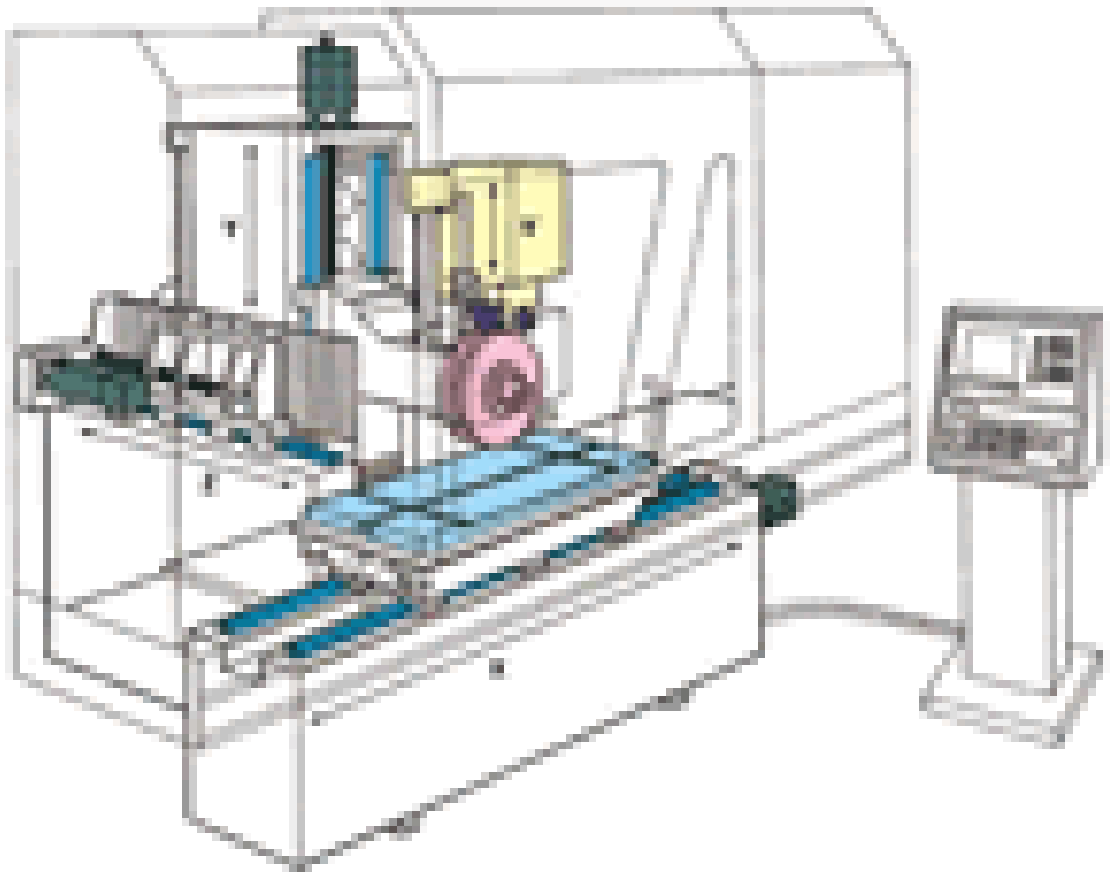
figure(4)
plot(T,Y(:,4))
title('\it y_c v. t')
xlabel('temps (s)')
ylabel('position (m)')
```

- **precision**

```
clear all
tic

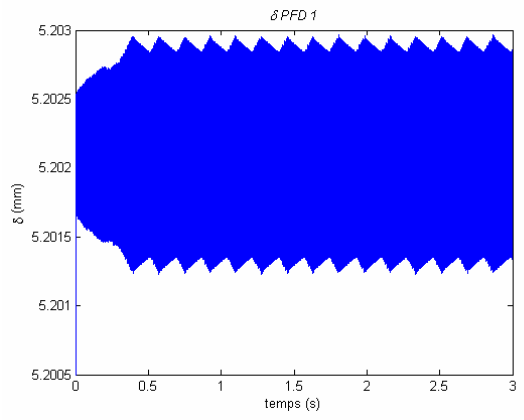
constants
options=simset('RelTol',1e-6);
%do = 0.005;
[tN] = sim('nonlinearNewtons',[0,t_max],options);
toc
[tW] = sim('nonlinearworks',[0,t_max],options);
toc
%title('\it \delta v. t')
figure(1)
plot(tN,(deltaN-do)/do)
title('(\it \delta-\it \deltao)/\it \deltao   PFD')
ylabel('(\it \delta-\it \deltao)/\it \deltao')
xlabel('temps (s)')

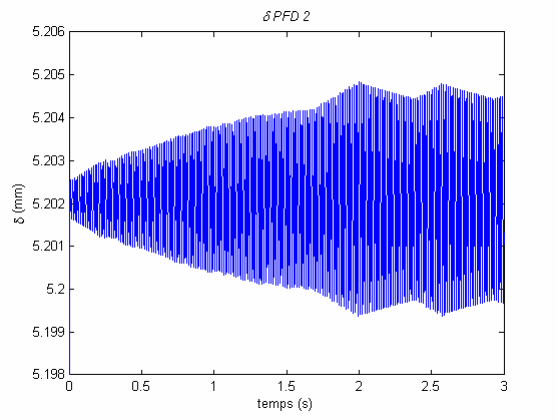

figure(2)
plot(tW,(deltaW-do)/do)
title('(\it \delta-\it \deltao)/\it \deltao   ME')
ylabel('(\it \delta-\it \deltao)/\it \deltao')
xlabel('temps (s)')
```

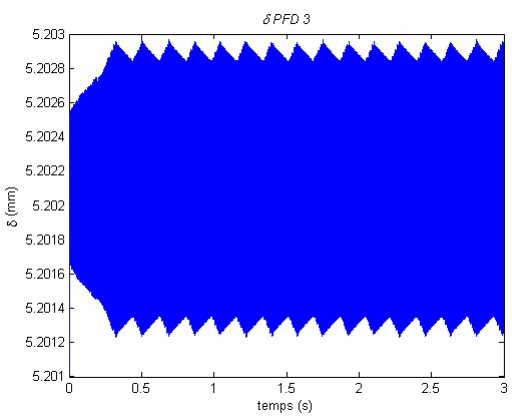


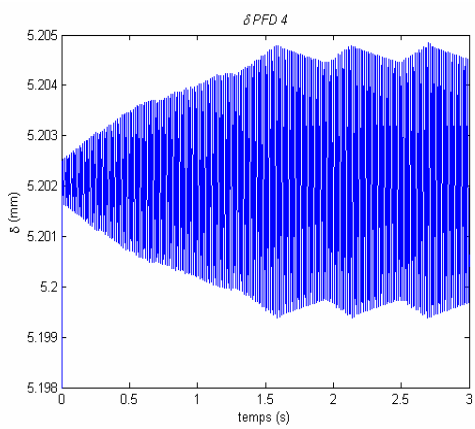
Structure de la rectifieuse plane passé profonde (Danobat)

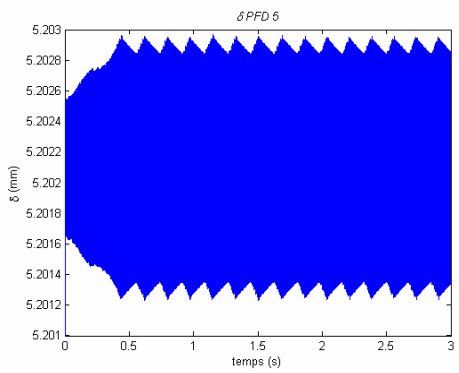
Résultats suivant le plan d'expériences : 8 paramètres à 2 niveaux :

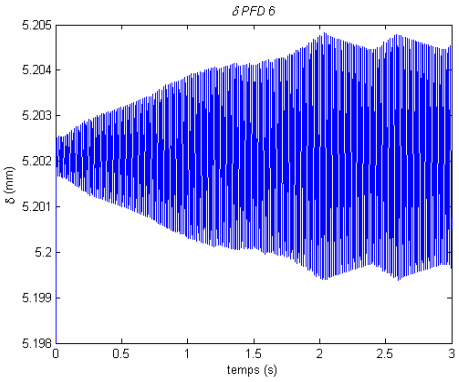


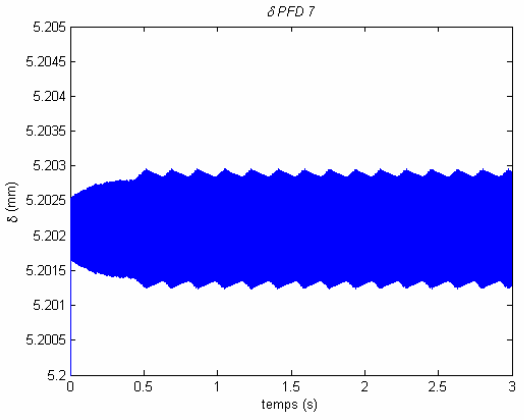


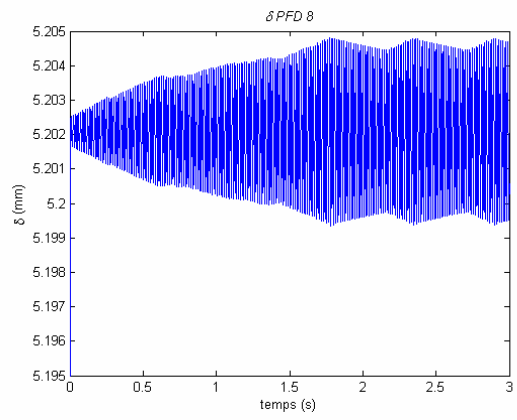


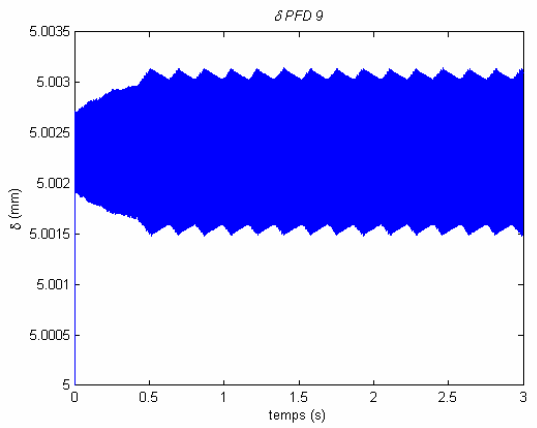


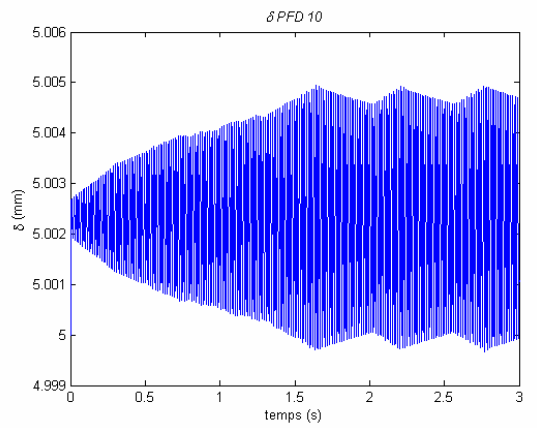


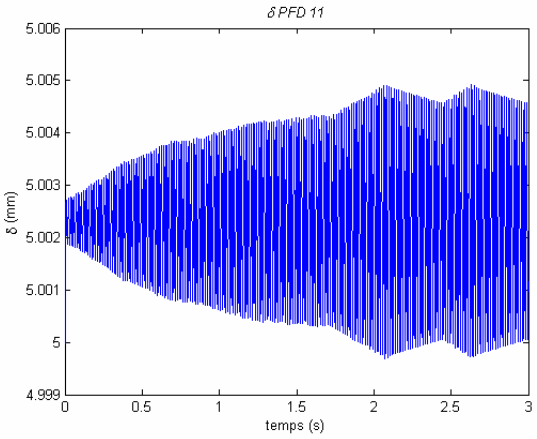


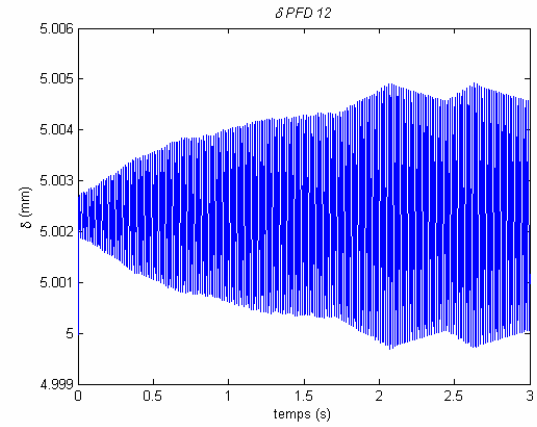


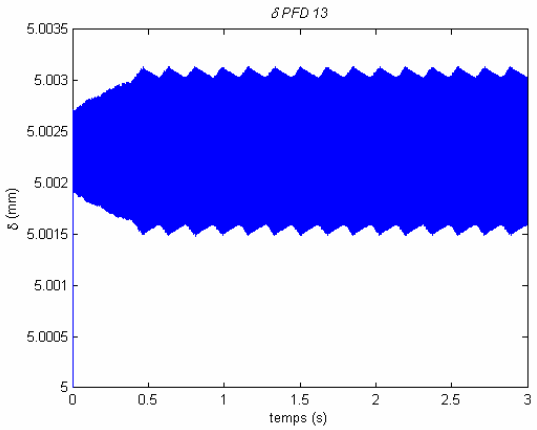


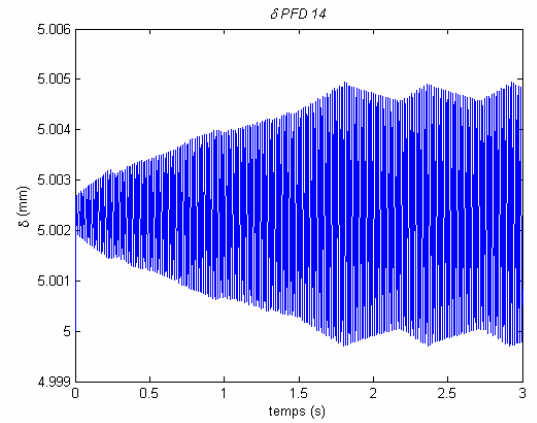

δ PFD 9
δ (mm)
temps (s)

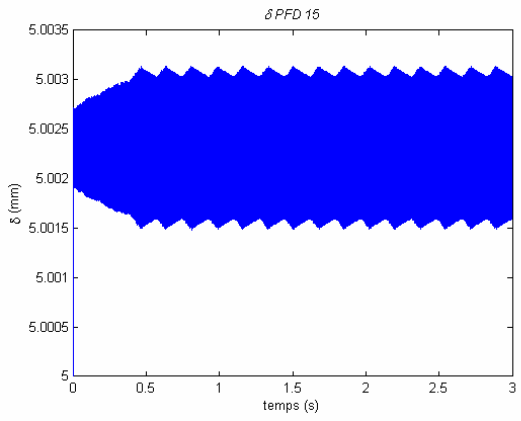

δ PFD 10
δ (mm)
temps (s)

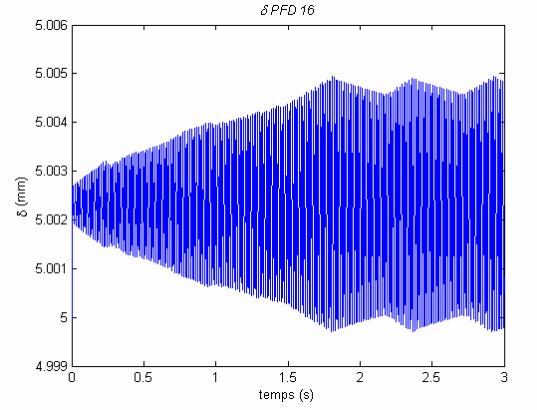

δ PFD 11
δ (mm)
temps (s)

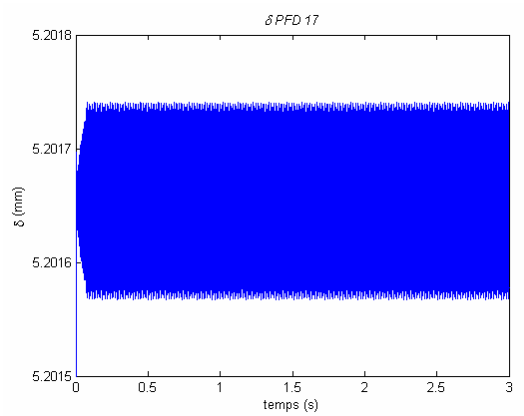

δ PFD 12
δ (mm)
temps (s)

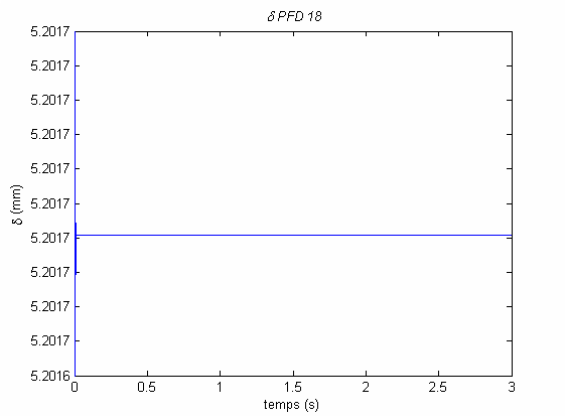

δ PFD 13
δ (mm)
temps (s)

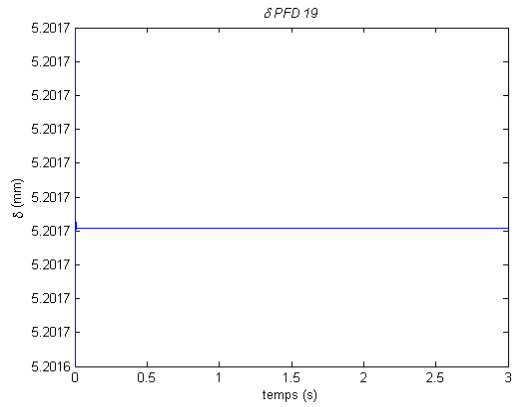

δ PFD 14
δ (mm)
temps (s)

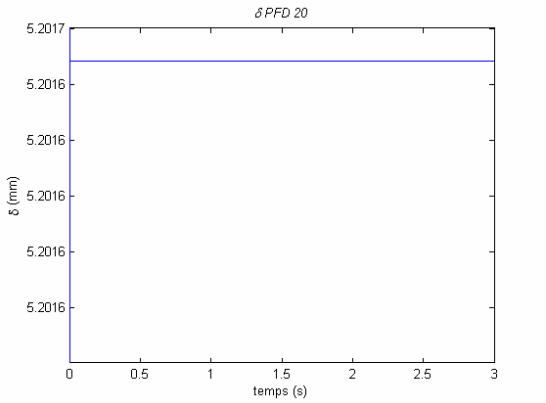

δ PFD 15
δ (mm)
temps (s)

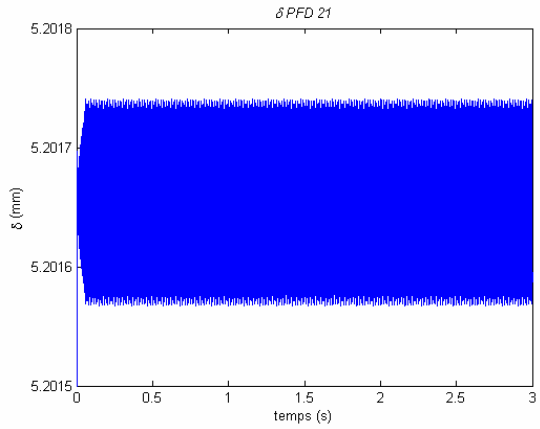

δ PFD 16
δ (mm)
temps (s)

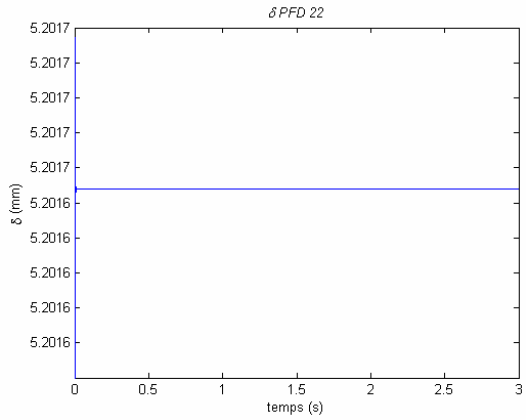

δ PFD 17
δ (mm)
temps (s)

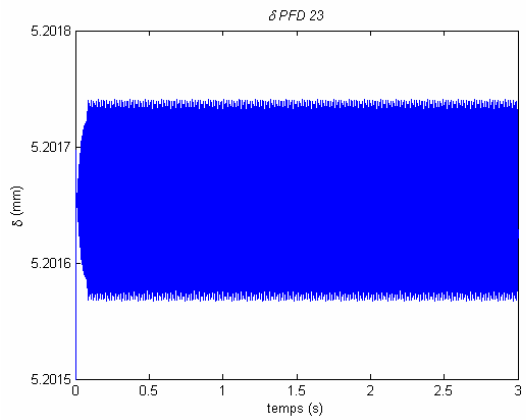

δ PFD 18
δ (mm)
temps (s)

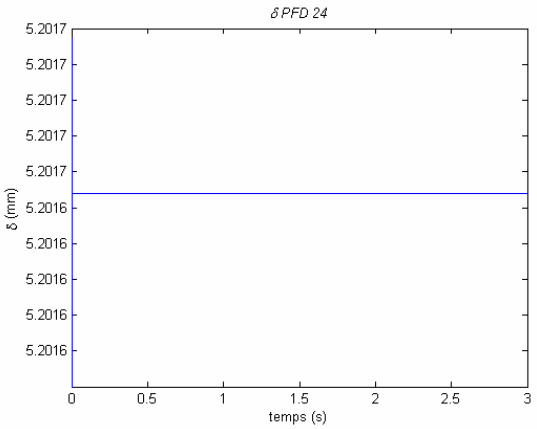

δ PFD 19
δ (mm)
temps (s)

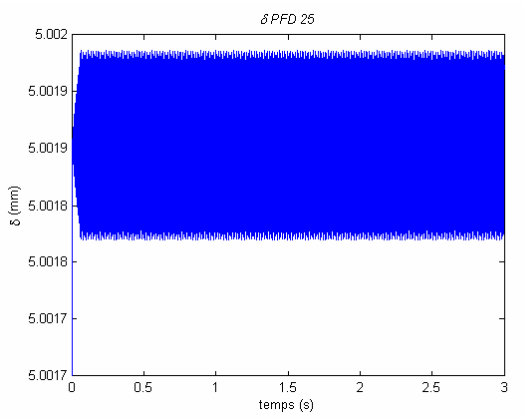

δ PFD 20
δ (mm)
temps (s)

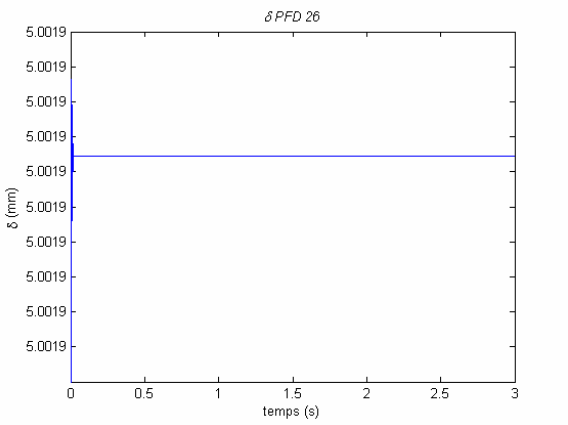

δ PFD 21
δ (mm)
temps (s)

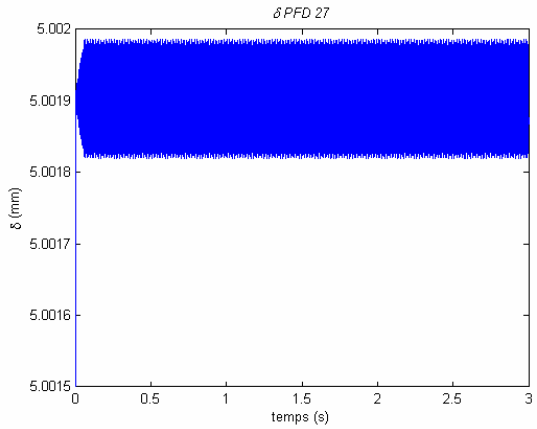

δ PFD 22
δ (mm)
temps (s)

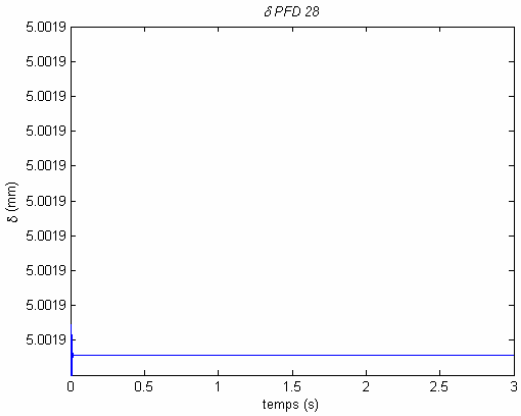

δ PFD 23
δ (mm)
temps (s)

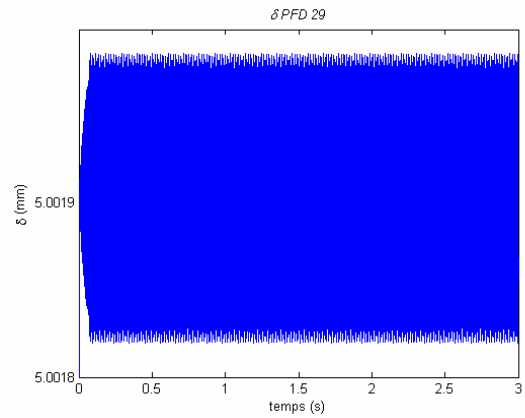

δ PFD 24
δ (mm)
temps (s)

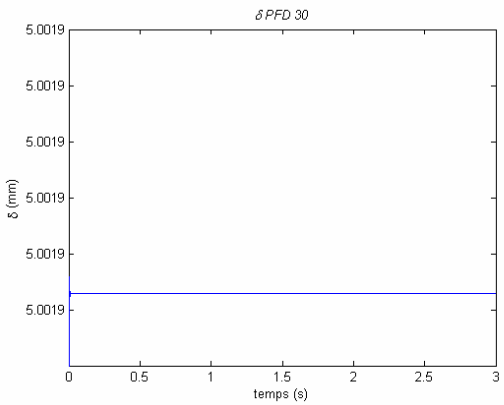

δ PFD 25
δ (mm)
temps (s)

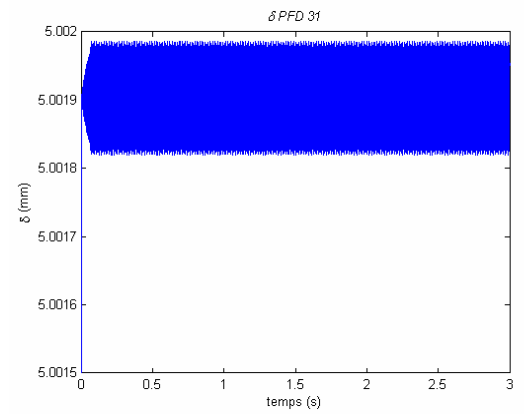

δ PFD 26
δ (mm)
temps (s)

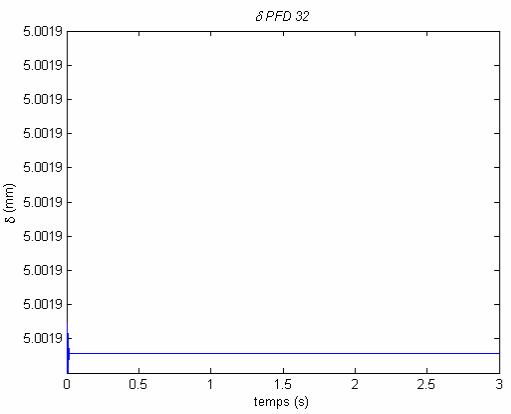

δ PFD 27
δ (mm)
temps (s)

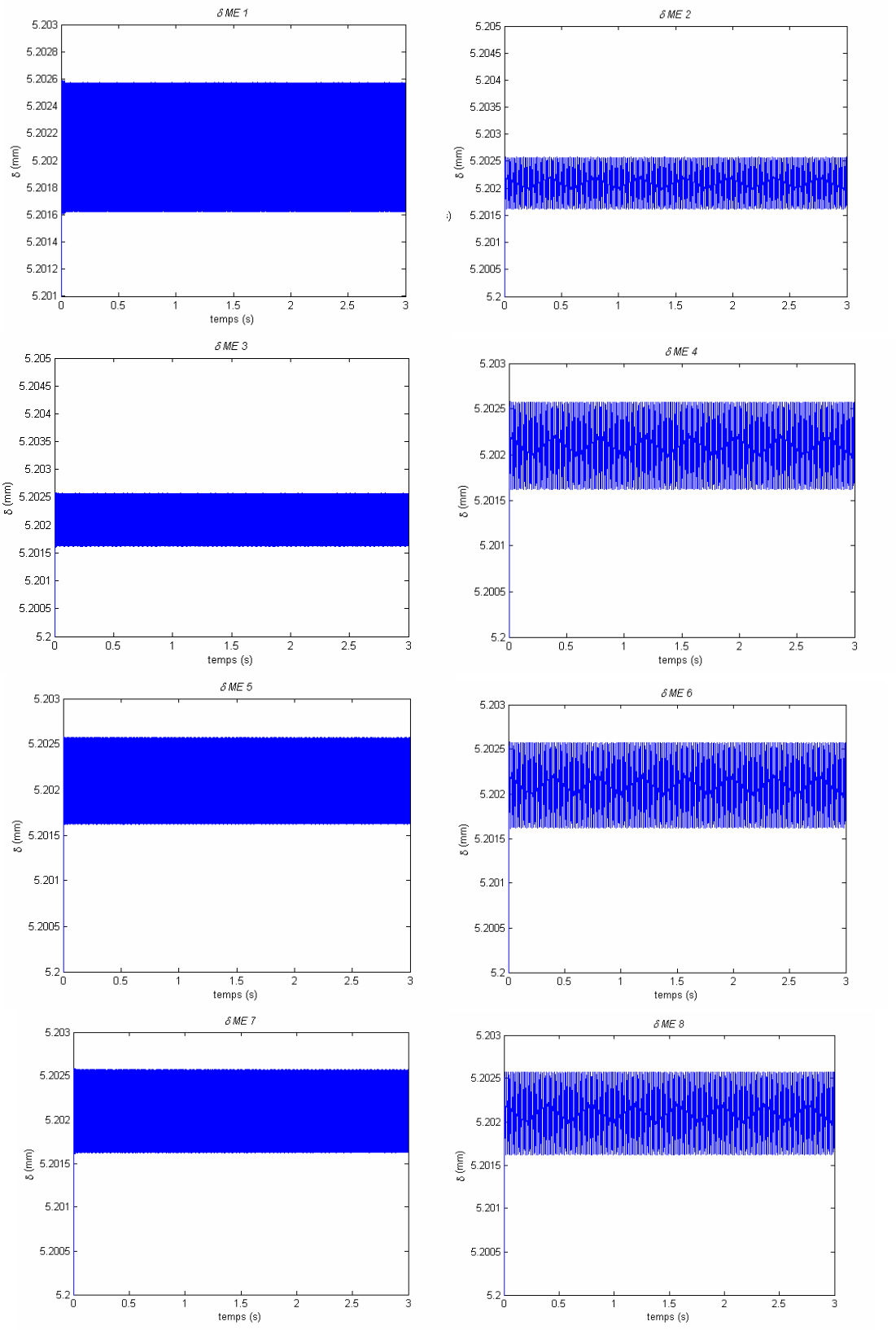

δ PFD 28
δ (mm)
temps (s)

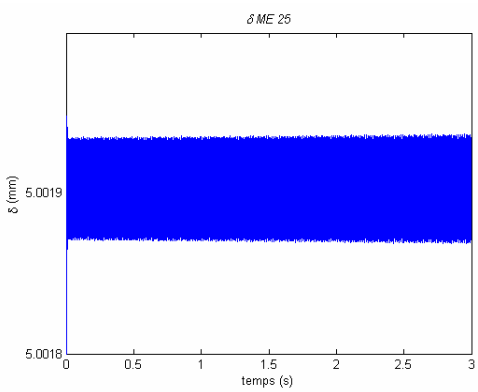

δ PFD 29
δ (mm)
temps (s)

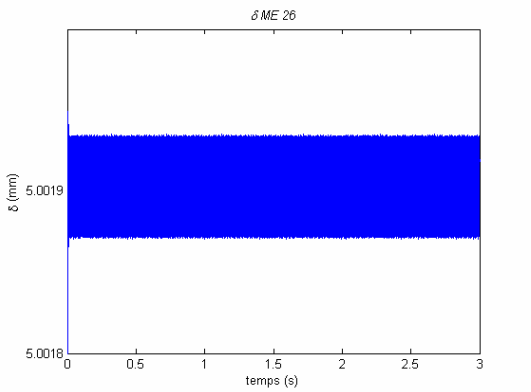

δ PFD 30
δ (mm)
temps (s)

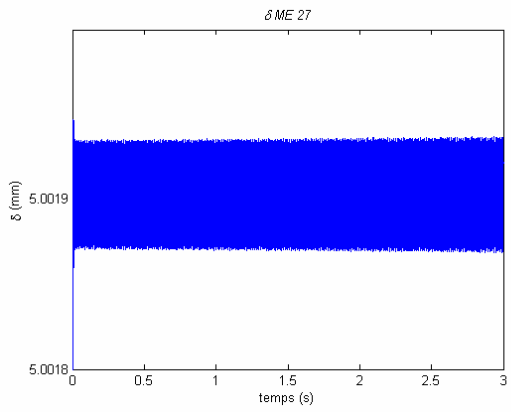

δ PFD 31
δ (mm)
temps (s)

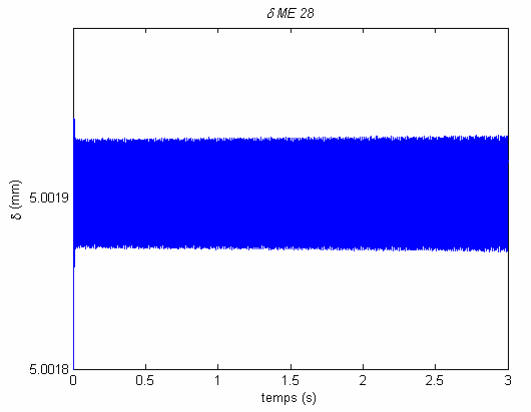

δ PFD 32
δ (mm)
temps (s)

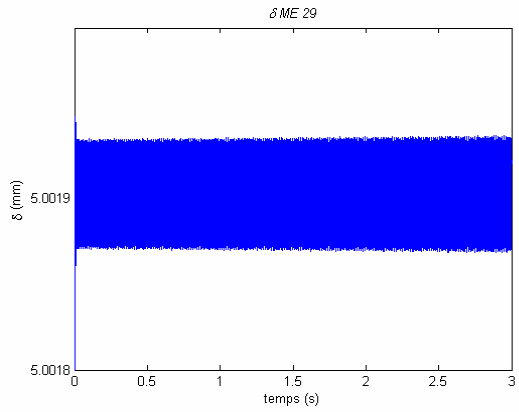

δ ME 1
δ ME 2
δ ME 3
δ ME 4
δ ME 5
δ ME 6
δ ME 7
δ ME 8
δ (mm)
temps (s)

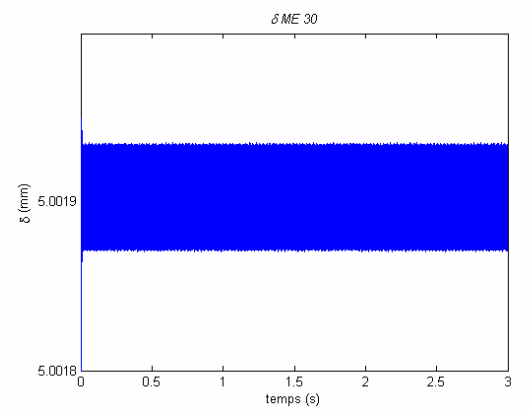

δ ME 25
δ (mm)
5.0019
5.0018
0
0.5
1
1.5
2
2.5
3
temps (s)

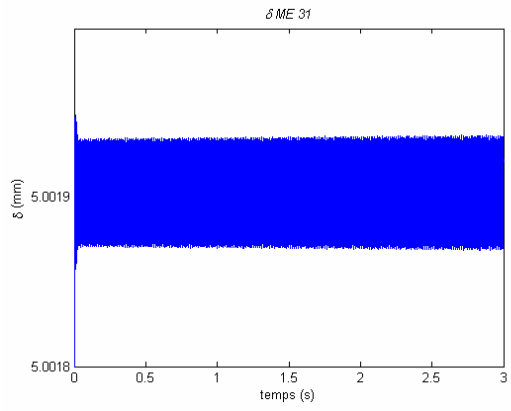

δ ME 26
δ (mm)
5.0019
5.0018
0
0.5
1
1.5
2
2.5
3
temps (s)

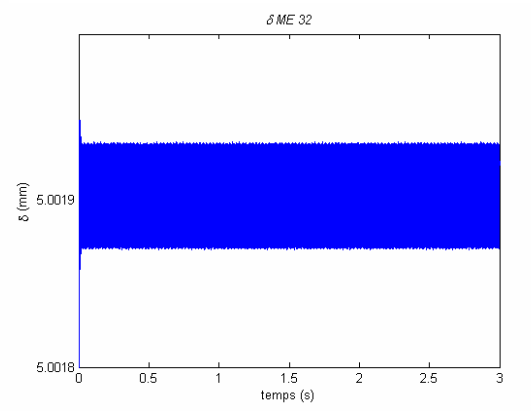

δ ME 27
δ (mm)
5.0019
5.0018
0
0.5
1
1.5
2
2.5
3
temps (s)


δ ME 28
δ (mm)
5.0019
5.0018
0
0.5
1
1.5
2
2.5
3
temps (s)


δ ME 29
δ (mm)
5.0019
5.0018
0
0.5
1
1.5
2
2.5
3
temps (s)


δ ME 30
δ (mm)
5.0019
5.0018
0
0.5
1
1.5
2
2.5
3
temps (s)


δ ME 31
δ (mm)
5.0019
5.0018
0
0.5
1
1.5
2
2.5
3
temps (s)


δ ME 32
δ (mm)
5.0019
5.0018
0
0.5
1
1.5
2
2.5
3
temps (s)

PUBLICATIONS

TRAVAUX PUBLIES AU COURS DE LA THESE

"Les facteurs influents et leurs interactions sur la qualité des surfaces en rectification plane passe profonde"
1st IFCAM, Allepo May 2006, SY
M. Dièye, A. D'Acunto, P. Martin

"Influence des vibrations Broche / Meule sur la stabilité du système Pièce / Outil / Machine (POM) "
17e Congrès Français de Mécanique, Troyes Sept. 2005, FR
M. Dièye, A. D'Acunto, P. Martin

"Simulation du Procédé de Rectification Plane en Passe Profonde"
17e Congrès Français de Mécanique, CFM Troyes Sept. 2005, FR
M. Dièye, A. D'Acunto, P. Martin

"Modelling and Simulation in Creep Feed Grinding Process"
AMST'05 – Udine June 2004, IT
M. Dièye, A. D'Acunto, P. Martin

"Influencing parameters of surface grinding on the vibratory level of the Workpiece/Tool/Machine system (WTM)"
IDMME'04 Bath 2004, UK
M. Dièye, A. D'Acunto, C. Lescalier, P. Martin

"Comportement dynamique en rectification"
Séminaire Optimus Bordeaux Mai 2004, FR
M. Dièye, A. D'Acunto, P. Martin

"Identification et détermination des constituants du système Pièce / Outil / Machine (POM) associé au comportement dynamique en rectification"
16e Congrès Français de Mécanique, CFM Nice Août 2003, FR
M. Dièye, A. D'Acuto, C. Lescalier, P. Martin

COMPORTEMENT DYNAMIQUE DU SYSTEME PIECE / OUTIL / MACHINE (POM) EN RECTIFICATION PLANE PASSE PROFONDE

Cette contribution à l'étude du comportement dynamique du procédé de rectification plane passe profonde est axée sur l'influence des paramètres d'usinage (formes géométriques, états de surface…) et du milieu environnement.

Après une étude bibliographique, plusieurs simulations sont effectuées dans l'environnement de la rectifieuse Danobat (LGB), pour évaluer la stabilité du système par l'exploitation des lobes de stabilité. L'évaluation de la stabilité du système POM est analysée en fonction de chacun des paramètres (masse, raideurs et amortissements) retenus pour cette étude.

L'objectif de la suite est de proposer un modèle de simulation du comportement dynamique du procédé de rectification plane en passe profonde. Spécifiquement, nous cherchons à prédire l'ondulation de la surface rectifiée (la profondeur de passe) en fonction de la nature des constituants du système POM. Nous proposons, dans un premier temps, une modélisation mécanique tenant compte des paramètres opératoires et des caractéristiques géométriques et mécaniques de la pièce, de l'outil et de la machine. Les modèles sont fondés sur le principe fondamental de la dynamique, sur la méthode énergétique avec diverses hypothèses sur le contact meule pièce. Dans un second temps, des simulations numériques (Simulink) sont proposées suivant un plan d'expérience (5 facteurs à 2 niveaux) en vue d'évaluer l'ondulation du profil ainsi que la stabilité et la précision des présents modèles.

Mots clés : Système Pièce/Outil/Machine, comportement dynamique, Rectification plane passe profonde, Modélisation, Simulation numérique, Stabilité, Qualité état de surface, Vibrations, rugosité, usinage, plan d'expériences, acier 100 Cr 6

DYNAMIC BEHAVIOR OF THE WORPIECE / TOOL / MACHINE (WTM) IN CREEP FEED GRINDING PROCESS

This contribution at the study of the dynamic behavior of the Creep Feed Grinding Process is focused on of the influence of the machining parameters (geometric forms, surface quality …) the environment.

After a concise bibliographic study, many simulations are realized in the environment of the Danobat (LGB) Grinding machine, in order to evaluate the stability of the system by exploiting the stability lobes. The evaluation of the stability of system POM is analyzed according to each parameter (mass, stiffness and ratio damping) retained for this study.

The aim of our study consists to propose a simulation model of the dynamic behavior of the creep feed grinding process. Specifically, we seek to predict the undulation of the bonded surface (depth of cut). We propose, initially, a mechanical modeling taking account of the operational parameters and the geometrical and mechanical characteristics of the workpiece, the tool and the machine-tool structure. The models are founded on the Newton's second law and the Work Energy principles with various assumptions on the contact wheel workpiece. In a second time, computer simulations (Simulink) are proposed according to an experience plan (5 factors on 2 levels) in order to evaluate the undulation of the profile thus that the stability and the precision of these models.

Keywords: Workpiece / Tool / Machine System, Dynamic Behaviour, Creep Feed Grinding, Modeling, Computer Simulation, Stability, Surface Quality, Vibrations, Roughness, Machining, Experience Plan, 100 Cr Steel

ENSAM
Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers