



UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA

Faculté des Sciences de l'Ingénieur

Département de Génie Mécanique



MEMOIRE DE MAGISTER

Génie Mécanique

Spécialité : Construction Mécanique

ETUDE DE L'INFLUENCE DU PHENOMENE DE
BROUTEMENT SUR LES SURFACES USINEES EN FRAISAGE

par

Rachid BOUGHEDAOU
Ingénieur en Génie Mécanique

devant le jury composé de :

Abderezak ALLALI	M.C.A.	Université de Blida	Président
Abdelkrim AIAD	M.C.A.	Université de Blida	Examineur
Idir BELAIDI	M.C.A.	Université de Boumerdès	Examineur
M'Hamed MEGHATRIA	PhD, M.A.A.	Université de Blida	Examineur
Mohammed OUALI	Professeur	Université de Blida	Rapporteur

Blida, Avril 2011

REMERCIEMENTS

A l'issue de ce travail, je souhaite remercier les personnes qui de près ou de loin, m'ont aidé à la réalisation de ce mémoire de magister.

J'adresse mes plus vifs remerciements à Monsieur Abderezak ALLALI, Maitre de conférences à l'Université Saad Dahleb de Blida, pour l'honneur qu'il me fait en présidant ce jury de Magister.

Je remercie vivement Monsieur Abdelkrim AIAD, Maitre de conférences à l'Université Saad Dahleb de Blida, pour m'avoir fait l'honneur d'être membre de jury.

Je tiens à exprimer ma profonde reconnaissance à Monsieur Idir BELAIDI, Maitre de conférences à l'université de Boumerdes, d'avoir accepté sans réserve d'examiner travail.

Je voudrais également adresser mes plus vifs remerciements à Monsieur M'Hamed MEGHATRIA Vice-recteur chargé de la poste-graduation pour m'avoir fait l'honneur de faire partie du jury.

Une part très importante de l'aboutissement de ce travail est liée à l'encadrement de mon promoteur, Monsieur Mohammed OUALI, Professeur à l'université de Blida. Je tiens à le remercier très sincèrement de la confiance qu'il m'a accordée depuis le début de ce travail, pour ces précieux conseils et orientations, pour sa disponibilité et surtout pour ces qualités autant scientifiques qu'humaines.

Je remercie vivement mon ami et cousin Dr. Menouer BOUGHEDAOUI Maitre de conférences, Université de Blida, pour son aide et son soutien.

Je tiens à remercier mes amis et collègues Messieurs Mohamed BENAZALA et Noureddine LONGO, pour leurs aides leurs disponibilité au laboratoire d'usinage à commandes numériques.

Je veux également remercier mon épouse et mes enfants Nassim et Moneim pour leur soutien moral.

Je ne pourrai oublier de remercier sincèrement mes chères sœur F/Zohra pour ces encouragements sans limites et Hafida pour son soutien malgré l'éloignement (USA).

Abstract

The phenomenon of chatter vibration in which self-regenerated during milling operations is considered as an issue of dynamic instability which is very harmful to the system composed by spare part-machine-tool. To study this phenomenon, we began by outlining the reasons for its appearance and methods to avoid it. Through this study, we described the various studies published in this field. Then based on Thevenot modeling, we plotted the graphs of various real and imaginary parts of the transfer function and commented their evolution vis-à-vis to the system stability. In the same context the dynamic stability map is drawn to select the rotational speed of the spindle and to increase the cut depth while remaining in the stable domain. Finally in the last chapter, we showed results from different experiments conducted in a numerical control milling machine using a new instantaneous detection device of chatter, which is the analysis of the machine noise using a microphone and appropriate processing software of the noise signal.

Key words: chatter, milling, stability, vibration

Résumé

Le phénomène de broutement où la vibration auto-régénérée lors d'opérations de fraisage est considéré comme un problème d'instabilité dynamique très nuisible au système pièce-machine-outil. Pour étudier ce phénomène, nous avons commencé par exposer les raisons de son apparition et les méthodes pour l'éviter. A travers cette étude, nous avons présenté les différents travaux publiés dans ce domaine. Puis en se basant sur la modélisation de Thevenot, nous avons tracé les différents graphes de la partie réelle et imaginaire de la fonction de transfert et commenté leurs évolutions vis-à-vis de la stabilité du système. Dans le même contexte nous avons tracé les cartes de stabilité dynamique permettant de choisir la vitesse de rotation de la broche et d'augmenter la profondeur de passe, tout en restant dans le domaine stable. Enfin dans la dernière partie, nous avons exposé les résultats issus des expériences effectués dans une fraiseuse à commande numérique avec utilisation d'un nouveau moyen de détection instantanée de broutement, qui est celui du traitement du bruit de la machine en utilisant un microphone approprié et un logiciel de traitement de signal sonore.

Mots clés : broutement, fraisage, stabilité, vibration

ملخص

تعتبر ظاهرة القلقة أو الاهتزازات المكتسبة اثناء عمليات التفريز من مشاكل الاهتزازات الديناميكية الضارة جدا . يدانا هذه الدراسة بطرح الاسباب ثم الوسائل الواجب استعمالها لتفادي هذه الظاهرة اعتمادا على افتراضات تيفنو في مجال تفريز السطوح الرقيقة . قمنا برسم مخططات الاستقرار التي تمكننا باختيار شروط التفريز المستقر. في الاخير قدمنا التجارب التي اقيمت على آلة تفريز ذات تحكم عددي، باستعمال وسائل اللحظية كالصوت و الخشونة لكشف هذه الظاهرة.

الكلمات المفتاح: القلقة، تفريز، الإستقرار، الإهتزاز

TABLE DES MATIERES

Remerciements

Résumés

Table des matières

Table des illustrations

Liste des symboles et des abréviations

Introduction	13
1. THEORIE DE LA COUPE	14
1.1. Généralités sur le fraisage	14
1.2. Mode de fraisage	14
1.2.1. Mode d'action de la fraise	15
1.3. Paramètres de fraisage	15
1.3.1. Angles d'entrée en fraisage	15
1.3.2. Coefficients directionnel dynamique β_{yy}	16
1.3.3. Influence du mode de fraisage sur β_{yy}	16
1.3.4. Paramètres de coupe	19
1.4. Efforts de coupe	20
1.4.1. Paramètres de coupe oblique	21
1.4.2. Expression des efforts de coupe	21
1.5. Modélisation des efforts de coupe en fraisage	22
1.5.1. Modèle de la force de coupe agissant le long de l'arête de dent	24
1.6. Notions de vibration en usinage	27
1.7. Conclusion	30
2. LES VIBRATIONS AUTO-REGENEREES EN FRAISAGE	31
2.1. Introduction	31
2.2. Types de broutement	32
2.2.1. Broutement non régénératif	32
2.2.2. Broutement régénératif	33
2.3. Mise en équation du système dynamique de coupe	35
2.3.1. Etude de la dynamique de la coupe orthogonale	35
2.3.2. La coupe orthogonale	36
2.3.3. Domaine d'étude de l'usinage	39
2.4. Etat de l'art	39
2.4.1. Notions de régénération de surface	39
2.4.2. Méthodes de prédictions des vibrations régénératives	42
2.5. Etat de l'art sur la modélisation analytique de la coupe orthogonale	51
2.5.1. Introduction	51
2.5.2. Modèle de Tlusty et Altintas	52
2.5.3. Modèle analytique de Wu et Liu	59

2.5.4.	Approche analytique et semi-analytique d'un système à 1ddl	61
2.6.	Modélisation analytique de Seguy et Dessein	63
2.6.1.	Formulation du problème	64
2.6.2.	Analyse de la stabilité	65
2.7.	Conclusion	67
3.	METHODOLOGIE D'ANALYSE DE LA STABILITE DE LACOUPE	69
3.1.	Méthode de détection de l'instabilité vibratoire	69
3.1.1.	Moyens de détection d'instabilité	69
3.1.2.	Méthodes de détection d'instabilité	71
3.1.3.	Conclusion	72
3.2.	Etude des états de surface	72
3.2.1.	Notions d'ordres de grandeurs des écarts géométriques	75
3.2.2.	Notions de profils de surface	75
3.2.3.	Conclusion	77
3.3.	Détermination des lobes de stabilité	77
3.3.1.	Introduction	77
3.3.2.	Hypothèses de départ	78
3.3.3.	Notions sur les vibrations libres et forcées	79
3.3.4.	Formulation de la fonction de transfert du système vibrant	80
3.3.5.	Tracé des graphes de la fonction de transfert	80
3.3.6.	Profondeur de passe axiale limite	82
3.3.7.	Expression de la vitesse de rotation de la broche	83
3.3.8.	Conclusion	85
4.	ANALYSE EXPERIMENTALE DE L'INFLUENCE DE BROUITEMENT	86
4.1.	Introduction	86
4.2.	Cas du système : pièce rigide-outil rigide	86
4.2.1.	Première série d'essais	87
4.2.2.	Deuxième série d'essais	91
4.2.3.	Troisième série d'essais	93
4.2.4.	quatrième série d'essais	94
4.3.	Cas du système : pièce potentiellement déformable-outil rigide	97
4.3.1.	Première série d'essais	98
4.3.2.	Deuxième série d'essais	99
4.3.3.	Troisième série d'essais	100
4.3.4.	Quatrième série d'essais	101
4.3.5.	Cinquième série d'essais	102
4.4.	Conclusion	103
	CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES	105

BIBLIOGRAPHIE

APPENDICES

1. Relevés d'enregistrements de rugosités cas du système pièce rigide-outil rigide $f=0.15\text{mm/tr}$ et $a_p = 1\text{mm}$
2. Relevés d'enregistrements de rugosités cas du système pièce rigide-outil rigide $f=0.25\text{mm/tr}$ et $a_p = 1\text{mm}$
3. Relevés d'enregistrements de rugosités cas du système pièce rigide-outil rigide $f=0.45\text{mm/tr}$ et $a_p = 1\text{mm}$
4. Relevés d'enregistrements de rugosités cas du système pièce déformable-outil rigide $f=0.25\text{mm/tr}$ et $N=250\text{tr/mn}$

Table des illustrations

Figure 1.1: Présentation des angles d'entrée Φ_{ex} et de sortie Φ_{st}	16
Figure 1.2: Coefficient directionnel dynamique pour le fraisage en opposition	17
Figure 1.3 : Coefficient directionnel dynamique pour le fraisage en concordance	19
Figure 1.4 : Avance par tour et par dent d'une fraise à 8 dents	20
Figure 1.5 : Représentation des paramètres de coupes oblique	21
Figure 1.6 : Modélisation géométriques en fraisage	23
Figure 1.7 : Discrétisation de la fraise	24
Figure 1.8 : Représentation des paramètres de coupe : cas du fraisage en avalant	25
Figure 1.9 : Représentation des paramètres de coupe : cas du fraisage en opposition	25
Figure 2.1 : Mouvement relatif de l'outil par rapport à la matière de la pièce.	33
Figure 2.2 : Variation de l'épaisseur de copeau.	34
Figure 2.3 : Nombres d'ondulation J entre chaque passage de dent	35
Figure 2.4 : Coupe orthogonale	37
Figure 2.5 : Définition basique d'un outil de coupe orthogonale	37
Figure 2.6 : Zone caractérisant le processus de coupe dan Po	37
Figure 2.7 : Phénomènes physiques dans la zone de coupe	38
Figure 2.8 : Phénomène de régénération de la surface	40
Figure 2.9 : Modélisation du fraisage	43
Figure 2.10 : Modélisation du fraisage de profil : cas pièce rigide	46
Figure 2.11 : Tracé du graphe de stabilité.	49
Figure 2.12 : Simulation semi-discrétisée avec des pas différents	51
Figure 2.13 : Simulation entièrement discrétisée avec des pas différents	51
Figure 2.14 : Processus dynamique de coupe	52
Figure 2.15 : Schéma du modèle de Tlusty	53
Figure 2.16 : Schéma-bloc correspondant à la modélisation de Tlusty	56
Figure 2.17 : Algorithme de calcul des lobes de stabilité en tournage orthogonale	59
Figure 2.18 : Tracé des lobes de stabilité en coupe orthogonale	59
Figure 2.19 : Modèle bidimensionnel du processus dynamique de coupe orthogonale	60
Figure 2.20 : Modélisation d'une opération d'usinage par un système à un ddl	62
Figure 2.21 : Allure du graphe de stabilité pour un système pièce-outil à 1ddl	63
Figure 2.22 : Pièce d'étude à parois mince	64
Figure 2.23 : Graphe des lobes de stabilité	66
Figure 2.24 : Corrélation entre la rugosité relevée et le graphe des lobes de stabilité	66
Figure 2.25 : Rugosité pour chaque zone à vitesse de rotation différente	67

Figure 3.1 : Dynamomètre rotatif	70
Figure 3.2 : Dynamomètre fixe	70
Figure 3.3 : Accéléromètre	70
Figure 3.4 : Microphone	71
Figure 3.5 : Microphone de l'expérimentation	71
Figure 3.6 : Profil primaire	73
Figure 3.7 : Instrumentation de mesure de la rugosité	73
Figure 3.8 : Exemple de profil enregistré	74
Figure 3.9 : Ecarts moyens de rugosité Ra, Rq	74
Figure 3.10 : Représentation des irrégularités sur un profil d'état de surface	77
Figure 3.11 : Modèle pièce déformable avec un seul ddl	78
Figure 3.12 : Graphe de la partie réelle de la fonction de transfert	81
Figure 3.13 : Graphe de la partie imaginaire de la fonction de transfert	81
Figure 3.14 : Partie imaginaire de la fonction de transfert en fonction de la partie réelle	82
Figure 3.15 : tracé du graphe de la profondeur de coupe Aplim	83
Figure 3.16 : Tracé des lobes de stabilité dans le cas du fraisage à parois minces	84
Figure 4.1 : Figure isométrique de la pièce d'expérimentation	87
Figure 4.2 : graphe de l'évolution de la rugosité en fonction de N avec $f=0.15\text{mm/tr}$	88
Figure 4.3 : Signal sonore pour la passe où $N=1263\text{tr/mn}$ et $f=0.15\text{mm/tr}$	89
Figure 4.4 : La différentielle du signal sonore pour $N=1263\text{tr/mn}$	90
Figure 4.5 : FFT du spectre sonore pour $N=1263\text{tr/mn}$ et $f=0.15\text{mm/tr}$	90
Figure 4.6 : Graphe de l'évolution de la rugosité en fonction de N et avec $f=0.25\text{mm/tr}$	91
Figure 4.7 : La différentielle de la FFT pour $N=1263\text{tr/mn}$ et $f=0.15\text{mm/tr}$	92
Figure 4.8 : Graphe de l'évolution de la rugosité en fonction de N et $f=0.45\text{mm/tr}$	94
Figure 4.9 : Enregistrement du signal sonore pour $N=606\text{tr/mn}$ et $f=0.45\text{mm/tr}$.	94
Figure 4.10 : FFT du signal sonore pour $N=609\text{tr/mn}$ et $f=0.45\text{mm/tr}$	95
Figure 4.11 : Evolution de la rugosité en fonction de N avec $f=0.15\text{mm/tr}$ et $a_p=2\text{mm}$	96
Figure 4.12 : Enregistrement du spectre sonore pour $N=909\text{tr/mn}$ et $f=0.15\text{mm/tr}$	96
Figure 4.13 : Graphe de la FFT du signal sonore pour $N=909\text{tr/mn}$ et $f=0.15\text{mm/tr}$	97
Figure 4.14 : Figure isométrique de la deuxième pièce d'expérimentation	98
Figure 4.15 : Graphe de la rugosité en fonction de l'épaisseur (e) avec $N=250\text{tr/mn}$	100
Figure 4.16 : Graphe de la rugosité en fonction de l'épaisseur (e) avec $N=900\text{tr/mn}$	100
Figure 4.17 : Evolution de la rugosité en fonction de l'épaisseur (e) avec $N=1500\text{tr/mn}$	101
Figure 4.18 : Evolution de la rugosité en fonction de l'épaisseur (e) avec $N=2000\text{tr/mn}$	102
Figure 4.19 : Evolution de la rugosité en fonction de l'épaisseur (e) avec $N=2400\text{tr/mn}$	103

Tableau 3.1: Ordres de grandeurs des irrégularités géométrique	76
Tableau 4.1: Relevé de la rugosité pour $f=0.15\text{mm/tr}$ et $a_p=1\text{mm}$	88
Tableau 4.2: Relevé de la rugosité pour $f=0.25\text{mm/tr}$ et $a_p=1\text{mm}$	91
Tableau 4.3: Relevé de la rugosité pour $f=0.15\text{mm/tr}$ et $a_p=1\text{mm}$	93
Tableau 4.4: Relevé de la rugosité pour $f=0.15\text{mm/tr}$ et $a_p=2\text{mm}$	95
Tableau 4.5: Relevé de la rugosité pour $N=250\text{tr/mn}$ et $f=0.25\text{mm/tr}$	98
Tableau 4.6: Relevé de la rugosité pour $N=900\text{tr/mn}$ et $f=0.25\text{mm/tr}$	99
Tableau 4.7: Relevé de la rugosité pour $N=1500\text{tr/mn}$ et $f=0.25\text{mm/tr}$	100
Tableau 4.8: Relevé de la rugosité pour $N=2000\text{tr/mn}$ et $f=0.25\text{mm/tr}$	101
Tableau 4.9: Relevé de la rugosité pour $N=2400\text{tr/mn}$ et $f=0.25\text{mm/tr}$	102

LISTE DES SYMBOLES ET DES ABREVIATIONS

A	Amplitude de vibration [m]
F_0	Amplitude des efforts extérieurs [N]
d	Le rapport des fréquences
ω_c	Fréquence critique de vibration [Hz]
ω_n	Fréquence naturelle du système pièce-outil [Hz]
β_{yy}	Coefficient directionnel dynamique selon yy
ϕ	L'angle d'engagement de l'outil dans la matière à usiner [Rad]
ϕ_{ex}	L'angle de sortie de l'outil dans la matière [Rad]
ϕ_{st}	L'angle d'entrée de l'outil dans la matière [Rad]
a_e	Profondeur de passe radiale [mm]
D	Diamètre de la fraise [mm]
K_r	Coefficients spécifique de coupe radiale [MP_a]
K_t	Coefficients spécifique de coup tangentiel [MP_a]
V_c	Vitesse de coupe [m/s]
ω	Vitesse angulaire de la broche [rad/mn]
R	Rayon de la fraise [mm]
N	Vitesse de rotation de la broche [tr/s]
Z	Nombre de dent de la fraise
f	Avance par tour [mm/tr]
f_{mn}	Avance par minute [mm/mn]
α_n	Angle de coupe normal [rad]
η_c	Angle d'écoulement de copeaux [rad]
L	largeur de coupe [mm]
α_v	Vitesse de coupe angulaire [rad/s]
β	Angle d'hélice [rad]
b	Profondeur de coupe radiale [mm]
e	Epaisseur restant de la pièce [mm]
F_p	Composante tangentielle de l'effort de coupe [N]
F_Q	Composante radiale de l'effort de coupe [N]
λ	Rapport des composantes de la force de coupe
u	Energie fournie durant la coupe [j/m^3]
α_e	Angle effectif [rad]
$e(t)$	Épaisseur instantané restant de la pièce [mm]
A_v	Section de l'épaisseur de coupe [m^2]
ϕ_i	La position angulaire de la ième dent [rad]
θ	Rotation angulaire de l'outil [rad]
φ	L'angle retard de l'hélice [rad]

b_a	Longueur de la partie active de la fraise [mm]
R	Rayon de la fraise [mm]
ψ	L'angle d'immersion axiale [rad]
K_s	Coefficient spécifique de coupe [MP_a]
dl	Partie élémentaire de l'arête coupante [mm]
dz	Largeur de la partie élémentaire de la dent [mm]
β	Angle d'inclinaison de l'hélice non nul [rad]
u_0	L'énergie totale initiale de coupe [J/m^3]
α_e	L'angle d'attaque effectif [rad]
α_{e0}	L'angle d'attaque effectif initial [rad]
e_0	L'épaisseur de copeau initial [mm]
Ω	L'angle d'immersion radial [rad]
φ_e	La position de l'outil au moment où la dent entre dans la pièce [rad]
φ_s	La position de l'outil au moment où la dent sort dans la pièce [rad]
n	Nombre de dents de la fraise
ε	Le déphasage de l'outil par rapport aux traces de la passe précédente
J	Nombres d'ondulations entre chaque passage de dents
P_r	Plan de référence de l'outil
P_s	Plan d'arête de l'outil
P_0	Plan orthogonale de l'outil
F_x, F_y	Les composantes des efforts de coupe selon X et Y [N]
F_{rj}, F_{tj}	La composante radiale et tangentielle de l'effort de coupe de la dent j [N]
$h(t)$	Epaisseur instantanée de copeau [mm]
φ_j	Angle de rotation de la fraise [rad]
m	Masse [Kg]
m_x	Masse dans la direction x [Kg]
m_y	Masse dans la direction y [Kg]
C	L'amortissement [$N.s/m$]
C_x	Amortissement suivant x [$N.s/m$]
C_y	Amortissement suivant y [$N.s/m$]
k	La raideur [N/m]
k_x	Raideur suivant x [N/m]
k_y	Raideur suivant y [N/m]
b	Largeur de copeau [mm]
A_p	Profondeur de coupe axiale [mm]
A_{plim}	Profondeur de coupe axiale limite [mm]
$\phi(s)$	Fonction de transfert [m/N]
$\phi_y(\omega_c)$	Fonction de transfert d'un système usinant suivant y [m/N]
$G_y(\omega_c)$	Partie réelle de la fonction de transfert [m/N]
$H_y(\omega_c)$	Partie imaginaire de la fonction de transfert [m/N]

INTRODUCTION

Lors des opérations de fraisage, on voit souvent apparaître des vibrations spontanées dont l'origine reste souvent mal expliquée. L'amplitude de ces vibrations varie avec les conditions de coupe, mais d'une manière difficilement maîtrisable.

Ce phénomène nommé broutement limite sévèrement les performances des machines-outils, à la fois sur le plan de la qualité de surfaces réalisée et sur celui de la productivité. On peut expliquer ce phénomène par un mécanisme d'instabilité mécanique dans lesquelles les forces exercées par l'outil sur la pièce modifient l'épaisseur de copeau. Cette variation modifie à son tour les efforts de coupe et on se trouve devant un système à boucle de retour susceptible d'instabilité. Ce système peut donc entretenir et amplifier lui-même une vibration déclenchée par une perturbation très faible.

L'objectif de ce travail est d'étudier l'influence de ce phénomène sur les états de surfaces lors des opérations de fraisage, en identifiant les causes qui le provoquent et les moyens pour le prédire afin de l'éviter.

Ce mémoire comprend quatre chapitres. Dans le premier chapitre, on présente la Théorie de la coupe en exposant les différents paramètres de coupes qui influent sur l'apparition de ce phénomène. Le second chapitre est consacré aux vibrations auto-régénérées en usinage ainsi qu'à une étude bibliographique de la dynamique de la coupe et aux modèles les plus utilisés en coupe orthogonale et qui se généralisent au fraisage.

Le troisième chapitre aborde les moyens mis en œuvre pour détecter ce phénomène, ainsi que les définitions des paramètres de la rugosité des surfaces usinées et la théorie des lobes de stabilité. Le quatrième chapitre est consacré à l'étude expérimentale regroupant les trois cas de figure rencontrés en fraisage, à savoir :

- Pièce rigide et outil flexible
- Pièce déformable et outil rigide
- Pièce et outil rigides

Plusieurs essais expérimentaux sont effectués où on relève la rugosité dans chaque cas en faisant varier la vitesse de rotation de la broche, et l'épaisseur restant de la pièce. Dans chaque essai, on analyse le bruit de la machine où le passage par les zones d'instabilités est identifié.

Enfin, une conclusion générale qui synthétise les résultats de ce travail et présente les perspectives dans ce domaine de recherche.

CHAPITRE 1

THEORIE DE LA COUPE

1.1 Généralités sur le fraisage

La mise en forme par enlèvement de matière est un procédé d'élaboration de pièce mécanique. Un outil de coupe enlève de la matière à une pièce dans le but de générer une nouvelle surface. Il existe différents types de configurations: la coupe orthogonale, la coupe oblique, la coupe tridimensionnelle. Ces différentes configurations sont appliquées aux procédés d'usinage tels que le rabotage, le tournage, le fraisage, le perçage, etc.

Depuis leurs apparitions, les techniques d'usinage ont subi de multiples améliorations. Les procédés de mise en forme des matériaux par enlèvement de matière n'ont cessé d'être remis en question afin de rester en phase avec les exigences industrielles qu'elles soient techniques, économiques ou écologiques. Aujourd'hui, l'ingénieur de fabrication doit optimiser les paramètres d'usinage, afin de répondre aux besoins d'une clientèle de plus en plus exigeante.

Ce chapitre introduit les notions nécessaires à la compréhension de la problématique traitée dans ce mémoire. On explicite le fraisage et ses spécificités. Puis nous faisons l'inventaire des phénomènes vibratoires que l'on rencontre en fraisage. Enfin, nous décrivons clairement le phénomène de broutement et les moyennes détections utilisées en usinage.

1.2 Mode de fraisage.

Les principales méthodes de fraisage pratiquées [1, 2], sont:

1. Fraisage en roulant
2. Fraisage en bout
3. Fraisage mixte

Le fraisage s'effectue par déplacement de la pièce à usiner sous une fraise tournante à une vitesse choisie. Dans le fraisage en bout, la surface générée est perpendiculaire à l'axe de la fraise, alors que dans le fraisage en roulant la surface usinée est parallèle à l'axe de l'outil.

1.2.1 Mode d'action de la fraise

Le fraisage peut s'effectuer de deux manières :

- 1) En opposition : l'effort de coupe tangentiel de la fraise s'oppose à l'avance de la pièce à fraiser. Il présente plusieurs caractéristiques dont les plus importantes sont:
 - l'attaque de la dent se fait avec une épaisseur nulle, ce qui peut entraîner un refus de coupe (copeau minimum) sur la surface à générer. Ce refus de coupe génère des frottements qui à leurs tours entraîne une usure supplémentaire des outils de coupes,
 - l'attaque se fait sur une surface écrouie par la dent précédente,
 - les efforts de coupe tendent à faire sortir la pièce de la mise en position (efforts vers le haut).
- 2) En concordance (dit aussi en avalant): l'effort de coupe tangentiel accompagne la pièce à fraiser dans son déplacement. Il présente quelques caractéristiques essentielles dont les plus importantes:
 - l'attaque de la dent se fait avec l'épaisseur maximale.
 - la sortie de la dent se fait sur la surface à générer avec une épaisseur nulle mais le copeau est déjà créé ce qui facilite la coupe.
 - les dents attaquent sur l'épaisseur maximum ce qui génère des chocs qui influent directement sur la durée de vie de l'outil, il est intéressant d'avoir plusieurs dents en prise pour limiter les chocs.
 - les efforts de coupe plaquent la pièce sur ses appuis.

1.3 Paramètres de fraisage

Contrairement aux autres procédés de coupe, en fraisage, l'usineur doit gérer plusieurs paramètres qui participent à la stabilité de la coupe[3]. On note seulement ceux qu'on utilisera dans le modèle analytique développé au chapitre 5.

1.3.1 Angle d'entrée en fraisage :

C'est la position angulaire au moment où la dent de la fraise entre dans le matériau de la pièce à usiner (fig. 1-1).

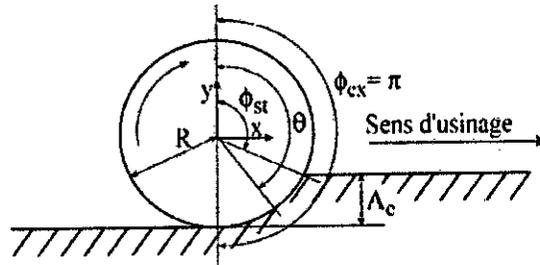


Figure 1.1: Présentation des angles d'entrée Φ_{ex} et de sortie Φ_{st} [3]

1.3.2 Coefficient directionnel dynamique

Le coefficient directionnel dynamique β_{yy} relative à la position angulaire de la fraise est donné [3, 4], par :

$$\beta_{yy} = \frac{1}{2} [-2 \cos 2\phi - 2k_r \phi - k_r \sin 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \quad (1.1)$$

Avec :

ϕ Angle d'engagement de l'outil dans la matière en cours de l'usinage.

ϕ_{ex} Angle de sortie.

ϕ_{st} Angle d'entrée de l'outil de la matière.

Pour le fraisage en concordance, les angles d'engagement s'expriment par :

$$\phi_{ex} = \pi \quad , \quad \phi_{st} = \frac{1}{\cos\left[\frac{2a_e}{D-1}\right]} \quad (1.2)$$

Pour le fraisage en opposition, les angles d'engagement s'expriment par :

$$\phi_{st} = 0 \quad , \quad \phi_{ex} = \frac{1}{\cos\left[\frac{1-a_e}{D}\right]} \quad (1.3)$$

Avec :

a_e : La profondeur de passe radiale.

D : Le diamètre de la fraise.

1.3.3 Influence du mode de fraisage sur le coefficient β_{yy}

Le coefficient directionnel dynamique est un facteur important sur la stabilité de la coupe, en effet, les valeurs données au couple (ϕ_{ex}, ϕ_{st}) détermine le mode d'action de la fraise. L'expression de β_{yy} [3] sera donnée en fonction des angles d'immersion (ϕ_{ex}, ϕ_{st}) et du coefficient spécifique de coupe.

1.3.3.1 Fraisage en opposition

On développe l'équation (1.1), en remplaçant les angles d'entrée et de sortie par leurs expressions pour le cas du fraisage en opposition en utilisant les équations (1.3).

$$\beta_{yy} = \frac{1}{2} [-2 \cos 2\phi - 2k_r \phi - k_r \sin 2\phi]_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \quad (1.4)$$

On trouve

$$\beta_{yy} = \frac{1}{2} \{ [-2 \cos 2\phi_{ex} - 2k_r \phi_{ex} - k_r \sin 2\phi_{ex}] + 2 \} \quad (1.5)$$

On trace les courbes permettant d'étudier la variation de coefficient directionnel dynamique en fonction des paramètres de position de la fraise qui sont les angles d'immersions et du coefficient spécifique de coupe radial k_r .

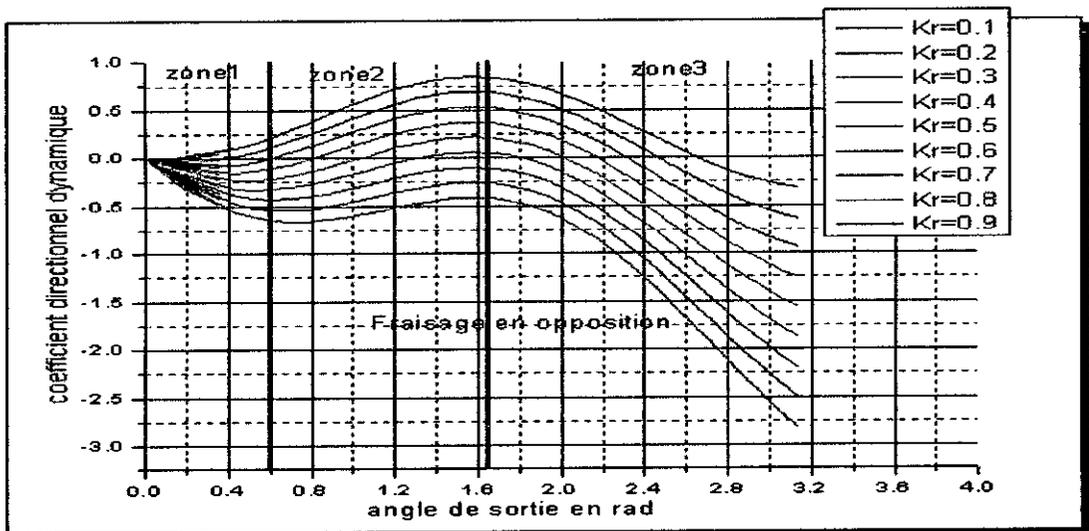


Figure 1.2: Coefficient directionnel dynamique pour le fraisage en opposition

On distingue trois zones essentielles dans la figure 1.2:

- La première zone montre lors du fraisage en opposition, que si l'angle de sortie ϕ_{ex} est limité par $0 < \phi_{ex} < \frac{\pi}{3}$, les valeurs du coefficient directionnel dynamique β_{yy} sont descendantes.
- La deuxième zone montre que si l'angle de sortie ϕ_{ex} est limité entre $\frac{\pi}{3}$ et $\frac{\pi}{2}$, les valeurs du coefficient directionnel dynamique β_{yy} sont ascendantes.
- La troisième zone montre que si l'angle de sortie ϕ_{ex} est compris entre $\frac{\pi}{2}$ et π les valeurs de coefficient directionnel dynamique β_{yy} sont descendantes.

Toute en étant mode fraisage en opposition, le coefficient directionnel dynamique varie selon la position de la fraise lors de sa sortie de la pièce, ce résultat est important pour la stabilité de la coupe.

1.3.3.2 Fraisage en concordance

Pour le fraisage en concordance on choisit les valeurs des angles d'entrée et de sorti selon l'équation (1.2). On développe l'équation (1.1) qui prendra la forme:

$$\beta_{yy} = \frac{1}{2} \{ [-2 - 4k_r\pi + 2 \cos 2\phi_{st} + 2k_r\phi_{st} + k_r \sin 2\phi_{st}] \} \quad (1.6)$$

$$\beta_{yy} = \frac{1}{2} [-2 - 2k_r(2\pi + \phi_{st}) + 2 \cos 2\phi_{st} + k_r \sin 2\phi_{st}] \quad (1.7)$$

On remarque que le coefficient directionnel dynamique dans le cas du fraisage en concordance dépend uniquement de l'angle de sortie de la fraise lors de la coupe et du coefficient spécifique de coupe radiale.

On trace les courbes du coefficient directionnel dynamique en fonction des paramètres d'immersion et du coefficient spécifique de coupe radiale.

En ce qui concerne l'influence des angles d'entrée et le coefficient spécifique de coupe sur le coefficient directeur dynamique au cas du fraisage en concordance:

On distingue trois zones (figure 1.3)

- i. La première zone: montre que lors du fraisage en concordance, quand l'angle de sortie ϕ_{st} est limité par $0 < \phi_{st} < \frac{3\pi}{16}$ alors les valeurs de coefficient directionnel dynamique β_{yy} sont ascendantes.
- ii. La deuxième zone: montre que lors du fraisage en concordance, quand l'angle de sortie ϕ_{st} est limité par $\frac{3\pi}{16} < \phi_{st} < \frac{\pi}{2}$ alors les valeurs de coefficient directionnel dynamique β_{yy} sont descendantes.
- iii. La troisième zone: montre que lors du fraisage en concordance, quand l'angle de sortie ϕ_{st} est limité par $\frac{\pi}{2} < \phi_{st} < \pi$ alors les valeurs de coefficient directionnel dynamique β_{yy} sont ascendantes.

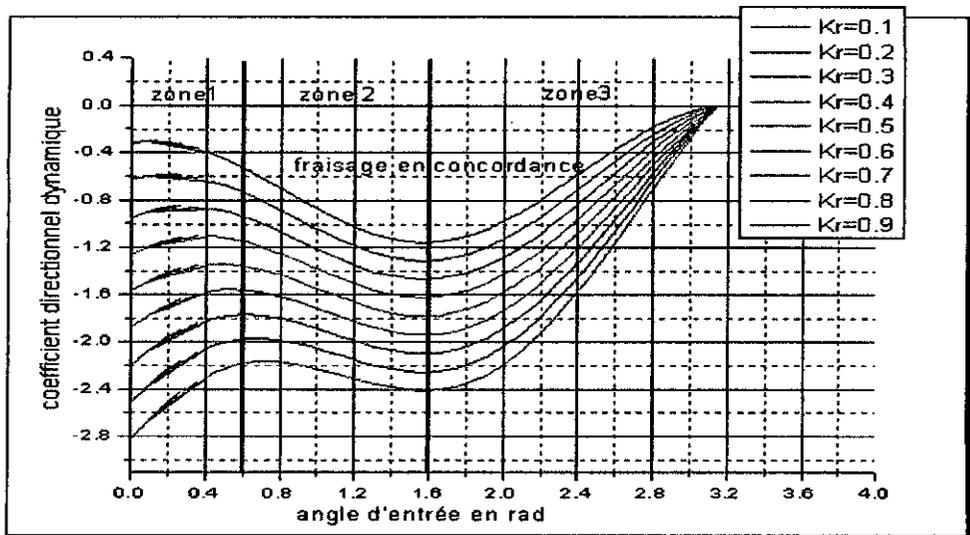


Figure 1.3: Coefficient directionnel dynamique pour le fraisage en concordance

On constate que les figures (I-2) et (I-3) montrent que le coefficient directionnel β_{yy} diminue à chaque fois qu'on augmente la valeur du coefficient spécifique de coupe radiale.

1.3.4 Paramètres de coupe

Les paramètres de coupe [5, 6], sont choisis en fonction des caractéristiques mécaniques de la matière à usiner et de l'outil.

a. Vitesse de coupe

La relation entre la vitesse de coupe V_c et la vitesse de rotation ω de la fraise est donnée par la relation suivante:

$$V_c = R \times \omega \quad (1.8)$$

b. vitesse d'avance

La relation entre la vitesse d'avance de la table et la vitesse de rotation de la fraise s'écrit :

$$V_t = N \times f_t \times Z \quad (1.9)$$

Avec:

Z Nombre de dents de la fraise.

f_t Avance par dent.

N Vitesse de rotation de la broche (tr/mn)

c. L'avance par dent f_t

On appelle l'avance par dent f_t le déplacement de l'ébauche en mm pendant le temps de rotation de la fraise correspondant à l'angle de division (angle central compris entre deux dents voisines).

d. L'avance par tour f

On appelle l'avance par dent f le déplacement de l'ébauche en mm pendant un tour de la fraise.

$$f = f_t \times z \quad \text{en mm/tr} \quad (1.10)$$

e. Avance par minute f_{mn}

On appelle avance par minute le déplacement de l'ébauche en une minute.

$$f_{mn} = f \times N = f_t \times z \times N \quad \text{en mm/mn} \quad (1.11)$$

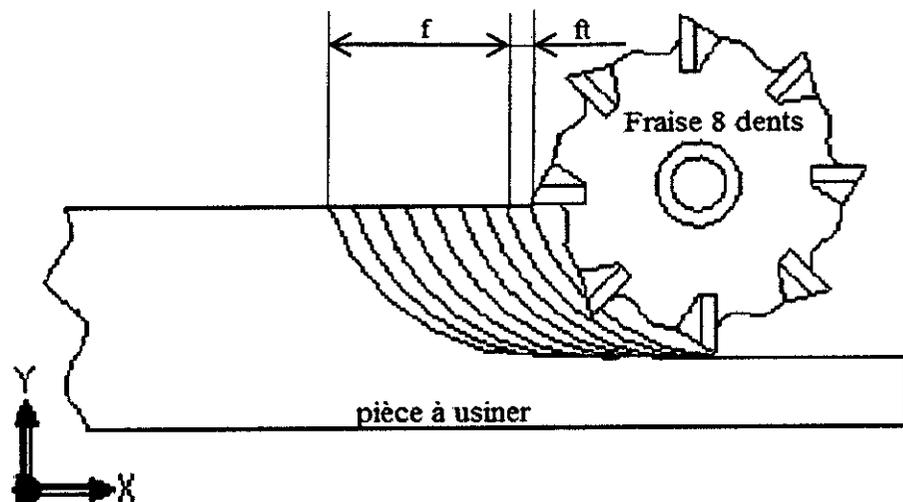


Figure 1.4 Avance par tour et par dent d'une fraise à 8 dents

1.4. Efforts de coupe

Les efforts de coupe constituent un facteur important en fraisage [7]. En effet, ils influent directement sur l'arrachement des copeaux ainsi que sur la flexion de l'outil et la déformation des parois d'une pièce de faible épaisseur. Il devient nécessaire d'établir un modèle précis de la force de coupe afin de prédire l'oscillation de l'outil et de la pièce surtout pour le cas du fraisage des parois minces. Pour cela on doit prendre un cas simple qui est celui de la coupe oblique, dans lequel on peut représenter clairement les efforts de coupe.

1.4.1 Paramètres de coupe oblique

Par définition, on dit que la coupe est oblique lorsque l'arête de l'outil n'est pas perpendiculaire à la direction de coupe qui est représenté par la vitesse de coupe V_c .

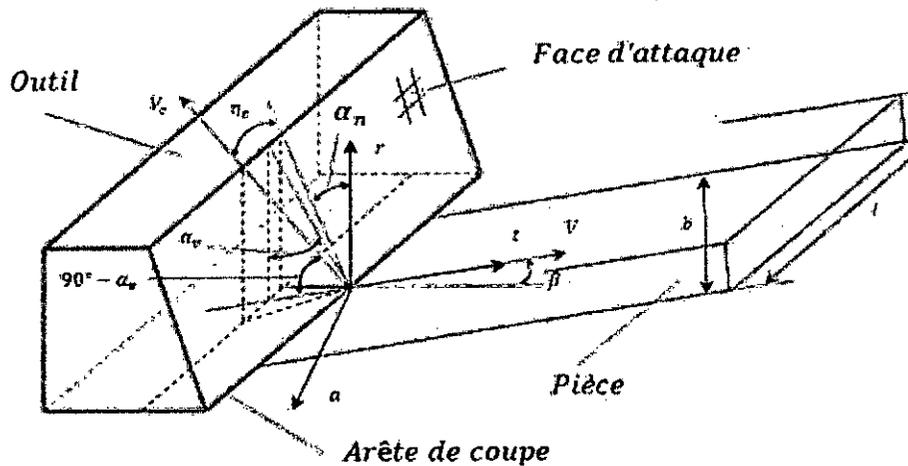


Figure 1.5: Représentation des paramètres de coupe oblique [8]

Avec

α_n : Angles de coupe normale

η_c : Angle d'écoulement

V_c : Vitesse de coupe

β : Angle d'hélice

1.4.2 Expression des efforts de coupe

Pour le cas de la coupe orthogonale (c'est-à-dire on prend $\beta = 0$), les composantes de la force de coupe sont tangentielle F_p et radiale F_Q sont donné par [8] :

$$F_p = u \cdot b \cdot e(t) \quad (1.12)$$

$$F_Q = \lambda \cdot F_p \quad (1.13)$$

Avec :

- λ Rapport des composantes de la force qui est généralement très proche de 0.5 pour la coupe des structures métalliques.
- u est l'énergie fournie par unité de volume qui dépend du matériau de la pièce, de l'angle d'attaque effectif α_e et de l'épaisseur de copeau instantanée (t).

u peut être exprimée empiriquement en fonction de l'épaisseur instantanée de copeau par l'expression nommée ' l'effet de taille 'qui est:

$$u \cong \frac{1}{e(t)^{0.2}} \quad (1.14)$$

Sachant que A_v est la section de l'épaisseur de coupe qui est perpendiculaire à la vitesse de coupe [6].

$$A_v = b \cdot e(t) = l \cdot e(t) \cdot \cos \beta \quad (1.15)$$

Les équations (1.12) et (1.13) deviennent:

$$F_p = u \cdot b \cdot e(t) = u \cdot A_v \quad (1.16)$$

$$F_Q = \lambda F_p = \lambda \cdot u \cdot A_v \quad (1.17)$$

Dans le cas de la coupe orthogonale, au point de liaison outil-pièce, on est en présence de deux forces F_p et F_Q . Dans le cas du fraisage l'étude des efforts de coupe prennent une forme beaucoup plus compliquée.

1.5. Modélisation des efforts de coupe en fraisage

Pour une fraise en acier rapide monobloc, on divise le cylindre de la fraise le long de l'axe Z en un certain nombre de tranches égale au nombre de dents de la fraise comme le montre la Figure 1.6a. Dans chaque tranche, on a une dent, dans laquelle on représente l'effort de coupe comme s'ils sont appliqués en un point unique. Les efforts tangentiels et normaux seront obtenus à partir du modèle de la coupe oblique.

Il est important de noter que dans le cas du fraisage la direction et le module des efforts tangentiels et radiaux varient avec l'épaisseur du copeau en considérant le temps de passage d'une seule dent. Par conséquent on voit la difficulté qu'on rencontre en considérant la flexion de l'outil comme sources des vibrations auto régénérés.

Pour faire le lien entre la géométrie hélicoïdale de la partie tranchante de la fraise et l'extrémité des dents, on va considérer un système de coordonnées curvilignes (t, r, a) lié à la dent i (Figure 1.6b). Le nouveau repère est exprimé comme suit:

$$\begin{cases} \textit{tangential} &= [\sin \varphi_i & -\cos \varphi_i & 0] \\ \textit{radial} &= [\cos \varphi_i & \sin \varphi_i & 0] \\ \textit{axial} &= [0 & 0 & 1] \end{cases} \quad (1.18)$$

$$\varphi_i = \varphi + \theta + (i - 1) \frac{2\pi}{m} \quad (1.19)$$

Où $(1 \leq i \leq m \text{ et } 0 \leq \varphi \leq \psi)$

Avec :

φ_i : la position angulaire d'un point au bout de la $i^{\text{ème}}$ dent

θ : la rotation angulaire de l'outil.

$$\theta = -\omega t \quad (1.20)$$

Avec:

φ : angle retard de l'hélice.

ω : vitesse angulaire de la broche.

b_a : longueur de la partie active de la fraise (figure 2.15a)

R : rayon de la fraise

En considérant l'angle ψ comme étant l'angle d'immersion axiale d'une dent de la fraise avec comme profondeur axiale b_a , ψ est donné [6] par:

$$\psi = \frac{b_a \tan \beta}{R} \quad (1.21)$$

Dans le cas du fraisage [7] on a exprimé les composantes de la force de coupe dans le nouveau système à coordonnées curviligne en fonction du coefficient spécifique de la force de coupe K_s (ces deux formules sont expérimentalement validées par Liu [8]):

$$F_t = K_s \cdot b \cdot e(t) \quad (1.22)$$

$$F_r = \lambda F_t \quad (1.23)$$

Avec b la profondeur de coupe radiale, $e(t)$ l'épaisseur instantané du copeau et λ le rapport de la force de coupe environ égale à 0.5.

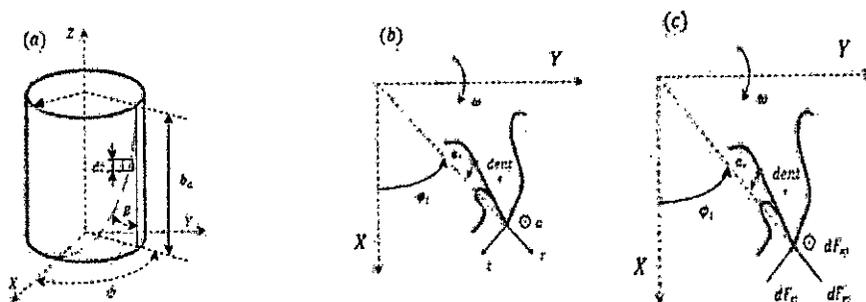


Figure 1.6: Modélisation géométrique en fraisage[9]: (a) la géométrie hélicoïdale de l'arête de coupe; (b) système de coordonnées curviligne lié à la dent i ; (c) les forces de coupe appliquées à la dent i .

1.5.1 Modèle de la force de coupe agissant le long de l'arête de la dent

Les forces de coupe agissant le long de l'arête de la dent dépendent de l'épaisseur de coupe non déformé. Si on prend dl une petite partie élémentaire de l'arête coupante alors dz peut être considéré comme la largeur de dl , seulement elle est oblique avec un angle d'inclinaison β non nul, car l'arête tranchante est hélicoïdale.

$$dz = dl \cdot \cos \beta \quad (1.24)$$

Pour alléger les équations on désigne par e la section instantanée de copeau au lieu de e (t) comme désigné précédemment. La relation de la section transversale de l'épaisseur de coupe sera alors:

$$dA_v(\varphi_i) = e_i(\varphi_i) dz = e_i(\varphi_i) dl \cos \beta \quad (1.25)$$

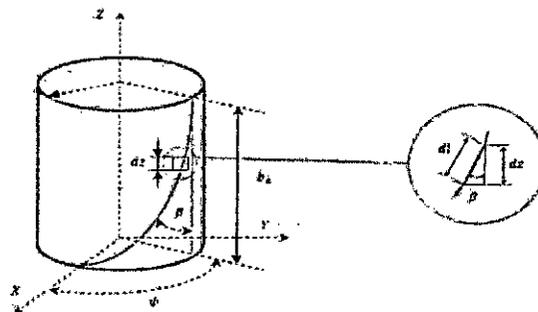


Figure 1.7. Discrétisation de la fraise [8]

Sachant que: $dl = \frac{Rd\varphi}{\sin \beta}$

De l'équation (1.22), on obtient la force de coupe tangentielle élémentaire.

$$dF(\varphi_i) = K_s \cdot dA_v(\varphi_i) = K_s \cdot e_i(\varphi_i) \cdot dl \cdot \cos \beta = K_s \cdot e_i(\varphi_i) \cdot \frac{Rd\varphi}{\sin \beta} \cdot \cos \beta \quad (1.26)$$

$$\begin{aligned} dF(\varphi_i) &= K_s \cdot e_i(\varphi_i) \cdot \frac{Rd\varphi}{\sin \beta} \cdot \cos \beta = K_s \cdot e_i(\varphi_i) \cdot R \cdot d\varphi \cdot \cot \beta = \\ &= K_s \cdot e_i(\varphi_i) \cdot R \cdot \cot \beta \cdot d\varphi \end{aligned} \quad (1.27)$$

Sachant que le coefficient spécifique de coupe tangentielle K_s dépend de:

- u_0 : l'énergie totale initiale de coupe par unité de volume,
- α_e : l'angle d'attaque effectif,
- α_{e0} : l'angle d'attaque effectif initial,
- e_0 : l'épaisseur de coupe initiale.

K_s est donné par la relation suivante [8]:

$$K_s = u_0 \cdot \left[1 - \frac{\alpha_e - \alpha_{e0}}{100} \right] \cdot \left[\frac{e_0}{e_i(\varphi_i)} \right]^{0,2} \quad (1.28)$$

De l'équation (1.23), on obtient l'expression de la force de coupe radiale élémentaire:

$$dF_{ri}(\varphi_i) = \lambda dF_{ti}(\varphi_i) \quad (1.29)$$

Les études cinématiques réalisées dans le cas du fraisage donnent l'épaisseur du copeau arraché par la $i^{\text{ème}}$ dent est dans chaque cas.

— Cas du fraisage en avalant

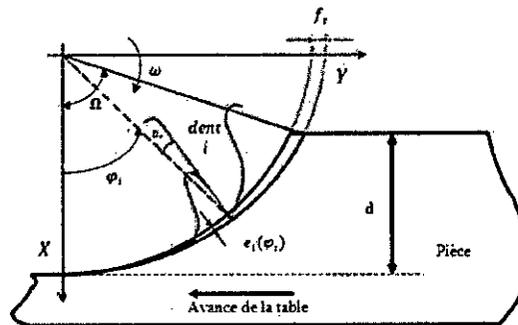


Figure 1.8 : Représentation des paramètres de coupe cas du fraisage en avalant[8]

$$\begin{cases} e_i(\varphi_i) = f_t \sin(\varphi_i) & \text{Si } 0 \leq \varphi_i \leq \Omega \text{ outil dans la matière} \\ e_i(\varphi_i) = 0 & \text{Si l'outil est hors la matière} \end{cases} \quad (1.30)$$

— Cas du fraisage en opposition

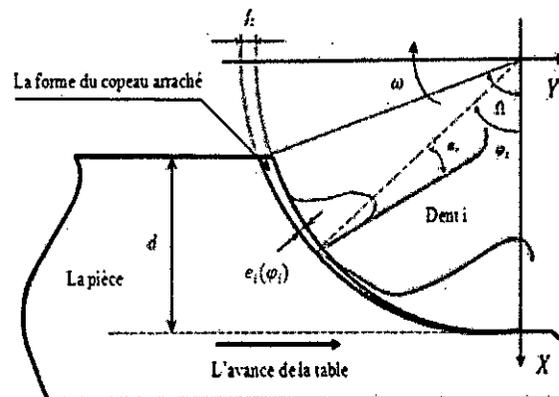


Figure 1.9 : Représentation des paramètres de coupe cas du fraisage en opposition

$$\begin{cases} e_i(\varphi_i) = f_t \sin(\varphi_i) & \text{Si } -\Omega \leq \varphi_i \leq 0 \text{ outil dans la matière} \\ e_i(\varphi_i) = 0 & \text{Si l'outil est hors la matière} \end{cases} \quad (1.31)$$

Avec Ω l'angle d'immersion radial de l'outil dans la pièce

$$\Omega = \arccos \left[1 - \frac{b}{r} \right] \quad (1.32)$$

Par projection des équations (1.22) et (1.23) sur le repère (XY)

$$dF_{ti}(\varphi_i) == K_s \cdot e_i(\varphi_i) \cdot R \cdot \cot \beta \cdot d\varphi$$

$$dF_{ri}(\varphi_i) = \lambda dF_{ti}(\varphi_i)$$

Projection de la force tangentielle sur le repère (XY)

$$\begin{cases} dF_{tx}(\varphi_i) = -K_s \cdot e_i(\varphi_i) \cdot R \cdot \cot \beta \cdot \sin \varphi_i \cdot d\varphi \\ dF_{ty}(\varphi_i) = K_s \cdot e_i(\varphi_i) \cdot R \cdot \cot \beta \cdot \cos \varphi_i \cdot d\varphi \end{cases} \quad (1.33)$$

Projection de la force tangentielle sur le repère (XY)

$$\begin{cases} dF_{rx}(\varphi_i) = -\lambda K_s \cdot e_i(\varphi_i) \cdot R \cdot \cot \beta \cdot \cos \varphi_i \cdot d\varphi \\ dF_{ry}(\varphi_i) = -\lambda K_s \cdot e_i(\varphi_i) \cdot R \cdot \cot \beta \cdot \sin \varphi_i \cdot d\varphi \end{cases} \quad (1.34)$$

En sommant les équations (1.33) et (1.34) on trouve les forces différentielles selon les axes X et Y

$$\begin{aligned} dF_{ix}(\varphi_i) &= dF_{tx}(\varphi_i) + dF_{rx}(\varphi_i) = \\ &= -K_s \cdot e_i(\varphi_i) \cdot R \cdot \cot \beta \cdot \sin \varphi_i \cdot d\varphi - \lambda K_s \cdot e_i(\varphi_i) \cdot R \cdot \cot \beta \cdot \cos \varphi_i \cdot d\varphi \end{aligned} \quad (1.35)$$

$$dF_{ix}(\varphi_i) = -K_s \cdot e_i(\varphi_i) \cdot R \cdot \cot \beta \cdot (\sin \varphi_i + \lambda \cos \varphi_i) d\varphi \quad (1.36)$$

$$\begin{aligned} dF_{iy}(\varphi_i) &= dF_{ty}(\varphi_i) + dF_{ry}(\varphi_i) = \\ &= K_s \cdot e_i(\varphi_i) \cdot R \cdot \cot \beta \cdot \cos \varphi_i \cdot d\varphi - \lambda K_s \cdot e_i(\varphi_i) \cdot R \cdot \cot \beta \cdot \sin \varphi_i \cdot d\varphi \end{aligned} \quad (1.37)$$

$$dF_{iy}(\varphi_i) = K_s \cdot e_i(\varphi_i) \cdot R \cdot \cot \beta \cdot (\cos \varphi_i - \lambda \sin \varphi_i) d\varphi \quad (1.38)$$

Les composantes de la force de coupe appliquée le long de la partie coupante de la dent i sont données, en intégrant les équations (1.36) et (1.37).

$$F_{ix} = \int_{\varphi_s}^{\varphi_e} dF_{ix}(\varphi_i) d\varphi_i \quad (1.39)$$

$$F_{iy} = \int_{\varphi_s}^{\varphi_e} dF_{iy}(\varphi_i) d\varphi_i \quad (1.40)$$

Avec $\varphi_e \leq \varphi_i \leq \varphi_s$

φ_e la position de l'outil au moment où la dent de l'outil entre dans la pièce à usiner.

φ_s la position de l'outil au moment où la dent de l'outil sort de la pièce à usiner.

Après le calcul des intégrales, Liu publia le résultat trouvé de la force de coupe total apposé à la dent dans chaque cas.

— Cas du fraisage en avalant :

$$F_{ix} \cong [-u' f_t R \cos \beta (0.5 \varphi_i - 0.25 \sin \varphi_i + 0.5556 \lambda (\sin \varphi_i)^{1.8})]_{\varphi_s}^{\varphi_e} \quad (1.41)$$

$$F_{iy} \cong [u' f_t R \cos \beta (-0.5 \varphi_i + 0.25 \lambda \sin(2\varphi_i) + 0.5556 (\sin \varphi_i)^{1.8})]_{\varphi_s}^{\varphi_e} \quad (1.42)$$

— Cas du fraisage en opposition :

$$F_{ix} \cong [-u' f_t R \cot \beta (0.5 \varphi_i - 0.25 \sin 2\varphi_i - 0.5556 \lambda (\sin \varphi_i)^{1.8})]_{\varphi_s}^{\varphi_e} \quad (1.43)$$

$$F_{iy} \cong [-u' f_t R \cot \beta (+0.5 \varphi_i - 0.25 \lambda \sin(2\varphi_i) + 0.5556 (\sin \varphi_i)^{1.8})]_{\varphi_s}^{\varphi_e} \quad (1.44)$$

Pour obtenir la force totale appliquée par les dents, qui sont en arrachement au même moment, on fait la somme des forces trouvées.

$$F_x = \sum_{i=1}^n F_{ix} \quad (1.45)$$

$$F_y = \sum_{i=1}^n F_{iy} \quad (1.46)$$

Avec n le nombre de dents participant à la coupe en même moment.

1.6 Notions de vibration en usinage

L'enlèvement de matière par outil coupant a toujours occupé une place prédominante parmi les procédés de mise en forme des matériaux. La qualité des surfaces usinées a toujours été une préoccupation majeure pour les fabricants. A l'heure actuelle, les opérateurs des machines-outils se trouvent dans l'obligation de produire des pièces mécaniques dont les tolérances géométriques, dimensionnelles et rugosités sont de plus en plus faibles. Pour répondre aux besoins des donneurs d'ordre, il est impératif de maîtriser la globalité du processus de fabrication des pièces mécaniques. Cependant, Le domaine de l'usinage rencontre un ensemble de phénomènes parasite pas toujours évidents à quantifier et qui peuvent réduire à néant les efforts consentis à la réalisation de pièces dont l'état de surface est de meilleures qualités. L'un de ces phénomènes est l'apparition des vibrations, dont l'origine de certains est restée longtemps incompréhensible. L'amplitude de ces vibrations varie avec les conditions de coupe, mais d'une façon difficilement maîtrisable.

Le problème de broutement[10] se pose d'une façon sévère d'autant plus que la longue expérience des usineurs ne remédia point à ce problème, la rentabilisation des nouvelles technologies en usinage réclame des exigences de coupes beaucoup plus élevés.

Les principaux facteurs qui influent sur le phénomène de broutement cités par les spécialistes [11] en usinage sont :

1. l'épaisseur de copeau,
2. la largeur de copeau,
3. le choix de la vitesse de rotation de la broche,
4. le choix de la vitesse d'avance de la table,
5. la géométrie de l'outil,
6. la flexibilité de l'outil ou celle de la pièce,
7. les conditions et modes d'usinage,
8. la nature du matériau constituant les arêtes de coupes,
9. la nature du matériau usiné,

Il est utile de rappeler les différents types de vibrations existantes, ainsi que leurs origines, qui se distinguent en trois types de vibrations.

a. Les vibrations libres

Elles résultent de la capacité d'un système à vibrer et sont directement liées à ces modes propres. On peut les modéliser par un ressort et un amortisseur que l'on écarte de sa position d'équilibre, le système va osciller à une amplitude décroissante et à la fréquence naturelle du système. Dans le cas de l'usinage, les vibrations libres s'amortissent d'elles-mêmes en fonction du comportement dynamique et de l'amortissement du système.

b. vibrations forcées

Les vibrations forcées apparaissent lorsque le système est soumis à un effort périodique ($F = F_0 \sin(\omega t)$). Le mouvement résultant est une oscillation périodique de fréquence ω (nommée fréquence d'excitation) et une amplitude constante A . L'amplitude A des vibrations est fonction de l'amplitude des efforts extérieurs F_0 , de la rigidité K , du coefficient d'amortissement c et du rapport $d = \frac{\omega c}{\omega_n}$, où ω_n est la fréquence naturelle du système. Pour $\omega_n = \omega_c$, on aura le cas de la résonance c'est-à-dire l'amplitude devient maximale. Ces perturbations périodiques sont généralement provoquées par les chocs dus aux vibrations ou à la précision insuffisante des surfaces actives des pièces des organes de transmission, aux engagements et aux changements de régime brusques. Le fraisage est le principal procédé d'usinage où la coupe est interrompue. En effet, l'outil est sollicité de manière périodique par les efforts de coupe appliqués sur les dents. Ces derniers passent alternativement dans la matière, l'épaisseur de copeaux varie, ce qui induit automatiquement à la variation des efforts de coupes qui vont générer les vibrations forcées.

Du moment que la liaison est faite entre l'effort de coupe et les vibrations forcés, on peut noter encore l'influence indirecte de la profondeur de passe et celle de la vitesse d'avance. Beaucoup de recherches ont été publiées pour éclaircir les diverses causes provoquant ce phénomène, on retient les travaux de Peigne [12] et Moreau [13] qui évoquent d'autres sources possibles de vibrations forcés comme:

- Des hétérogénéités de la matière.
- Des irrégularités géométriques de la pièce.
- Une usure excessive ou la casse d'une des dents dans le cas du fraisage.

Ces différents points énumérés sont très provocatrices de vibrations du système P.O.M.

c. Les vibrations auto-excitées ou auto-entretenue

C'est un phénomène plus complexe et plus fréquent dans la coupe des métaux que les précédents. En effet, les vibrations auto-entretenues proviennent d'un mécanisme fermé, capable de transformer une source d'énergie extérieure non périodique sous forme d'efforts périodiques provoquant des vibrations, ses causes essentielles sont:

- la variation de la force de frottement du copeau glissant sur l'outil,
- le choix inadapté de la vitesse de rotation de la broche et de la vitesse d'avance.

Les vibrations auto-entretenues ont pour source le passage d'un régime de coupe stable vers un régime instable. En effet, le système usinant se met à vibrer à une fréquence différente de la fréquence de passage de dent, le régime dynamique de la coupe est différent du régime dynamique de l'outil. C'est la cause du phénomène appelé broutement (ou "chatter" en anglais), ce phénomène est très préjudiciable à la coupe car il entraîne généralement :

- Un très mauvais état de surface,
- Une baisse de la durée de vie de l'outil,
- Un bruit très désagréable lors de l'usinage. Que certains chercheurs essaient de le rentabiliser pour le compte de l'analyse la fréquence de propagation du bruit durant l'usinage et sa relation avec le phénomène de vibration auto-entretenue.
- Une usure prématurée de la broche de la machine (endommagement des roulements et des coussinets).

Ces problèmes ont été étudiés [11,12] dès le milieu du XXe siècle notamment par Arnold en 1946, Tlusty en 1963, Merritt en 1965 puis Tobias en 1965 dans le but de comprendre

les phénomènes aboutissant à l'apparition du broutement et de développer des méthodes de prédiction.

L'objectif de ce travail est l'étude de l'influence du phénomène de broutement sur les états de surfaces, ce qui revient à étudier les paramètres de stabilité lors des opérations de fraisages, en évoquant les différents modèles afin de permettre d'optimiser les paramètres de coupes et construire les graphes de lobes de stabilité pour le cas de fraisage des pièces à parois minces qui nous permet d'identifier les zones stables et instables afin d'éviter ce phénomène et vérifier les résultats trouvés avec ceux déjà fait et publiés par Thevenot.

1.7 Conclusion

Dans ce premier chapitre, on a présenté une synthèse sur l'usinage en générale et sur le fraisage en particulier. L'objectif principal était l'exposition des paramètres de coupe qui influent sur l'apparition du phénomène de broutement. En effet, les paramètres de coupe connues et données par les abaques et les formulaires[14] tel que la vitesse d'avance de la pièce, la vitesse de rotation de la broche, le coefficient spécifique de coupe radiale, le coefficient dynamique directionnel, le nombre de dent et le diamètre de la fraise, etc. On a remarqué aussi que d'autres paramètres sont aussi importants pour ne pas dire essentiels, dont: l'épaisseur de copeau, la profondeur de passe, les efforts de coupe et tous les paramètres qui en découlent tel que, ceux citer dans l'étude de la modélisation de la force de coupe.

Etant donné que ce mémoire s'intéresse uniquement à l'étude de l'influence du phénomène de broutement sur les états de surfaces obtenues, il est question d'utiliser une nouvelle méthode qui nous donnera des résultats fiables sans passer par la modélisation des efforts de coupe, qui est une tâche très pénible à réaliser en fraisage (voir les développements sur la modélisation des efforts de coupe au chapitre2). La méthode a été réalisé et expérimentait par Thevenot, pour un cas très utilisé en fabrication mécanique, c'est celui du fraisage des parois minces (chapitre3).

CHAPITRE 2

LES VIBRATIONS AUTO-REGENEREES EN USINAGE

2.1 Introduction

Dans ce chapitre, on s'intéresse uniquement à l'étude de l'instabilité de coupe causée par le phénomène de vibration auto-régénéré, sachant que les autres types de vibrations en l'occurrence libre et forcés sont aussi néfastes. Mais tout d'abord, on se pose la question sur l'instabilité de coupe et comment savoir si on est en présence du phénomène de broutement proprement dit ou d'instabilité de coupe due à d'autres types de vibrations. On définit généralement l'instabilité de coupe comme étant des vibrations extrêmement violentes dont l'amplitude croît avec le temps. Elles affectent la broche et toute la structure de la machine c'est-à-dire le système P.O.M (pièce-machine-outil) entraînant non seulement un mauvais fini de surface mais souvent la rupture de l'outil et dans les pires cas, on arrive à la détérioration des paliers et les roulements de la broche. Les vibrations peuvent atteindre des amplitudes tellement élevées que l'outil quitte carrément la matière de la pièce. Les vibrations auto-excitées ou broutement trouvent leur source dans le phénomène de la coupe proprement dit même si le procédé de coupe est totalement continu comme dans le cas du tournage ou perçage. Elles apparaissent, pour une machine de coupe donnée, seulement quand certaines conditions de coupe sont réunies: profondeur de coupe axiale, profondeur de coupe radiale, orientation de la coupe par rapport à la machine, nombre de dent de la fraise, diamètre de la fraise, type de matériel, mode d'usinage etc. En fraisage, on peut reconnaître le broutement d'une vibration forcée par sa fréquence de vibration qui est constante, indépendante de la vitesse de rotation de la broche ou de tous autres éléments tournants de la machine ou sources d'excitation. La fréquence de broutage est aussi égale à une fréquence propre du système P.O.M. Elle peut être aussi légèrement plus élevée que la fréquence propre de la machine.

Dans ce qui suit, on définit le broutement et comment prévenir son apparition et les moyens de détection. Les différentes méthodes développées dans ce domaine sont décrites, permettent de prédire les conditions de coupe qui maximisent le taux d'enlèvement de matière tout en restant dans le domaine stable.

2.2 Type de broutement:

Il existe deux types de broutement :

- a) le broutement non-régénératif (dit aussi broutement pur)
- b) le broutage régénératif.

Bien que le premier soit préalable au deuxième, on traite principalement du deuxième parce que c'est celui qui est à la limite de stabilité la plus basse.

2.2.1 Broutement non régénératif

Le broutement non-régénératif peut subvenir même si l'opération d'usinage est parfaitement continu, comme c'est le cas du tournage ou du perçage. En fait, le broutement tire son origine dans le phénomène de cisaillement de la coupe proprement dit (fracture de la matière lors de la formation du copeau) qui produit un bruit de fond comme un bruit blanc par exemple. Dans certains travaux [15] on a classé le broutement entre les vibrations forcées et les vibrations auto-excitées puisqu'il s'agit là d'une forme d'excitation forcées provenant de la coupe. Si la broche est excitée par un bruit blanc par exemple, elle dissipe l'énergie qu'elle reçoit par amortissement en vibrant à la fréquence à laquelle elle peut dissiper le plus d'énergie, c'est à dire sa fréquence naturelle. Les amplitudes de ce spectre d'excitation sont en général très faibles et la plupart du temps stable car l'énergie dissipée varie plus vite que le carré de l'amplitude de la vibration et cela est donc sans importance sur la qualité de la coupe proprement dite. Par contre le problème survient quand l'énergie apportée par la coupe est plus élevée que l'énergie dissipée par la broche:

$$\frac{\text{Energie apportée par la coupe}}{\text{Energie dissipée par amortissement}} > 1$$

Si le flux d'énergie se maintient avec cette condition, l'amplitude de la vibration augmentera jusqu'au moment où une non-linéarité viendra arrêter le processus (rupture de l'outil ou de la broche, sortie de l'outil de la matière). Il est utile de savoir comment l'énergie apportée à la broche par la coupe peut-elle entraîner l'instabilité puisque l'excitation (bruit) est de très faible amplitude et son énergie peut donc en théorie être rapidement dissipée par la vibration de l'outil. Même si l'amortissement est habituellement faible, il faut nécessairement qu'il y ait un phénomène d'accumulation d'énergie (vibration auto-excitée) pour entraîner l'instabilité.

La plupart des chercheurs l'expliquent par le couplage des modes (« mode coupling » en anglais). Pour l'expliquer considérons la figure suivante:

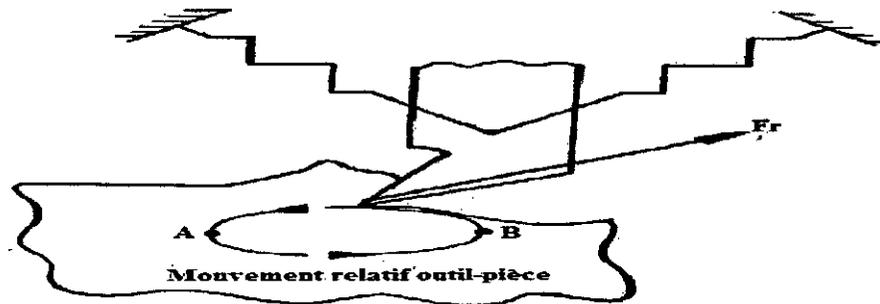


Figure 2.1: Mouvement relatif de l'outil par rapport à la matière[15]

Les deux ressorts qui tiennent l'outil sont perpendiculaires entre eux et représentent une direction dans laquelle l'outil peut bouger, chacun forme un degré de liberté. La moindre vibration entraîne un mouvement elliptique dans le sens de la flèche illustré par la figure 2.1. En effet, si l'outil pénètre dans la pièce (la profondeur de coupe augmente) par rapport à la profondeur de coupe nominale, à cause d'une vibration causée par le bruit, il recule par le fait même car les forces augmentent (A → B). Par contre, si les forces diminuent (profondeur de coupe diminue), l'outil revient vers l'avant (B → A). On voit que lors de ce mouvement elliptique, l'énergie fournie par la coupe à l'outil (A → B) est supérieure à l'énergie dissipée dans la coupe par l'outil (B → A) car la profondeur de coupe est supérieure dans la partie inférieure du trajet elliptique, il en résulte une accumulation d'énergie. Dépendamment de la forme de l'ellipse, l'oscillation de l'outil peut être suffisante ou insuffisante pour dissiper l'énergie (stabilité ou instabilité). On voit donc qu'une vibration seulement verticale de l'outil n'est pas suffisante pour entraîner une instabilité dû à la faible amplitude de l'excitation, la vibration de l'outil fait vite dissiper l'énergie. Par contre, la combinaison des deux modes vibratoires peut entraîner le mouvement elliptique et donc l'instabilité.

2.2.2 Broutement régénératif

Le broutement régénératif est présent dans presque toutes les opérations de fraisage. Nous étudierons plus en détail ce type de broutage car sa limite de stabilité est en générale plus faible que le broutement non-régénératif dû à un phénomène de rétroaction. L'outil qui retire de la matière de la pièce en vibrant repasse dans ses propres traces où il a laissé des ondulations dans la passe précédente. Même si l'usinage était stable lors du premier tour, il

deviendra instable à cause d'une variation de l'épaisseur de copeau. La figure 2.2 illustre ce phénomène pour une opération de fraisage et de tournage:

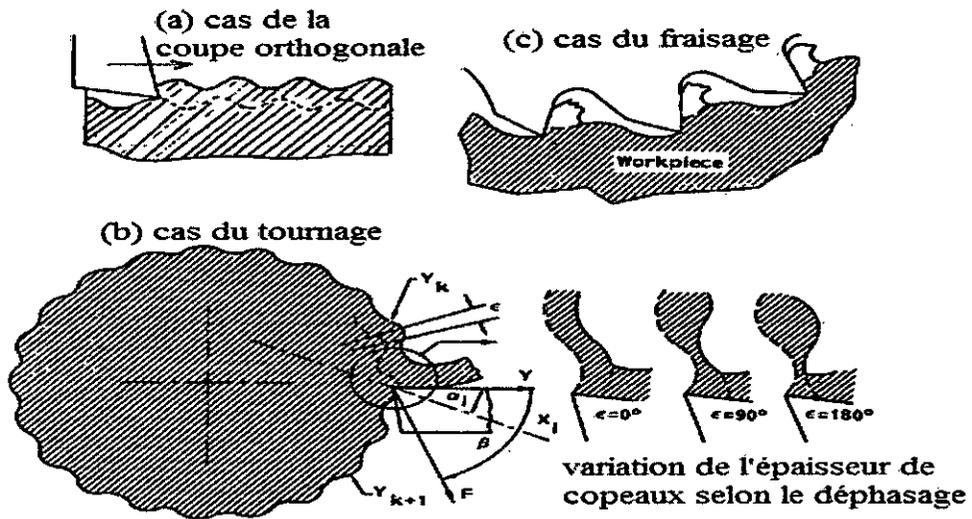


Figure 2.2: Variation de l'épaisseur du copeau [11]

La contrainte « géométrique » qui entraîne l'instabilité éventuelle est illustrée sur cette figure. Dépendamment de la vitesse de coupe, du diamètre de la pièce et de la fréquence de brochage (qui correspond à la fréquence naturelle du système), l'outil voit une variation de l'épaisseur du copeau plus ou moins grande. Le paramètre « ε » représente le déphasage de l'outil par rapport aux traces de la passe précédente en radians. Pour une opération de tournage, il est égal à:

$$J + \frac{\varepsilon}{2\pi} = \frac{f_c}{N} \quad (2.1)$$

f_c est la fréquence critique de brochement en hertz, N est la vitesse de rotation de la broche en tours/minute et J est le plus grand entier pour que le rapport $\frac{\varepsilon}{2\pi} < 1$. Autrement dit, il y a J ondulations sur la surface de la pièce. Si $\varepsilon = 0$, l'épaisseur de coupe est constante et il n'y a pas de brochement régénératif. Pour une opération de fraisage, on ajoute le nombre de dents [16].

$$\frac{J + \varepsilon}{2\pi} = \frac{f}{nZ} \quad (2.2)$$

Où z représente le nombre de dent. On a donc un nombre J d'ondulations entre chaque passage de dents comme sur la figure 2.3:

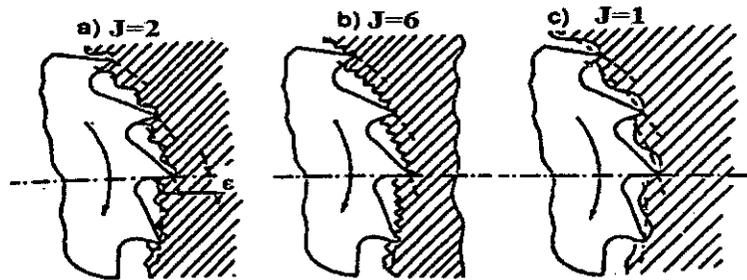


Figure 2.3 : Nombres d'ondulation J entre chaque passage de dents [15]

2.3 Etude de l'influence de broutement

Le présent travail n'a pas pour but de résoudre totalement le problème des vibrations lors des opérations d'usinage en générale ou plus précisément le fraisage, mais on présente une analyse globale de ce problème, seulement on essaye d'approcher au mieux la solution à ce problème en dressant des cartes de stabilités du système outil-pièce, afin de permettre à l'usineur d'éviter le broutement, sans pour autant régresser en terme de qualité d'état de surface et de productivité. L'étude de la dynamique de la coupe en fraisage est très compliquée en la comparant à celle du tournage, à commencer par les géométries des fraises qui posent de réelles difficultés de modélisation. De plus les efforts de coupes sont variables en fonction du temps, et leurs discontinuités dus au passage des dents hors matière, créent des chocs d'où on se retrouve sur le cas des vibrations forcées.

2.3.1 Etude de la dynamique de la coupe orthogonale

Dans ce chapitre on expose les différentes méthodes de simulations, vu la complexité de la coupe interrompue, les chercheurs [7,8] ont traité le cas de la coupe orthogonale en premier lieu, puis ils ont généralisés la modélisation pour le cas du fraisage. La méthode la plus utilisée est la méthode analytique car elle permet de faire les simplifications nécessaires, surtout en termes de choix du nombre de degré de liberté. D'autres méthodes sont utilisées et elles ont données des résultats assez fiables et très acceptés par les usineurs, on cite La méthode temporelle, la modélisation par semi discrétisation elle a été développée comme une méthode intermédiaire entre les deux méthodes précédentes. Sachant que ces méthodes utilisent la coupe orthogonale comme moyen simple de développement, il serait plus que nécessaire de commencer ce chapitre par un aperçu général de la coupe orthogonale en choisissant le cas le plus, celui de l'outil à arête rectiligne avec un angle droit.

2.3.1.1 Introduction

L'analyse des phénomènes de coupe consiste à rechercher les relations entre les caractéristiques du matériau usiné, de l'outil et les paramètres fondamentaux caractérisant les conditions de coupe: section de copeau, profondeur de passe, vitesse de rotation de la broche, vitesse d'avance de la table, forces de coupes. Les contraintes subies par le matériau, d'où résultent les efforts de coupes, sont consécutives à la déformation imposée à celui-ci par l'action de l'outil. L'interaction de nombreux paramètres, intervenant dans l'opération de la coupe de métaux, conduit très rapidement à des relations quantitatives extrêmement complexes qu'il est parfois impossible d'exploiter, d'où il est plus judicieux de faire quelques hypothèses simplificatrices afin de se retrouver dans des conditions idéales d'explication et de résolution.

La précision des résultats et interprétations qui en découlent et la validité des conclusions sont affectées dans des proportions plus ou moins acceptables. Les théories les plus abordables se réfèrent au cas le plus simple, celui de la coupe orthogonale, à l'aide d'un outil à arête rectiligne d'angle de direction 90° . En considérant que les champs de forces est plan et orthogonal à l'arête de coupe, la représentation en est évidemment simplifiée ainsi que l'étude analytique.

Dans ce chapitre, quelques problèmes qui apparaissent lors de la coupe sont présentés, ainsi que quelques modélisations de la coupe orthogonale (on prend des outils de tournages pour montrer les différents plans de l'outillage) et qui sont en générale à la base de la modélisation de la coupe dans le cas du fraisage dans la quasi-majorité des travaux publiés[17].

2.3.2 La coupe orthogonale

L'usinage est un processus très complexe de mise en forme par enlèvement de matière, qui fait intervenir plusieurs paramètres liés au comportement du système outil-pièce, à la réponse dynamique du système 'pièce-machine-outil 'et aux conditions de coupe. Un mauvais choix des conditions de coupe génère des effets indésirables, tels que des vibrations, des surfaces rugueuses, des tolérances de fabrication médiocres. Les choix des valeurs optimales des conditions de coupes et l'étude de la formation de copeau incite les chercheurs à se baser sur l'étude de la coupe orthogonale puis à généraliser leurs travaux au fraisage.

2.3.2.1 Plans et angles de référence de la coupe orthogonale

Pour définir les angles de coupe, on introduit trois plans de références [18]:

1. le plan de référence de l'outil (P_r) passe par un point M de l'arête de coupe et est parallèle au plan de base servant de face d'appui au corps de l'outil.
2. le plan d'arête de l'outil (P_s) est tangent à l'arête de coupe au point M et perpendiculaire au plan de référence (P_r).
3. le plan orthogonal de l'outil (P_0) est perpendiculaire au plan de référence (P_r) et au plan d'arête de l'outil (P_s), au point M .

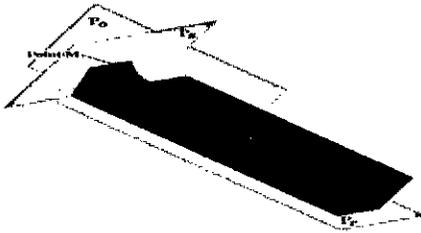


Figure 2.5 : outil de coupe orthogonale[18]

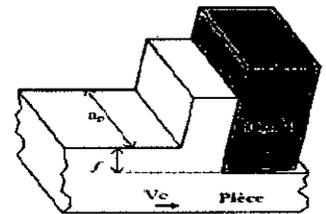


Figure 2.4 : Coupe orthogonale

2.3.2.2 Modélisation de la coupe orthogonale

On définit la zone de formation de copeau dans le plan (P_0).

- (1) la zone de cisaillement primaire,
- (2) la zone de cisaillement secondaire ou zone de frottement intense,
- (3) la zone de dépouille principale,
- (4) la zone morte.

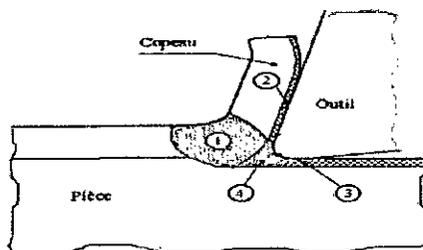


Figure 2.6: Zones caractérisant le processus de coupe dans le plan P_0 [18]

La première zone dite de cisaillement primaire: Elle s'étend de l'arête de coupe jusqu'à la surface libre du copeau. C'est la première zone de déformation plastique mise en évidence dans le processus de coupe. Elle succède à la zone morte où s'effectue le changement de direction de l'écoulement de la matière usinée et la séparation du métal en deux parties; dont l'une constitue le copeau et l'autre la surface de la pièce usinée. La deuxième zone dite de cisaillement secondaire: Elle est aussi appelée zone d'écroissage du copeau, et se situe à l'interface de l'outil et du copeau. C'est une zone de frottement et de glissement qui est responsable entre autres de l'usure en cratère sur l'outil et d'une forte génération de chaleur.

La troisième zone dite tertiaire ou d'écroissage de la pièce: C'est une zone de frottement et de glissement entre la face de dépouille et la surface usinée. Elle donne naissance à l'usure en dépouille sur l'outil et engendre des modifications microstructurales en surface de la pièce (écrouissage, contraintes résiduelles) due au frottement et à la génération de chaleur qui en découle. Un schéma localisant tous les phénomènes importants dans la zone de coupe est présenté en figure 2.7. Comprendre la relation entre tous ces phénomènes est le plus important problème dans la modélisation du processus de coupe. Il est important de préciser que la majorité des phénomènes cités sont fortement non linéaire et interdépendants.

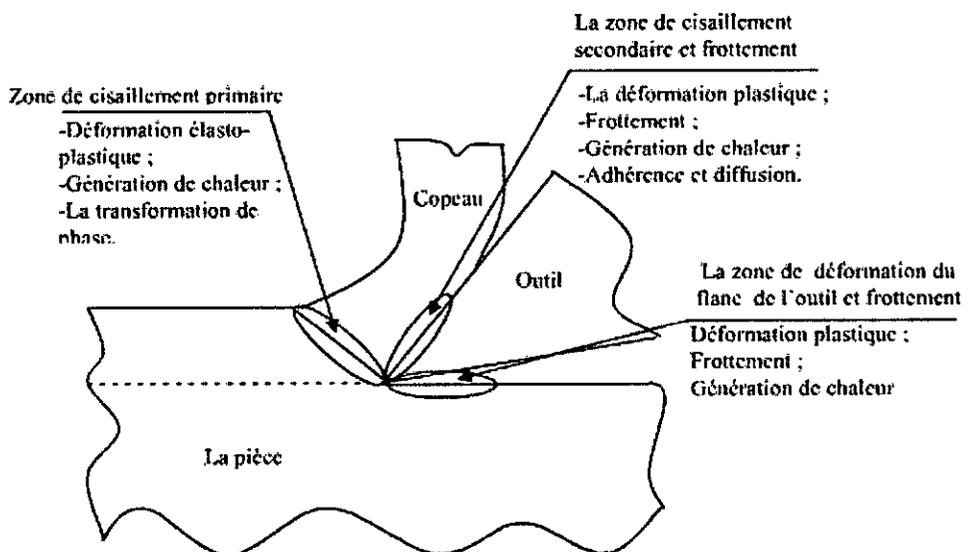


Figure 2.7 : Phénomènes physiques dans la zone de coupe [17,19]

2.3.3 Domaine d'étude de l'usinage

On distingue deux domaines d'usinage, statique et dynamique.

2.3.3.1 Domaine statique

Le domaine statique ne tient pas compte du paramètre temporel, de l'accélération du système, de la position angulaire de l'outil, donc le fraisage n'est pas concerné par ce domaine d'étude. En effet, la section de coupe varie en fonction du temps et les efforts de coupes varient en fonction de l'épaisseur de la matière, elle-même dépendante de la position angulaire de l'outil. En conclusion, le domaine statique peut être appliqué au cas du tournage car la section de copeau est constante.

2.3.3.2 Domaine dynamique

Afin de mieux identifier les phénomènes d'instabilité de la coupe des métaux, plusieurs chercheurs [19], [20] ont développé des modèles dynamiques pour prévoir les conditions nécessaires à l'élaboration d'une coupe stable. Les modélisations réalisées dans ce domaine permettent d'effectuer le calcul des efforts de coupe en considérant les incréments de temps très rapprochés et en tenant en compte de la masse, l'accélération et l'amortissement du système POM. Ces approches nécessitent donc la caractérisation complète de ce système dans le domaine fréquentiels. Leurs applications portent essentiellement sur la définition du comportement vibratoire du système P.O.M et l'établissement des cartes de stabilité grâce à l'utilisation des lobes de stabilité développée au chapitre 5.

2.4. Etat de l'art

2.4.1 Notions de régénération de surface

Les premières réflexions sur les causes des vibrations régénératives en usinage datent de 1931, en effet, Doi [21] a publié une étude explicative dans laquelle il met en évidence l'influence des paramètres de coupe sur l'amplitude des vibrations du système POM (pièce-outil-machine) en cours d'usinage. Puis en 1937 il a publié sa deuxième étude, mettant en évidence l'existence d'une zone de vitesse critique dans laquelle la coupe est instable, c'est dans cette étude que la profondeur de coupe s'est révélé le paramètre intrinsèque dans la détermination du seuil de d'instabilité.

En 1946, Arnold [11] a expliqué l'auto-excitation en broutement en supposant un déphasage de l'effort de coupe sur les vibrations de telle façon qu'un amortissement négatif est générée dans la coupe.

Thusty dans les années 50-60 [22] a publié plusieurs notes de recherche mettant en évidence ce phénomène, puis c'est au tour Altintas en 1957 [23,24] et Polacek en 1963 [25]. Par la suite Tobias en 1958 [24] se plaça en coupe orthogonale, avec un effort de coupe proportionnel à la section de copeau. La dynamique de l'usinage est modélisée par un système simple à un seul degré de liberté (ddl) de type masse-ressort-amortisseur. L'épaisseur de copeau est constituée d'une partie constante (l'avance par tour) et d'une partie variable composée de la différence entre la vibration à la passe précédente et la vibration à la passe actuelle, c'est ce qu'on appelle l'effet régénératif.

Meritt [26] en 1965 s'est intéressé à la coupe orthogonale en considérant le cas simple où l'effort de coupe varie en module seulement et l'épaisseur de copeau reste constante. Cette régénération intervient lorsque l'outil entre en vibration sous l'effet d'une variation de l'effort de coupe. Ce mouvement de l'outil se répercute sur la surface usinée qui présente alors une forme ondulée. Lorsque l'outil usine à nouveau cette surface, la hauteur de coupe varie. L'outil est donc soumis à une variation des efforts de coupe qui va à nouveau le faire entrer en vibration et générer une surface ondulée (Figure 2.8).

Le mouvement vibratoire de l'outil va ainsi s'auto-entretenir. Les vibrations vont alors soit s'atténuer, soit s'amplifier. Si le déphasage, qui existe entre la surface précédemment usinée et la surface actuelle générée par l'outil, est suffisamment faible, la section de copeau ne varie pas significativement. La variation des efforts de coupe n'est alors pas suffisante au regard de la raideur et de l'amortissement de l'outil, pour entretenir les vibrations. Celles-ci ont alors tendance à s'atténuer. Au contraire, si le déphasage est assez grand, la variation de coupe entretient et amplifie les vibrations jusqu'à ce que l'outil sorte de la matière. Ce phénomène est très néfaste pour l'usinage, car il dégrade fortement l'état de surface des pièces usinées en générant des ondulations, il augmente aussi l'usure des outils et de la broche.

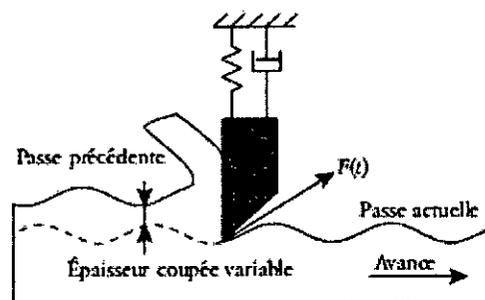


Figure 2.8: Phénomène de régénération de la surface [27]

Ces énormes difficultés entraînent la publication de nombreux travaux scientifiques qu'on expose dans ce chapitre, sans oublier de parler des différents moyens expérimentaux utilisés par ces chercheurs.

Marui et Altintas [17] en 1983 étudient le procédé de coupe dynamique en présence de vibrations auto-entretenues en considérant un système O.P (outil/pièce) à un seul degré de liberté. Puis une recherche est publiée en 1988 par Marui et Altintas, qui s'appuie sur des résultats expérimentaux, développant un modèle non linéaire qui caractérise le broutement pour un système d'usinage modélisé par deux degrés de liberté. La limite de stabilité d'usinage peut être calculée grâce à ce modèle et la Simulation montre que l'un des facteurs les plus importants pour supprimer les vibrations Auto-entretenues est l'amortissement du système d'usinage.

Kaneko et Altintas[28] en 1984 se sont intéressés à un modèle de broutement régénératif pour le cas d'un système d'usinage à plusieurs degrés de liberté. L'introduction de l'effet de la régénération multiple dans leur modèle de broutement montre que l'amplitude des vibrations se stabilise après l'excitation du système d'usinage. Ils analysent le déplacement de la pièce usinée par rapport à son origine au cours des vibrations de l'outil. Ils ont pris le cas de rigidité de la pièce et la flexibilité de l'outil. Ils montrent que l'effort de coupe nominal est corrigé par un terme qui est inversement proportionnel à la vitesse de coupe et est proportionnel à la vitesse de vibration dynamique de l'outil. On suppose qu'il existe une probabilité que l'outil le long de la longueur de surface usiné, repasse sur les traces de la passe précédente, et à ce moment l'épaisseur de copeau devient constante ce qui induit une force de coupe constante et disparition du phénomène de broutement. Mais ce cas-là n'est pas intéressant pour les ingénieurs en fabrication mécanique car l'état de surface n'est acceptable que par partie. Par la suite, Kashara et Altintas en 1992 [18] ont montré que l'effort de coupe varie en fonction de la vitesse de coupe. La notion de déphasage temporel est introduite entre l'effort de coupe et la vitesse de rotation de la broche de la machine. Pour expliquer cela, ils proposent d'utiliser une méthode expérimentale qui consiste d'examiner la stabilité du système d'usinage grâce au contrôle automatique de :

- a) l'amplitude des vibrations relatives de l'outil par rapport à la pièce,
- b) du déphasage temporel entre la composante tangentielle F_t de l'effort de coupe et la vitesse de rotation de la broche.

2.4.2 Méthodes de prédiction des vibrations régénératives

Comme il est décrit précédemment, les vibrations régénératives ou phénomène de broutement font intervenir deux concepts essentiels qui sont:

- les efforts de coupes qui sont les sources d'excitations entre l'outil et la pièce,
- le déphasage entre les différentes surfaces usinées, qui influe directement sur l'épaisseur de copeau et qui influent à leurs tours sur les efforts de coupes, ainsi la boucle n'a de fin que si l'outil quitte carrément la matière de la pièce.

La modélisation des vibrations auto-entretenues s'avère très difficile car elle repose essentiellement sur la modélisation des efforts de coupe, qui sont développées, pour le cas de la coupe orthogonale et le fraisage, (chapitre 1).

2.4.2.1 Méthodes analytiques

Les méthodes analytiques consistent à linéariser le système O.P (outil-pièce) autour d'une position d'équilibre et à rechercher les limites de stabilité du système. L'avantage des méthodes analytiques réside dans l'introduction de nombreuses simplifications, ce qui réduit la complexité des équations à résoudre. Ce type d'analyse permet d'obtenir les diagrammes de stabilité de la coupe en fonction des paramètres de coupe, tel que la vitesse de rotation de la broche, profondeur de passe, vitesse d'avance de la pièce etc. Malgré que cette méthode est très prisée par les théoriciens, néanmoins elle engendre quelques inconvénients tel que:

- Elle ne tient pas compte du non linéarité propres de chacun des phénomènes rencontrés en usinage, notamment la relation liant la force de coupe à l'épaisseur de copeau.
- Elle ne tient pas compte du risque de sortie de l'outil de la matière de la pièce.

Suivant l'influence des non linéarité simplifiée (ou ignorée) la méthode analytique sera plus ou moins fiable.

2.4.2.1.1 Méthode analytique d'Altintas et Budak

Sachant que lors de la coupe en fraisage, il faut tenir compte de la variation des efforts de coupe en direction et en module en fonction du temps, et ceci même s'il n'y a pas de broutement (voir fin du chapitre 1), et aussi on doit tenir compte de la variation du nombre de dents en prise au en cours du procédé du fraisage. Altintas et Budak [28,29], se basent sur l'étude déjà faite par Tobias [27] pour le cas de la coupe orthogonale en généralisant cette étude au cas du fraisage de profil d'une pièce rigide par un outil flexible (2ddl), où chaque ddl est modélisé par un système masse-ressort-amortisseur, sachant que la fraise est

infiniment rigide suivant son axe de rotation (Fig. 2.9). Le système est considéré infiniment rigide suivant l'axe de rotation de la fraise, et les déplacements x et y de la fraise suivant les directions X et Y sont régis par les équations dynamiques suivantes:

$$\begin{cases} m_x \ddot{x} + c_x \dot{x} + k_x x = F_x \\ m_y \ddot{y} + c_y \dot{y} + k_y y = F_y \end{cases} \quad (2.3)$$

Avec F_x et F_y sont les composantes des efforts de coupe suivants les directions X et Y . L'effort de coupe exercé sur chaque dent est modélisé par une composante radiale F_{rj} et une composante tangentielle F_{tj} , qui sont appliquée sur la dent j , qui sont linéairement dépendantes de la profondeur de passe b , de l'épaisseur de copeau $h(t)$ et des coefficients spécifique de coupe K_r et K_t déterminés expérimentalement.

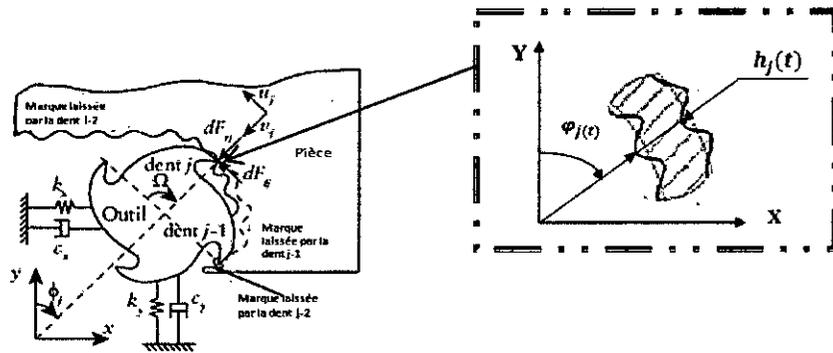


Figure 2.9 : Modélisation du fraisage [27, 29]

Sachant que:

$$\begin{cases} F_{tj}(t) = K_t \cdot b \cdot h(t) \\ F_{rj}(t) = K_r \cdot F_{tj}(t) = K_r \cdot b \cdot h(t) \end{cases} \quad (2.4)$$

Les projections des composantes des efforts de coupe sur les axes X et Y seront:

$$\begin{cases} F_{xj} = -F_{tj} \cos \varphi_j - F_{rj} \sin \varphi_j \\ F_{yj} = F_{tj} \sin \varphi_j - F_{rj} \cos \varphi_j \end{cases} \quad (2.5)$$

La fraise possède z dents, avec un angle d'hélice nul et tourne à une vitesse angulaire Ω .

Si φ_j représente l'angle de rotation de la fraise, l'épaisseur de copeau $h(\varphi_j)$ est alors constituée d'une partie statique fixe et d'une partie dépendant de la vibration :

$$h(\varphi_j) = [f_z \sin(\varphi_j) + (v_{t-\tau}(\varphi_j) - (v_t(\varphi_j)))] * g(\varphi_j) \quad (2.6)$$

f_z Représente l'avance par dent et $g(\varphi_j)$ est une fonction échelon tel que:

$$\begin{cases} g(\varphi_j) = 1 & \text{si la dent travaille } (\varphi_{st} < \varphi_j < \varphi_{ex}) \\ g(\varphi_j) = 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (2.7)$$

φ_{st} et φ_{ex} sont les angles d'entrée et de sortie de la fraise dans la pièce (chapitre 1).

La phase d'usinage est définie par un angle d'entrée et de sortie, tous deux constants. $v_t(\varphi_j)$ est la projection du déplacement suivant la direction radiale à la dent et $v_{t-\tau}(\varphi_j)$ est la projection du déplacement au précédent passage de dent avec τ la période de passage de dent:

$$v_t(\varphi_j) = -x(t) \sin(\varphi_j) - y(t) \cos(\varphi_j) \quad (2.8)$$

Enfin de compte Altintas et Budak ont pu mettre sous forme matricielle une relation entre les composantes des efforts de coupe et les déplacements de l'outil, en élaborant une matrice de liaison nommée matrice des coefficients dynamique de fraisage.

$$\begin{Bmatrix} F_x(t) \\ F_y(t) \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} A_p K_t [A(t)] \begin{Bmatrix} x(t) - x(t-\tau) \\ y(t) - y(t-\tau) \end{Bmatrix} \quad (2.9)$$

Avec:

$\bar{F}_x(t), \bar{F}_y(t)$: les composantes de l'efforts de coupe dans le repère (\bar{X}, \bar{Y}) ,

$x(t), y(t)$: les déplacements du premier point de l'arête tranchante de la fraise qui touche la matière.

$$\begin{Bmatrix} F_x(t) \\ F_y(t) \end{Bmatrix} = \frac{1}{2} A_p K_t \begin{bmatrix} a_{xx}(t) & a_{xy}(t) \\ a_{yx}(t) & a_{yy}(t) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x(t) - x(t-\tau) \\ y(t) - y(t-\tau) \end{Bmatrix} \quad (2.10)$$

Avec A_p la profondeur de passe axiale, K_t le coefficient spécifique de coupe tangentiel et $[A(t)]$ la matrice des coefficients dynamiques de fraisage.

La matrice $A(t)$ représente l'orientation et la valeur des efforts de coupe sur chaque dent en fonction de la position angulaire de la dent et des coefficients spécifiques de coupe.

Cette matrice, dont les coefficients sont périodiques, de période τ , est la principale difficulté du fraisage par rapport au tournage. Elle est classiquement décomposée en série de Fourier[29], afin de pouvoir l'analyser:

$$[A(t)] = \sum_{k=-\infty}^{\infty} [A_k] e^{ik\omega t} \quad (2.11)$$

$$[A_k] = \frac{1}{T} \int_0^T [A(t)] e^{-ik\omega t} \quad (2.12)$$

Les auteurs [27,29] considèrent uniquement le terme $[A_0]$, c'est-à-dire l'ordre zéro de la décomposition en série de Fourier afin de rendre les calculs acceptables, et en plus on considère uniquement la composante moyenne de l'effort de coupe afin de trouver un modèle simple comme celui du cas du tournage orthogonale. Cette hypothèse est très importante vu la complexité du problème. Dès lors, l'analyse de la stabilité s'effectue par l'utilisation d'un critère de stabilité classique, passant par la recherche des valeurs propres de l'équation caractéristique du système [17].

D'après l'hypothèse prise précédemment l'équation (2.9) devient:

$$\begin{Bmatrix} F_x(t) \\ F_y(t) \end{Bmatrix} \approx \frac{1}{2} A_p K_t [A_0] \begin{Bmatrix} x(t) - x(t-\tau) \\ y(t) - y(t-\tau) \end{Bmatrix} \quad (2.13)$$

Ou plus simplement:

$$[F(t)] \approx \frac{1}{2} A_p K_t [A_0] [\Delta(t)] \quad (2.14)$$

L'expression de l'équation de mouvement est donnée par:

$$[M]\ddot{X} + [C]\dot{X} + [k]X(t) = \frac{1}{2} A_p K_t \{c(t)\} \quad (2.15)$$

Avec $\{c(t)\}$ les vecteur résultant du produit de $[A_0] \cdot \begin{Bmatrix} x(t) - x(t-\tau) \\ y(t) - y(t-\tau) \end{Bmatrix}$.

La résolution de ce système se fait alors dans le domaine fréquentiel en appliquant la transformée de Laplace. Les cartes de stabilité sont tracées en fonction de la vitesse de rotation de la broche $N(tr/mn)$ et de l'engagement axiale pour le cas du fraisage de profil et de l'engagement radiale pour le cas du fraisage en roulant.

Conclusion:

Sachant que le domaine du fraisage possède plusieurs méthodes de coupe, le modèle d'Altintas et Budak n'est valable que pour le fraisage en roulant et pour les opérations d'ébauches, car dans le cas de la coupe assez discontinue, la prise en compte d'un seul harmonique devient alors insuffisant. Cette limite de fiabilité a été mise en évidence par Arnaud et Dessenin [3]. En effet, Lapoujoulade [13] a confirmé la limite de cette méthode

en montrant que dans les conditions prises par Altintas, la solution ne convergeait pas pour tous les cas du fraisage et ceci malgré la prise en compte de plusieurs harmoniques.

2.4.2.2 Méthode de la semi discrétisation (SD)

La méthode dite de semi discrétisation (SD) est développée pour combler le manque laissé par la méthode analytique afin de détecter le domaine de stabilité lors des opérations de fraisage. Cette méthode est basée sur la discrétisation des termes retardée de l'équation de la dynamique, elle est introduite par Insperger et Stepan [30], l'application de cette méthode au fraisage est développée et détaillée par Hartung [31] puis par Gradisek et Kalveram [32]. En prenant le modèle à deux degrés de liberté, cas de la pièce rigide et outils flexible suivant les directions X et Y.

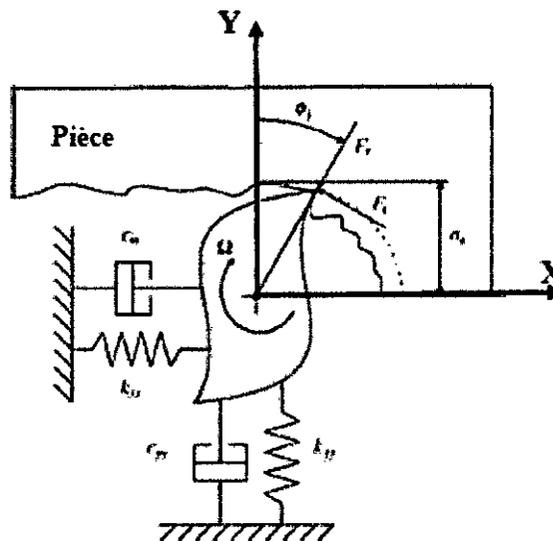


Figure 2.10: Modélisation du fraisage de profil : cas pièce rigide [33]

2.4.2.2.1 Description de la méthode

On considère l'équation (2.15) de la dynamique du système.

$$[M]\ddot{X} + [C]\dot{X} + [k]X(t) = \frac{1}{2}A_p K_t \{c(t)\} \quad (2.16)$$

$$M\ddot{X}(t) + C\dot{X} + KX(t) = A_p K_t \underbrace{A(t)[X(t) - X(t - T)]}_{F(t)} \quad (2.17)$$

Sachant que l'expression de $A(t)$ prends la forme [33]

$$A(t) = \begin{bmatrix} a_{xx}(t) & a_{xy}(t) \\ a_{yx}(t) & a_{yy}(t) \end{bmatrix} \quad (2.18)$$

Avec:

$$\begin{cases} a_{xx} = \frac{1}{2} [\sum_{j=0}^{z-1} -g_j [\sin(2\varphi_j) + K_r(1 - \cos 2\varphi_j)]] \\ a_{xy} = \frac{1}{2} [\sum_{j=0}^{z-1} -g_j [(1 + \cos 2\varphi_j) + K_r \sin(2\varphi_j)]] \\ a_{yx} = \frac{1}{2} [\sum_{j=0}^{z-1} +g_j [(1 - \cos 2\varphi_j) - K_r \sin(2\varphi_j)]] \\ a_{yy} = \frac{1}{2} [\sum_{j=0}^{z-1} +g_j [\sin(2\varphi_j) + K_r(1 + \cos 2\varphi_j)]] \end{cases} \quad (2.19)$$

Dans le but d'alléger les équations, on pose :

$$Q(t) = -A_p K_t A(t) \quad (2.20)$$

Jusqu'à cette étape, il n'y a pas beaucoup de différences avec la méthode analytique, mais la résolution fera la différence. En effet, l'idée principale de la semi-discrétisation consiste à discrétiser le terme retardé de l'équation qui est $(t - T)$. L'objectif étant la transformation du système d'équation différentielle retardée non autonome (équation (2.17)) en une série d'équations différentielles autonomes dont les solutions sont connues.

Dans un premier temps, on construit un intervalle de division temporel. Pour cela, on choisit un pas de temps nommé temps de discrétisation $\Delta t = \frac{T}{m}$ avec m un entier qui représente la finesse de la discrétisation [34] et T la période d'usinage. Dans le cas du fraisage T représente le temps entre le passage de deux dents successives.

La demi-discrétisation du système s'effectue en approximant le terme retardé et le coefficient de coupe périodique, on obtient:

$$\begin{aligned} & - \Delta t = [t_i, t_{i+1}] \\ & - x(t - T) \approx \frac{1}{2} [X(t_{i-m+1}) + X(t_{i-m})] = \frac{1}{2} [X_{i-m+1} + X_{i-m}] \\ & - Q(t) \approx Q(t_i) = Q_i \end{aligned}$$

Après avoir défini les paramètres de discrétisations, l'équation (2.17) devient:

$$\begin{aligned} \ddot{X}(t) + C\dot{X} + KX(t) &= A_p K_t A(t) [X(t) - X(t - T)] = \\ &= -Q_i \left[X(t) - \frac{1}{2} (X_{i-m+1} + X_{i-m}) \right] \end{aligned} \quad (2.21)$$

$$M\ddot{X}(t) + C\dot{X} + (K + Q_i)X(t) = \frac{1}{2}Q_i(X_{i-m+1} + X_{i-m}) \quad (2.22)$$

La transformation de Cauchy permet d'écrire l'équation sous la forme:

$$\dot{u}(t) = W_i u(t) + V_i(u_{i-m+1} + u_{i-m}) \quad (2.23)$$

Où $u(t) = [\dot{x}, \dot{y}, x, y]^T$

Pour les conditions initiales $(t_i) = u_i$, la solution est connue et elle est de la forme:

$$u(t) = e^{W_i(t-t_i)}(u_i + W_i^{-1}V_i(u_{i-m+1} + u_{i-m})) - W_i^{-1}V_i(u_{i-m+1} + u_{i-m}) \quad (2.24)$$

En substituant $t = t_{i+1}$ et $u(t_{i+1}) = u_{i+1}$ on obtient alors:

$$u_{i+1} = \underbrace{e^{W_i \Delta t}}_{P_i} u_i + \underbrace{(e^{W_i \Delta t} + I)W_i^{-1}V_i}_{R_i}(u_{i-m+1} + u_{i-m}) \quad (2.25)$$

L'équation (2.25) devient:

$$u_{i+1} = P_i u_i + R_i(u_{i-m+1} + u_{i-m}) \quad (2.26)$$

L'équation (2.26) prendra la forme: $v_{i+1} = Z_i v_i$

Avec:

$$v_i = [u_i, u_{i-1}, \dots, u_{i-m}]^T \text{ et } Z_i = \begin{bmatrix} P_i & 0 & 0 & \dots & 0 & R_i & R_i \\ I & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 & \dots & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & I & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & I & 0 \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

Sachant que la matrice de transition $[\Phi]$ de Floquet sur la période T qui est obtenue en couplant les solutions de m périodes de temps successives Δt :

$$\Phi = Z_{m-1}Z_{m-2} \dots Z_1Z_0 \quad (2.28)$$

On nomme multiplicateur caractéristique (μ) les valeurs propres de la matrice de transition $[\Phi(T)]$, obtenue par la relation donnée par Rivière [1]:

$$\det(\mu[I] - [\Phi(T)]) = 0 \quad (2.29)$$

➤ Si μ est complexe, une paire de pôles conjugués traverse la limite $|\mu| = 1$.

On parle alors d'instabilité de type, Hopf (cas (a) Figure 2.11);

- Si μ est réel et traverse le cercle unité en passant par $+1$ l'instabilité est dite de type « selle de cheval » (period one) (cas (b) Figure 2.11);
- Si μ est réel et traverse le cercle unité en passant par -1 , l'instabilité est dite de type « doublement de période » (period two ou flip) (cas (c) Figure 2.11).

Contrairement aux approches analytiques, ceux utilisant la théorie de Floquet [17] sont plus performant, car elles permettent de détecter différents types d'instabilité mathématiques et donc théoriques (Figure 2.11).

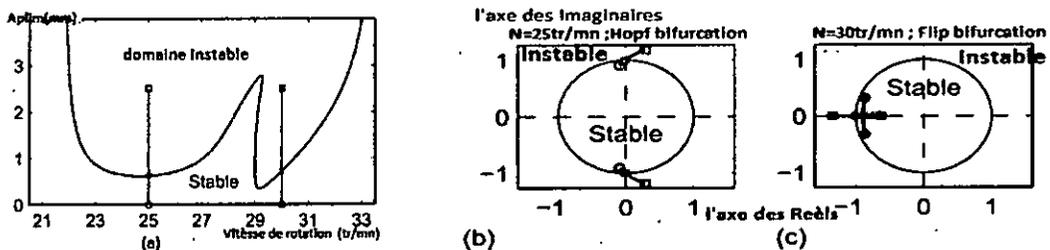


Figure 2.11: (a): Tracé du graphe de stabilité dans le cas de; (b) et (c) graphes des parties réelles et imaginaires de la fonction de transfert cas: hopf et flip [33]

On considère la matrice de transition $[\Phi]$, le système est stable si toutes les valeurs propres de $[\Phi]$ sont de module inférieur à 1.

Si la valeur propre de la matrice $[\Phi]$ est complexe et son module est supérieur à 1 (figure 2.11b), ce cas correspond à la bifurcation de type Hopf causant des broutements quasi-périodiques.

Si la valeur propre critique de $[\Phi]$ est réel et est inférieur à (-1) (Figure 2.11c), ce cas correspond à la bifurcation de type Flip qui provoque un broutement périodique.

On remarque que dans le cas de la bifurcation de type Hopf, une paire de valeurs propres complexes conjuguées pénètrent dans le cercle unité dans le plan complexe. Alors que dans le cas de la bifurcation de type Flip, le cercle unité est traversé une valeur propre positive et l'autre négative.

2.4.2.3 Comparaison entre la semi-discrétisation et la discrétisation complète

Hartung et Altintas [31] ont publié une étude comparative entre les deux méthodes. En effet, la différence la plus importante est qu'avec la semi-discrétisation seuls les termes périodiques et retardés sont discrétisés, comme le montre la Figure (2.15) et la Figure

(2.16). La méthode de discrétisation complète nécessite un pas de temps ~~un~~ beaucoup plus petit pour converger, ce qui génère des temps de calculs plus long. De plus lors des calculs des lobes de stabilité, la méthode ne converge pas même pas avec des temps très petit (le cas de $m=500$ a été vérifié par Riviere [21]).

En effet, Insperger [34] a publié une étude comparative dans laquelle il a utilisé la méthode de la semi-discrétisation pour tracer des lobes de stabilité, en prenant le cas où la simulation est entièrement discrétisée et semi-discrétisée.

Pour donner un aperçu de cette étude, on s'est limité au cas du modèle avec un seul degré de liberté, l'équation différentielle caractérisant le déplacement en fonction du temps, avec le facteur retard de la passe précédente est donné comme suit:

$$\ddot{x}(t) + 2\xi\omega_n\dot{x}(t) + \omega_n^2x(t) = \frac{bK_t}{M}(x(t - \tau) - x(t)) \quad (2.30)$$

Avec ω_n la fréquence propre du système en radian/seconde, ξ le coefficient d'amortissement relatif, M la masse modale en Kg, K_t le coefficient de coupe tangentielle, τ le retard entre deux passes de dents et $x(t)$ le déplacement de la pointe coupante de l'outil.

Après développement et des arrangements de l'équation (2.22), on obtient :

$$\ddot{x}(t) + 2\xi\omega_n\dot{x}(t) + \left[\omega_n^2 + \frac{bK_t}{M}\right]x(t) = \frac{bK_t}{M}x_{i-m} \quad (2.31)$$

Avec $ih \leq t \leq (i + 1)h \quad i \in \mathbb{Z}$

Et $k_i = \int_{ih}^{(i+1)h} K(s)ds \quad (2.32)$

$$x_{i-m} = x((i - m)h) \text{ et } h = \tau/m, \quad m \in \mathbb{Z} \quad (2.33)$$

Dans ce cas m est un paramètre de rapprochement, il définit le nombre de pas de discrétisation sur un intervalle de temps.

Pour les conditions initiales $(ih) = x_i$, $\dot{x}(ih) = v_i$ et pour x_{i-m} connue, l'équation (2.31) peut être résolue pour chaque pas de discrétisation comme équation ordinaire. Le déplacement et la vitesse pour ce cas sont exprimés comme une combinaison linéaire des valeurs discrètes x_i , v_i et x_{i-m} .

$$x((i + 1)h) = x_{i+1} = a_{1,i}x_i + a_{2,i}v_i + a_{3,i}x_{i-m} \quad (2.34)$$

$$\dot{x}((i+1)h) = v_{i+1} = a_{4,i}x_i + a_{5,i}v_i + a_{6,i}x_{i-m} \quad (2.35)$$

En prenant comme conditions initiales les pas de discrétisation égaux:

$$x_{i-2} = x_{i-3} = \dots = x_{i-m} = 10^{-4}m \quad (2.36)$$

En faisant varier m , on trace les courbes du déplacement $x(t)$ en fonction du temps pour les deux cas de discrétisation complète et semi-discrétisation.

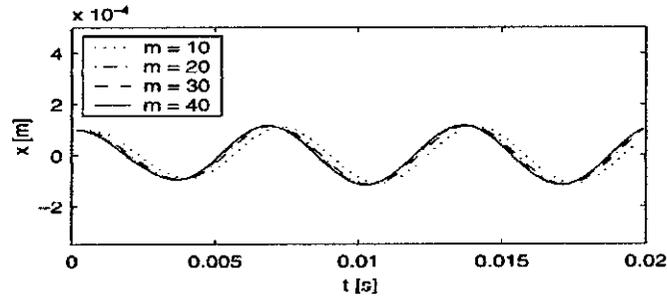


Figure 2.12: Simulation semi-discrétisée avec des pas différents [31]

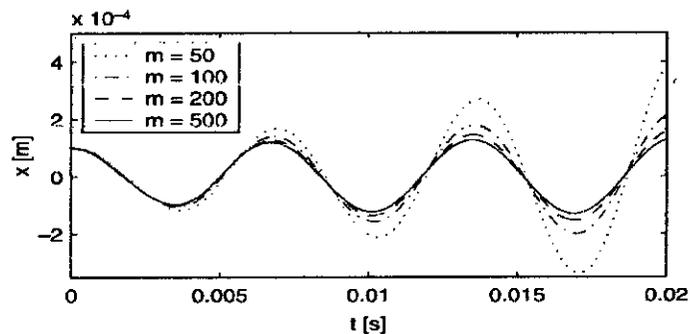


Figure 2.13: Simulation entièrement discrétisée avec des pas différents [31]

2.5 Etat de l'art sur la modélisation analytique de la coupe orthogonale

2.5.1 Introduction

Pour mieux appréhender certains phénomènes entrant en jeu dans le processus dynamique de la coupe orthogonale, surtout dans la définition analytique des forces de coupe, quelques approches antérieures sont présentées. Les premiers modèles de coupe dynamique étaient basés sur une analyse de stabilité comme celle de Tobias et Altintas en 1958, Tlustý et AL en 1963 [34], Wu et Liu [35] ont développé un modèle mathématique utilisant une approche analytique visant à étudier la réponse du processus de coupe dynamique. Ils ont supposé que l'amplitude des vibrations reste relativement faible et que

le coefficient de frottement moyen à l'interface outil-copeau dépend de la vitesse relative du copeau par rapport à l'outil. Ce frottement est supposé entretenir les vibrations. Il constitue une source d'instabilité. Les équations sont ensuite linéarisées pour évaluer la stabilité du processus de coupe en considérant que l'oscillation actuelle est sinusoïdale avec une amplitude constante et que la surface induite à la passe précédente possède la même fréquence. Des recherches menées par Merrit en 1965 présentent le schéma fonctionnel de La machine-outil durant la coupe (figure 2.14).

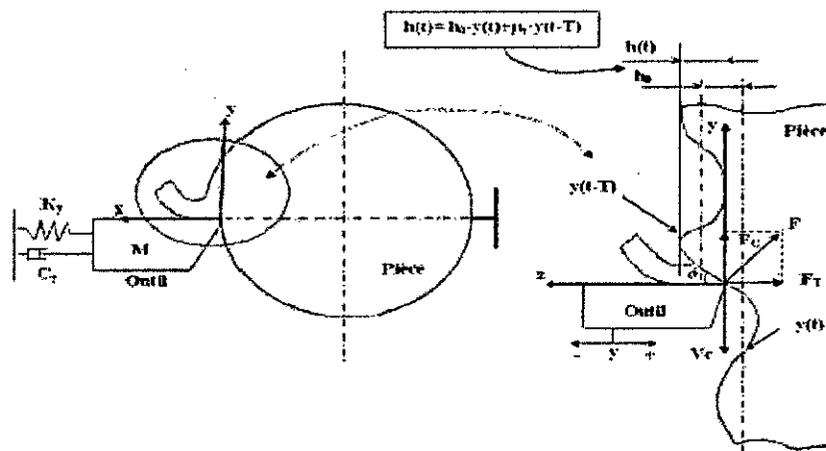


Figure 2.14: Processus de coupe dynamique [35]

Avec :

- h_0 est l'épaisseur nominale de coupe $y(t)$ le déplacement de l'outil par rapport à la pièce à l'instant t
- T la période d'un tour de la pièce (en tournage), et le temps entre le passage de deux dents consécutives pour le fraisage. Avec $T = \frac{1}{N}$; N vitesse de rotation en $Tr. mn^{-1}$
- μ_r le coefficient de régénération.
- $y(t - T)$ le déplacement de l'outil par rapport à la pièce au tour précédent

2.5.2 Modèle de Tlusty et Altintas

Tlusty a présenté un modèle qui étudie le comportement dynamique d'un outil en coupe orthogonale à partir d'un système à un degré de liberté, sachant que la pièce est supposée

rigide (figure 2.15). Les vibrations de l'outil sont transcrites sur la pièce sous la forme de la trace laissée lors du passage précédant de l'outil, ce phénomène appelé broutement régénératif, cette ondulation provoque une variation de l'effort de coupe dû à la variation de l'épaisseur de copeau. Cette variation est plus ou moins grande selon que la vibration instantanée de l'outil est plus ou moins déphasée de celle laissée au tour précédent. La variation de l'effort de coupe exerce ensuite une excitation sur l'outil. Ainsi les vibrations du système sont régénérées et peut devenir très instable. Thusty a pris comme hypothèse pour réaliser ce modèle:

- Le système est linéaire;
- La direction de la composante oscillante de l'effort de coupe est constante;
- La composante oscillante de l'effort de coupe varie proportionnellement et instantanément avec la variation de l'épaisseur de copeau.

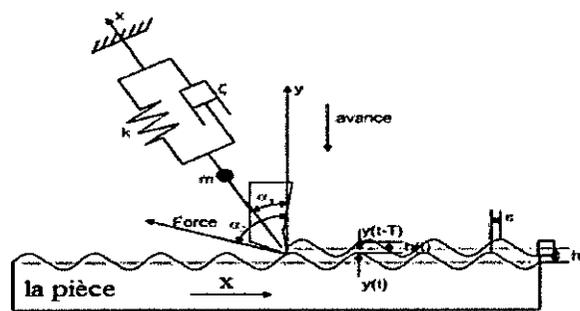


Figure 2.15: Schéma du modèle de Thusty [36]

Ainsi la variation de l'épaisseur de copeau h est la cause essentielle de la variation de l'effort de coupe qui influe directement sur ce phénomène (vibration régénérative).

La formulation de l'épaisseur de copeau h est:

$$h(t) = h_0 + [y(t) - y(t - T)] \quad (2.37)$$

Avec:

- h_0 épaisseur de copeau nominal;
- $[y(t) - y(t - T)]$ variation de l'épaisseur de copeau;
- T la période de passage des dents en fraisage.

Thusty a formulé l'équation de l'effort de coupe en fonction de l'épaisseur de copeau h , l'équation résultante est de DDE (Delayed differential equation) équation différentiel retardée. L'analyse de stabilité de ce système peut être approchée de plusieurs manières.

2.5.2.1 Approche fréquentielle

Considérons le système simplifié à un seul degré de liberté son équation dynamique s'écrit

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F(t) \quad (2.38)$$

Avec m, c, k et $F(t)$ respectivement la masse, l'amortissement, la raideur et la force de coupe appliquée.

Dans le domaine de Laplace, l'équation dynamique devient:

$$(ms^2 + cs + k)\tilde{x}(s) = \tilde{F}(s) \quad (2.39)$$

$$\text{On pose : } \omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.40)$$

$$\text{et } \xi = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (2.41)$$

L'équation (2.38) devient:

$$k \left[\frac{s^2}{\omega_0^2} + 2\xi \frac{s}{\omega_0} + 1 \right] \tilde{x}(s) = \tilde{F}(s) \quad (2.42)$$

On identifie la fonction de transfert du système:

$$\psi(s) = \frac{1/k}{\frac{s^2}{\omega_0^2} + 2\xi \frac{s}{\omega_0} + 1} \quad (2.43)$$

L'expression \tilde{h} de h dans le domaine de Laplace donne:

$$\tilde{h}(s) = \tilde{h}_0(s) + (e^{-sT} - 1)\tilde{y}(s) \quad (2.44)$$

Afin de permettre l'étude de la stabilité du système, Thusty a adopté un modèle affine pour l'effort de coupe. Ce modèle représente l'effort de coupe au voisinage du point de fonctionnement et en particulier pour l'épaisseur de coupe minimale h_0 .

$$F(t) = Kbh(t) + K'b \quad (2.45)$$

Dans le domaine de Laplace:

$$\tilde{F}(s) = Kb\tilde{h}(s) + \frac{K'b}{s} \quad (2.46)$$

K est une constante homogène à une pression et K' une constante homogène à une raideur.
En utilisant la fonction de transfert ψ et les projections on aura:

$$\begin{cases} x = \frac{y}{\cos \alpha_1} \\ K_x = F \cos(\alpha_1 - \alpha_2) \end{cases} \quad (2.47)$$

On introduit la fonction de transfert orientée ψ_d :

$$\psi_d = \frac{\tilde{y}(s)}{\tilde{F}(s)} = \cos \alpha_1 \cos(\alpha_1 - \alpha_2) \psi(s) \quad (2.48)$$

Cette fonction de transfert orientée est égale à la fonction de transfert du système
Pour $\alpha_1 = \alpha_2 = 0$.

En utilisant cette fonction de transfert, on trouve:

$$\tilde{y}(s) = \psi_d(s) K b \tilde{h}(s) + \psi_d \frac{K' b}{s} \quad (2.49)$$

En remplaçant $\tilde{y}(s)$ dans $\tilde{h}(s)$ on obtient:

$$\tilde{h}(s) = \tilde{h}_0(s) + (e^{-sT} - 1) \tilde{y}(s) \quad (2.50)$$

En remplaçant $\tilde{y}(s)$ par son expression l'équation (2.48) devient :

$$\tilde{h}(s) = \tilde{h}_0(s) + (e^{-sT} - 1) \left[\psi_d(s) K b \tilde{h}(s) + \psi_d \frac{K' b}{s} \right] \quad (2.51)$$

Après développement l'expression de $\tilde{h}(s)$ devient:

$$\tilde{h}(s) = \tilde{h}_0(s) + (e^{-sT} - 1) \psi_d(s) K b \tilde{h}(s) + (e^{-sT} - 1) \psi_d \frac{K' b}{s} \quad (2.52)$$

Sachant que l'épaisseur minimum h_0 est une constante, on a:

$$\tilde{h}_0(s) = \frac{h_0}{s} \quad (2.53)$$

Donc on peut mettre le terme $(\frac{K' b}{s})$ sous la forme:

$$\frac{K' b}{s} = \frac{K' b}{s} \times \frac{h_0}{h_0} = \frac{h_0}{s} \times \frac{K' b}{h_0} = \tilde{h}_0(s) \frac{K' b}{h_0} \quad (2.54)$$

L'équation (2.52) devient:

$$\tilde{h}(s) = \tilde{h}_0(s) + (e^{-sT} - 1)\psi_d(s)Kb\tilde{h}(s) + (e^{-sT} - 1)\psi_d\tilde{h}_0(s)\frac{K'b}{h_0} \quad (2.55)$$

Après réarrangement, on aura:

$$\tilde{h}(s) - (e^{-sT} - 1)\psi_d(s)Kb\tilde{h}(s) = \tilde{h}_0(s) + (e^{-sT} - 1)\psi_d\tilde{h}_0(s)\frac{K'b}{h_0} \quad (2.56)$$

Dans l'équation (2.56) on met $\tilde{h}(s)$ et $\tilde{h}_0(s)$ en facteur:

$$\tilde{h}(s)[1 - (e^{-sT} - 1)\psi_d(s)Kb] = \tilde{h}_0(s)\left[1 + (e^{-sT} - 1)\psi_d\frac{K'b}{h_0}\right] \quad (2.57)$$

On obtient:

$$\frac{\tilde{h}(s)}{\tilde{h}_0(s)} = \frac{h_0 + (e^{-sT} - 1)\psi_d(s)K'b}{h_0(1 - (e^{-sT} - 1)\psi_d(s)Kb)} \quad (2.58)$$

Et la fonction de transfert du système retardé sera représentée sous forme d'un schéma bloc:

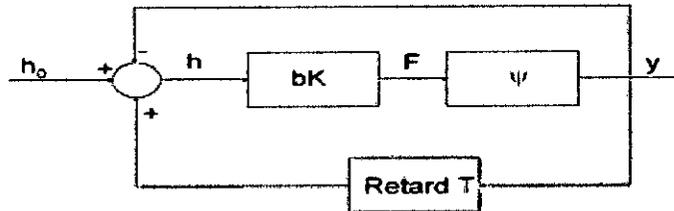


Figure 2.16: Schéma-bloc correspondant à la modélisation de Tlustý [36]

La stabilité de cette fonction de transfert dépend de ses pôles $s = \sigma + i\omega_c$.

Si σ est positif la transformée inverse de Laplace de la racine comportera un terme en $e^{+|\sigma|T}$, l'amplitude des vibrations tend vers l'infini, le système sera donc instable.

Si σ est négatif la racine avec le terme $e^{-|\sigma|T}$ converge, alors le système est considéré comme stable. Pour obtenir la frontière de la stabilité, il faut donc se placer dans un régime critique, avec $s = i\omega_c$ et soit $b = b_{lim}$, où ω_c est la pulsation critique de broutement pour laquelle la profondeur de passe limite permet d'éviter l'instabilité. Le rapport $\frac{\tilde{h}(s)}{\tilde{h}_0(s)}$ doit tendre vers l'infinie en cas d'instabilité ce qui implique que le dénominateur de ce rapport doit être nul, sans pour autant que les solutions d'instabilité annulent le numérateur.

$$1 - (e^{-i\omega_c T} - 1)\psi_d(i\omega_c)Kb_{lim} = 0 \quad (2.59)$$

Donc l'équation (2.59) devient:

$$(e^{-i\omega_c T} - 1)\psi_d(i\omega_c)b_{lim} = \frac{1}{K} \quad (2.60)$$

Et le numérateur devient:

$$1 + [(e^{-i\omega_c T} - 1)\psi_d(i\omega_c)b_{lim}] \frac{K'}{h_0} = 1 + \frac{1}{K} \frac{K'}{h_0} \quad (2.61)$$

Cette quantité est non nulle ainsi on évite de tomber sur le cas indéterminé. On revient à

$$\text{l'équation caractéristique (2.58): } 1 - (e^{-i\omega_c T} - 1)\psi_d(i\omega_c)Kb_{lim} = 0 \quad (2.62)$$

La fonction de transfert peut se mettre sous la forme:

$$\phi(j\omega_c) = G(j\omega_c) + jH(j\omega_c) \quad (2.63)$$

$$\text{Sachant que: } e^{-i\omega_c T} = \cos(-i\omega_c T) + j \sin(-i\omega_c T) \quad (2.64)$$

L'équation (2.62) devient:

$$1 - [(\cos(-i\omega_c T) + j \sin(-i\omega_c T) - 1)(G(j\omega_c) + jH(j\omega_c))]_d Kb_{lim} = 0 \quad (2.65)$$

Pour simplifier l'équation (2.65) on fait un changement de variable: $1 - \cos \omega_c T = A$

$$(1 + Kb_{lim}[G(A) - H \sin \omega_c T]) + j(Kb_{lim}[G \sin(\omega_c T) - H(A)]) = 0 \quad (2.66)$$

Pour satisfaire cette équation il faut que les deux parties réelle et imaginaire soient nulles.

Annulation de la partie imaginaire:

$$Kb_{lim}[G \sin(\omega_c T) - H(1 - \cos(\omega_c T))] = 0 \quad (2.67)$$

Cette équation détermine le déphasage Ψ de la fonction de transfert liée à la structure.

$$\tan \Psi = \frac{H(\omega_c)}{G(\omega_c)} \quad (2.68)$$

$$\tan \Psi = \frac{H(\omega_c)}{G(\omega_c)} = \frac{\sin \omega_c T}{\cos \omega_c T - 1} \quad (2.69)$$

Après transformations trigonométriques l'équation (2.69) devient:

$$\tan \Psi = \tan \left[\frac{\omega_c T}{2} - \frac{3\pi}{2} \right] \quad (2.70)$$

$$\text{Soit} \quad \omega_c T = 3\pi + 2\Psi + 2k\pi \quad (2.71)$$

$$\Psi = \frac{\omega_c T}{2} - \frac{3\pi}{2} - k\pi \quad (2.72)$$

Avec k un nombre entier naturel, ω_c fréquence critique de broutement. Le but de ce développement c'est de relier la fréquence de vibration régénératives ou broutement aux paramètres de coupe notamment la vitesse de rotation et la profondeur de passe afin de tracer les lobes de stabilité.

Sachant que la période $T = \frac{N}{60}$ l'équation (2.70) devient:

$$\frac{\omega_c N(\omega_c)}{60} = 3\pi + 2\Psi(\omega_c) + 2k\pi \quad (2.73)$$

$$N(\omega_c) = \frac{60\omega_c}{3\pi + 2\Psi(\omega_c) + 2k\pi} \quad (2.74)$$

Pour trouver la relation faisant intervenir la profondeur de passe limite, il faut résoudre la deuxième partie de l'équation (2.66) c'est-à-dire annuler la partie réelle.

$$(1 + Kb_{lim}[G(1 - \cos \omega_c T) - H \sin \omega_c T]) = 0 \quad (2.75)$$

$$Kb_{lim}[G(1 - \cos \omega_c T) - H \sin \omega_c T] = -1 \quad (2.76)$$

$$b_{lim} = \frac{-1}{2KG(\omega_c)} \quad (2.77)$$

Avec $G(\omega_c)$ la partie réelle de la fonction de transfert. $G(\omega_c) = \Re[\phi(j\omega_c)]$ (2.78)

b_{lim} est une valeur physique positive. Cette égalité n'est valable que pour des valeurs de $G(\omega_c)$ négative.

2.5.2.2 Construction des lobes de stabilité

Les expressions de la vitesse de rotation et de la profondeur de passe limite en fonction de la fréquence de broutement permettent de tracer les lobes de stabilité. En effet, ce graphique permet de délimiter les zones stables et instables de la coupe en fonction de la vitesse de rotation et de la profondeur de passe. Ils permettent d'optimiser les conditions de coupe pour le système outil-pièce. En effet, le changement d'un des paramètres dynamiques de l'équation (2.36) nécessite de rééditer tout le calcul précédemment expliqué. Pour tracer ces lobes de stabilité, on suit l'algorithme suivant:

1. Calcul de $b_{l,lim} = a_{p,lim}$ correspondant à ω_{ci} à l'aide de l'équation (2.77);
2. Calcul du déphasage ψ pour une fréquence ω_{ci} à l'aide de l'équation (2.72);
3. Calcul des différentes vitesses de rotation N_{ik} en faisant varier $k = \{1, 2, 3, \dots, n\}$;
4. Réitération de l'opération avec une autre fréquence ω_{ci} (k représente le nombre d'ondulations complètes pendant un tour dans le cas du tournage et entre le passage de deux dents pour le cas du fraisage)

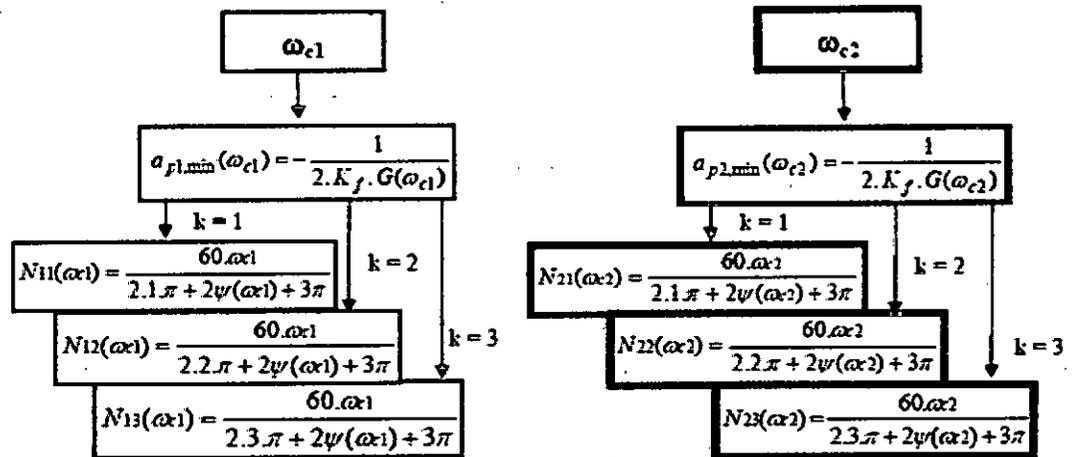


Figure 2.17 : Algorithme de calcul des lobes de stabilité en coupe orthogonal [34]

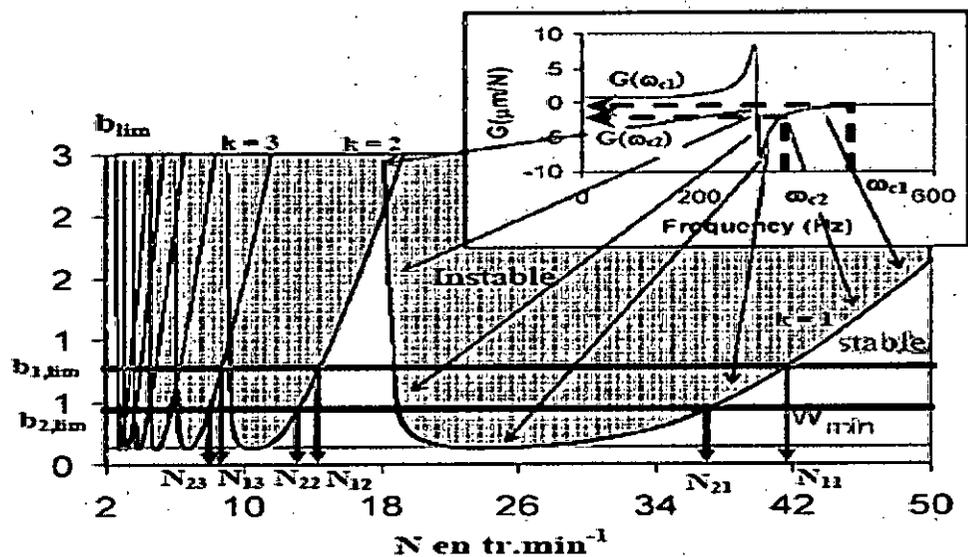


Figure 2.18 : Tracé des lobes de stabilité en coupe orthogonal [34]

2.5.3 Modèle analytique de Wu et Liu

Wu et Liu [37] ont développé un modèle bidimensionnel. Ils proposent un modèle original, prenant en compte la variation du coefficient de frottement moyen à l'interface outil-copeau sous la forme :

$$\mu = \mu_0 e^{-qV_c} \quad (2.79)$$

Où μ_0 désigne le frottement extrapolé à vitesse nulle, le coefficient q constant dépend du couple outil-matière, V_c est la vitesse relative du copeau par rapport à l'outil. Donc, V_c varie lors des mouvements vibratoires de l'outil.

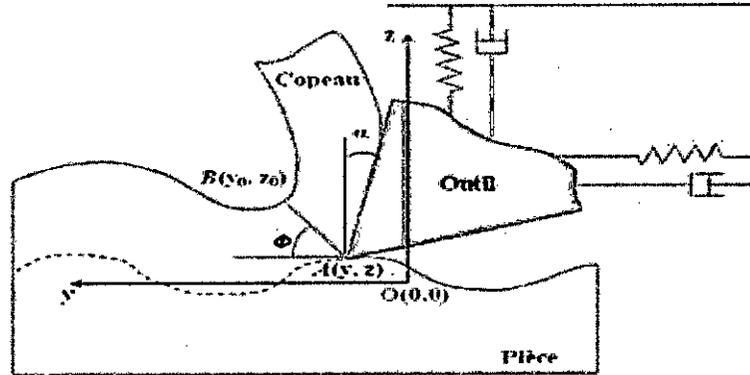


Figure 2.19: Modèle bidimensionnel du processus dynamique de coupe orthogonale [21, 37]

Wu et Liu donnent une expression approchée sous la forme :

$$V_c \cos \alpha = \left[V + \frac{\dot{y} + \dot{y}_0}{2} \right] \tan \phi - \left[\frac{\dot{z} - \dot{z}_0}{2} \right] \quad (2.80)$$

L'angle de cisaillement ϕ est calculé à partir d'une relation empirique obtenue par Merchant en 1945 [37] puis développée par Bailey en 1975 [24]:

$$\phi = \frac{\alpha_m}{2} + \frac{\alpha - \lambda}{2} \quad (2.91)$$

Où $\lambda = \arctan(\mu)$ est l'angle de frottement moyen à l'interface outil-copeau et α_m un angle dépendant du matériau usiné. Les efforts exercés sur l'outil sont estimés en utilisant le modèle de Merchant [37].

L'effort de coupe est donné par :

$$F_y = \frac{(z_0 - z) b \tau \cos(\lambda - \alpha)}{\sin \phi \cos(\phi + \lambda - \alpha)} \quad (2.82)$$

Et l'effort d'avance :

$$F_z = \frac{(z_0 - z) b \tau \sin(\lambda - \alpha)}{\sin \phi \cos(\phi + \lambda - \alpha)} \quad (2.83)$$

Où τ est la contrainte de cisaillement supposée constante et b est la largeur de coupe. Enfin, l'effort de talonnage, exercé suivant x par la surface récemment usinée au voisinage de la pointe de l'outil, s'écrit:

$$f_z = -\frac{Kb}{V} z \quad (2.84)$$

Où K est une constante de proportionnalité qui dépend du matériau. La force de talonnage est supposée s'opposer au mouvement de l'outil: lorsque l'outil descend $z < 0$ celui-ci est repoussé par la surface usinée ($f_z > 0$) et inversement. En combinant (2.79), (2.80) et (2.81), en effectuant des approximations et après linéarisation, l'expression de l'angle ϕ prends la forme:

$$\cot(\phi) = (A_\phi - C_\phi V_c) + \frac{B_\phi}{2} (\dot{z} - z_0) - \frac{C_\phi}{2} (\dot{y} - y_0) \quad (2.83)$$

Où A_ϕ , B_ϕ et C_ϕ sont des coefficients à déterminer expérimentalement et qui dépendent des conditions de coupe, du frottement mesuré ainsi que du matériau usiné.

De même, après les approximations et les transformations trigonométriques, les équations (2.82, 2.83 et 2.84) sont combinées pour obtenir les composantes des efforts F_y et F_z .

L'objectif principal de l'étude de Wu et Liu était de développer un modèle mathématique décrivant le comportement dynamique du système d'usinage en présence de vibrations auto-entretenues. Les auteurs [37] tirent les conclusions suivantes:

- le modèle mathématique du broutement est développé en utilisant une approche analytique dans le but de prédire les efforts de coupe dynamiques.
- le modèle analytique du processus de coupe dynamique est développé à partir d'une configuration pseudo-statique de la géométrie de formation du copeau en tenant compte de l'influence des variations de la vitesse de coupe sur le coefficient de frottement,
- les effets régénérateurs sont exprimés en fonction de l'épaisseur du copeau non déformé et les composantes des efforts F_y et F_z sont prises proportionnelles à ce terme. Les variations de l'épaisseur usinée excitent ainsi la structure,
- l'action du copeau sur la face de coupe de l'outil peut créer une force négative d'amortissement qui excite la vibration de ce dernier. L'interférence du matériau usiné au niveau du bec de l'outil introduit un effort positif d'amortissement qui limite l'amplitude des vibrations.

2.5.4 Approche analytique et semi-analytique d'un système à un degrés de liberté

Les approches analytiques et semi-analytiques [25] de l'usinage reposent sur l'extraction d'un critère de stabilité sans résoudre les équations permettant la modélisation du système.

Dans un premier temps, l'opération d'usinage a été modélisée par un système à un degré de liberté [13], comme montré sur la Figure (2.26) Cette modélisation s'applique soit :

- Dans le cas du fraisage, au système outil-attachement-broche dans le cas d'un outil flexible.

Dans le cas de la coupe orthogonale, cette modélisation peut s'appliquer à l'outil ou à la pièce.

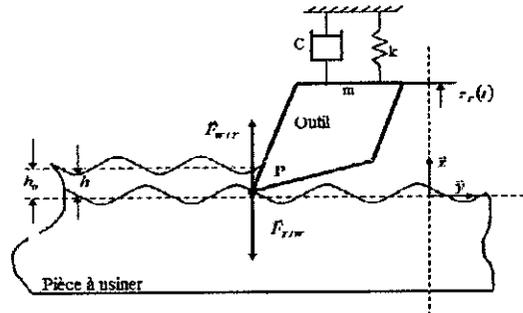


Figure 2.20: Modélisation d'une opération d'usinage par un système à 1ddl [13]

Suivant cette modélisation, les mouvements du système sont décrits par l'équation différentielle (2.84). Le système dépend de trois paramètres :

- m La masse équivalente,
- c le coefficient d'amortissement visqueux
- k La raideur statique du système.

Ces paramètres sont généralement déterminés par l'intermédiaire d'un sonnage. Le comportement de l'outil est décrit sous l'application de l'effort F qui est, dans le cas de l'usinage, l'effort de coupe. $m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t)$ (2.86)

Les lois donnant les efforts de coupe peuvent être plus ou moins complexes suivant la fiabilité de simulation recherchée, les données d'entrée disponibles ou la complexité de l'opération d'usinage considérée. La loi de coupe la plus simple qui s'applique pour une opération de coupe orthogonale est exprimée par l'équation (2.87).

$$F(t) = K_c \times b \times h(t) \quad (2.87)$$

Avec K_c le coefficient spécifique de coupe exprimé en N/mm^2 , b la largeur du copeau et $h(t)$ l'épaisseur de copeau à l'instant t .

Dans le cas où l'opération d'usinage serait considérée dans sa globalité, c'est à dire que la section de copeau est constante, ou que l'on considère uniquement la section de copeau maximum, l'équation (2.87) devient : $F(t) = K_c \times s$ (2.88)

Avec s la section coupée. A partir de ce moment le critère de stabilité de Nyquist appliqué à l'usinage par Tlustý, Poláček et Thevenot[28] qui permet de déterminer, après passage dans le domaine de Laplace, la limite de stabilité de l'usinage définie par l'équation (2.89)

$$S_{lim} = \frac{-1}{2 \times K_c \times G(\omega_c)} \quad (2.89)$$

Où $G(\omega_c)$ est la partie réelle de la fonction de transfert du système dans le domaine Fréquentiel donnée par l'équation (2.90). Les équations (2.91) à (2.92) donnent les relations entre les différents paramètres utilisés et présentés ici.

$$\theta = \frac{1}{k \times \sqrt{(1-r^2)^2 + (2+\xi+r)^2}} \quad (2.90)$$

$$r = \frac{\omega_0}{2 \times \pi \times f_0} \quad (2.91)$$

$$\xi = \frac{c}{2 \times \sqrt{k \times m}} \quad (2.92)$$

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \times \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.93)$$

2.5.5.1 Diagramme de lobes de stabilité

A partir de l'Equation (2.86), il est possible de tracer le diagramme de lobes de stabilité. Ce diagramme donne la limite de stabilité de l'usinage en fonction de la vitesse de rotation.

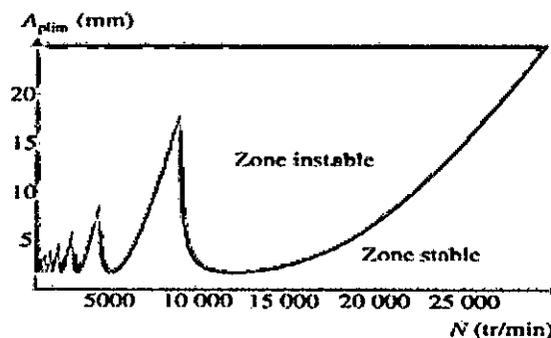


Figure 2.21: Allure de graphe de stabilité pour un système pièce-outil à 1ddl [3]

2.6 Modélisation analytique de Seguy et Dessein

L'usinage par enlèvement de matière constitue le principal moyen en fabrication mécanique. Toutefois, le facteur le plus important qui affecte la performance de l'usinage est l'apparition de vibrations entre l'outil et la pièce. Ces vibrations régénératives

nommées broutement limite non seulement la productivité du procédé d'usinage, mais génère aussi un mauvais état de surface, réduit la précision géométrique, augmente le taux d'usure des outils

Maintenant, avec les nouvelles techniques de traçage des lobes de stabilité, les vibrations sont partiellement contrôlées, ce qui permet de choisir la vitesse de la broche et par la suite celle des avances. Sachant que la stabilité du système dépend de plusieurs paramètres notamment la profondeur de coupe et les paramètres dynamique du système tel que les efforts de coupe. Certains paramètres sont difficiles à contrôler parce que les structures changent en cours d'usinage. C'est le cas du fraisage des parois minces. L'objectif de cette étude [38] est d'établir une relation entre la stabilité et la rugosité des surfaces usinées, dans le cas du fraisage des parois minces.

2.6.1 Formulation du problème

Le fraisage des parois mince est très utilisé dans le domaine aéronautique, notamment dans la fabrication des aubes de réacteurs et des pièces de moteurs refroidis à l'air par le biais d'ailettes. La pièce d'usinage prise pour l'étude est fabriquée en alliage d'aluminium.

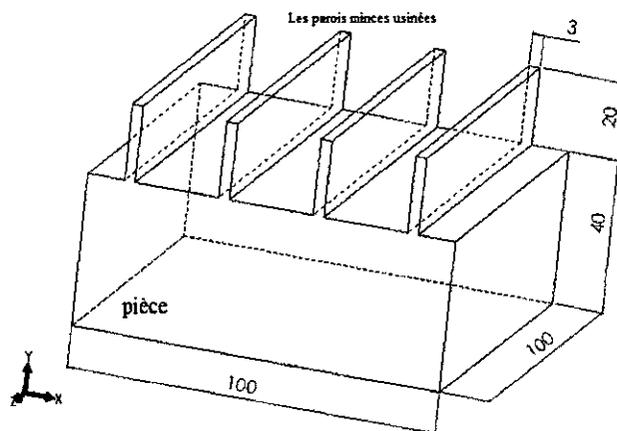


Figure 2.22: Pièce d'étude a parois mince [38]

Les propriétés dynamiques d'une telle pièce sont nombreuses et difficilement maitrisable. Ces pièces ont une infinité de modes, fréquences naturelles, raideurs, rapport d'amortissement. Dans un contexte industriel, le problème de broutement est habituellement détecté au cours de l'usinage, il est difficile de modifier ces paramètres à cette étape avancée du processus d'usinage. La vitesse de rotation de la broche est le plus

efficace et le plus simple paramètre qu'on peut ajuster. Donc, dans cette étude on fixe tous les autres paramètres.

2.6.2 Analyse de la stabilité

Les paramètres dynamiques sont choisis et fixés, le modèle est définie en tenant compte de :

- l'effet de la régénération de surface
- la non linéarité de la coupe quand l'outil quitte la pièce

L'objectif principal est proposer une explication clarifiant l'influence du broutement sur la rugosité de la surface. Les principales hypothèses posées sont:

1. l'outil est rigide par rapport à la pièce,
2. la pièce est considérée comme souple, mais rigide le long de la zone de coupe,
3. tous les mouvements de la pièce sont assimilés à un seul degré de liberté, perpendiculairement à l'axe de déplacement de la fraise,
4. la fonction de transfert du système outil-pièce dans la direction de déformation est:

$$G_x(i\omega_c) = \frac{\omega_0^2}{k(\omega_0^2 - \omega_c^2 + 2\xi\omega_0\omega_c i)} \quad (2.94)$$

Avec

- $i^2 = -1$,
- k la rigidité,
- ξ l'amortissement,
- ω_0 la pulsation naturelle.
- ω_c la fréquence de broutement.

Pour ce qui est des efforts de coupe, on définit respectivement F_T , F_R les forces tangentielles et radiales tel que:

$$F_T = k_T A_p h(t) \quad (2.95)$$

$$F_R = K_T F_T \quad (2.96)$$

Avec k_T et K_T les coefficients de coupe tangentielle et radiale, A_p la profondeur de coupe axiale, et $h(t)$ l'épaisseur de copeau. Après les calculs et les développements analytiques (voir chapitre3), les chercheurs [38] ont tracé le graphe des lobes de stabilité pour le cas de cette structure (figure 2.31) avec les données choisies et fixées d'avance:

$A_E = 0.02\text{mm}$, $K_T = 400\text{MPa}$, $K_r = 0.1$, $D = 12\text{mm}$, $z = 4$, et l'usinage est réalisé avec une vitesse de rotation de la broche $N = 20500\text{tr/mn}$

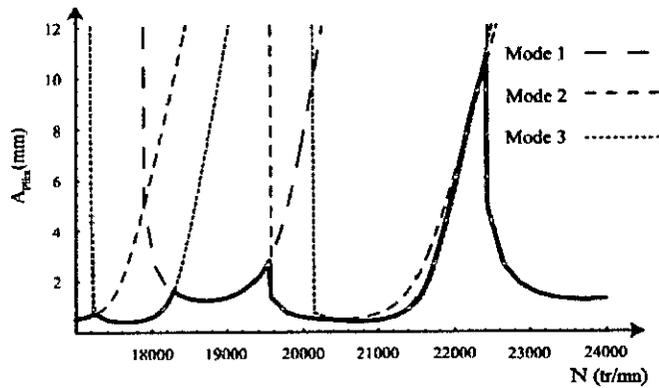


Figure 2.23: Graphe des lobes de stabilité [38]

Pour trouver le lien entre la rugosité de la surface usinée et la vitesse de la broche, SEGUY a fait plusieurs tests, on commente les plus intéressants. On prend la gamme de vitesse comprise entre 21000tr/mn et 24000tr/mn et on mesure les rugosités qui leurs correspondent (figure 2.33).

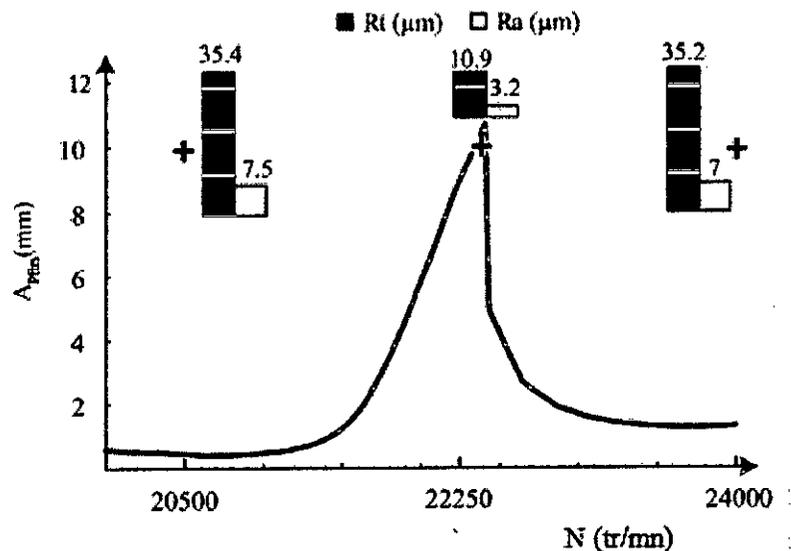


Figure 2.24: Corrélation entre la rugosité relevée et le graphe des lobes de stabilité [38]

On note que pour les vitesses de rotation de la broche 20500tr/mn et 24000tr/mn, on a relevé l'écart moyen de rugosité $R_a = 7\mu\text{m}$ et la rugosité totale $R_t = 35\mu\text{m}$, le rapport de référence est $\rho = \frac{R_t}{R_a} = 5$ qui caractérise une surface très régulière, avec des creux et des

pics assez grands, ce qui caractérise une coupe très instable, ce qui est en total concordance avec le diagramme des lobes de stabilité. D'autre part, pour $N = 22250 \text{tr/mn}$, on a relevé comme écart moyen de rugosité $R_t = 3,2 \mu\text{m}$ et la rugosité total $R_a = 0,9 \mu\text{m}$, le rapport de référence est très proche de $\rho = \frac{R_t}{R_a} = 3$, la surface est plus homogène et plus régulière que les précédentes, l'usinage avec cette vitesse est plus stable.

En conclusion, les lobes de stabilité sont très utiles pour prédire et éviter le broutement, cependant on doit vérifier la stabilité par une analyse de la rugosité afin de confirmer notre choix des paramètres déjà fixés au départ. Il est très probable de trouver un usinage instable par morceaux, qui sera considérée comme une coupe instable car la stabilité doit être totale. Il apparait clairement que pour la vitesse de rotation de la broche 22250tr/mn la coupe est stable.

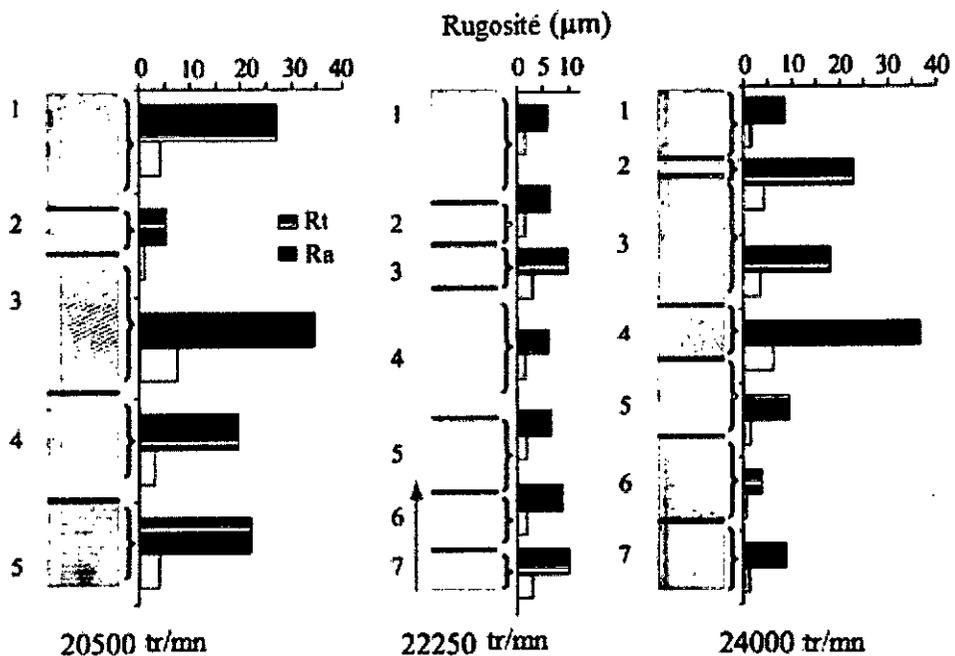


Figure 2.25: Rugosité pour chaque zone à vitesse de rotation différente[38]

2.7 Conclusion

Dans ce chapitre on a exposé clairement le phénomène de broutement en usinage, ainsi que ces effets néfastes sur l'état de surface des pièces usinées. Vu la complexité du système usinant en fraisage, l'étude de la dynamique de la coupe orthogonale s'est imposé en force. on a défini les différents paramètres de cette coupe, tels que les angles et les plans de références, puis c'était au tour de la modélisation, en définissant les différentes zones de formations de copeaux.

Sachant que le domaine statique n'est pas intéressant pour le fraisage, du moment que la section de copeaux varie en fonction du temps, ce qui se répercute directement sur les efforts de coupe, qui deviennent variable en fonction du temps. tout le chapitre a été consacré au domaine dynamique de la coupe, ce qui a nécessité d'exposer les différents modèles déjà étudiés et publiés.

Dans la partie état de l'art de ce chapitre on a choisi d'exposer les grands passages qui ont marqués le long parcours de l'étude de la stabilité de la coupe en usinage, en commençant par celle publiée par S.Doï en 1931 et en passant par Arnold en 1946 jusqu'à Y. Altintas en 1992 et T.Insperger en 2008.

On a considéré uniquement les approches dont les résultats sont validés par les méthodes expérimentales tels que:

- la méthode analytique qui a été développée d'une manière simple et claire par Altintas et Budak [28] qui se sont basés sur les travaux de Tobias, surtout pour le cas du fraisage le plus touché par le phénomène de broutement, celui du fraisage à parois minces dont on compte plusieurs cas:
 1. cas où l'outil est rigide et la surface usinée de la pièce déformable,
 2. cas où l'outil déformable et la pièce rigide,
 3. cas où l'outil est et la pièce déformables, dans ce dernier cas on se trouve sur un cas très complexe, celui du couplage des modes.
- la méthode de la semi-discrétisation (SD) et celle de la discrétisation complète, qui ont été introduites en premier lieu par Insperger et Stéphan [30] et détaillées par Hartung et Altintas [31] et Gradisek [32], elles conduisent au traçage d'une nouvelle forme de lobes de stabilité nommées de types Hopf et Flip. Puis on a fait une étude comparative entre la discrétisation partielle et complète.
- La méthode fréquentielle, en considérant un outil à 1ddl, ça nous a permis de construire les graphes de lobes de stabilité.
- Le dernier modèle est celui de Seguy [38]. dont lequel il a confirmé par l'expérience et les relevés de rugosité que le graphe de lobes de stabilité est important pour la prédiction de l'instabilité de la coupe.

CHAPITRE 3

METHODOLOGIES D'ANALYSE DE L'INSTABILITE DE LA COUPE

3.1. Méthodes de détection de l'instabilité vibratoire

Les méthodes de détection de l'apparition du phénomène de broutement sont aussi importantes que la prédiction théorique de l'instabilité. En effet, ces méthodes permettent de connaître en temps réel et de manière automatique le comportement vibratoire de l'usinage. Elles peuvent aussi permettre d'utiliser les informations recueillies comme données de base pour le contrôle du procédé de la coupe en adaptant les paramètres d'usinage afin d'éviter l'instabilité tout en gagnant en productivité. Ces mêmes moyens sont utilisés par les chercheurs pour développer des nouveaux modèles mathématiques plus proche de l'expérimentale.

3.1.1 Moyens de détection d'instabilité

Il existe sur le marché plusieurs capteurs pour surveiller l'usinage, le choix est effectué selon les conditions opératoires fixées.

3.1.1.1 Capteurs de forces

On peut mesurer directement les efforts de coupe par des capteurs de forces comme les dynamomètres rotatifs (fig.3.1) et les dynamomètres fixes (fig.3.2). Suivant le type d'usinage, on choisit le matériel qui donne les résultats les plus fiables. Dans le processus de perçage et fraisage, le couple constitue, parallèlement aux forces, un critère essentiel d'évaluation. L'outil est monté directement sur le dynamomètre en rotation. Mais en analysant minutieusement les modèles d'études utilisées dans le chapitre 2, on constate que de nombreuses simplifications sont faites, et seules les projections des efforts de coupes sur les axes X et Y sont utilisés. Donc un dynamomètre fixe est amplement suffisant. En ce qui concerne le relevé des résultats, on a le choix entre plusieurs logiciels, Le plus intéressant est celui qui permet une visualisation pratique et direct des efforts de coupes mesurés (graphes de l'évolution des efforts de coupe).

Malgré tous les avantages de ces capteurs, de point de vue recherches scientifique on a constaté certains inconvénients qui peuvent influencer les résultats, on cite quelques-uns:

- lors des opérations de finitions présentant une faible profondeur de passe radiale et une vitesse d'avance très élevée, le temps d'usinage d'une passe est très faible et peut être insuffisant pour une détection correcte.
- la bande passante est généralement limitée (l'ordre du kilohertz), ce qui les rend peu adaptés aux opérations d'usinage à grande vitesse,
- l'emploi de dynamomètre rotatif (cellule de mesure servant de porte outil) accroît le porte à faux et la masse ce qui perturbe la dynamique du phénomène de vibration.

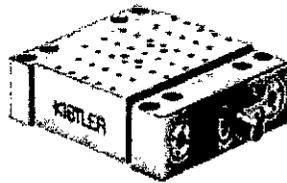


Figure 3.2: Dynamomètre fixe [21]



Figure 3.1: Dynamomètre rotatif [21]

3.1.1.2 Accéléromètres

L'accéléromètre est un capteur largement utilisé pour la mesure de vibrations. Sa localisation sur les parties fixes des structures est aisée, mais elle doit être choisie de manière correcte pour éviter qu'elle se retrouve sur un nœud de faible vibration. Les accéléromètres sont difficilement utilisables sur les parties tournantes de la machine.

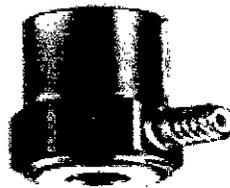


Figure 3.3: Accéléromètre [21]

3.1.1.3 Microphone

Smith [21] a montré que les émissions acoustiques lors de l'usinage étaient le reflet des vibrations de l'outil. Il est donc très possible d'utiliser un microphone pour la surveillance de l'usinage (cette partie sera soumise à l'expérimentation et elle a donné de bons résultats qu'on verra dans le chapitre 4). La seule contrainte est que l'ambiance sonore doit rester plus ou moins stable afin de garantir des résultats fiables car la détection sonore s'opère

généralement de manière relative par rapport au bruit ambiant. De plus la localisation du micro doit être soigneusement choisie pour minimiser les effets de parasites.



Figure 3.5: Microphone de l'expérimentation



Figure 3.4: Microphone [21]

3.1.2 Méthode de détection d'instabilité

Les chercheurs [21,39] ont essayé plusieurs méthodes de détections, et ils ont publié les avantages et les inconvénients de chacune d'elle. Dans le cadre de ce travail, on s'intéresse uniquement à l'analyse des états de surfaces et celui du spectre sonore enregistré durant l'expérimentation.

3.1.2.1 Méthode basée sur l'amplitude

En fabrication mécanique, l'enlèvement de matière s'effectue en combinant un grand nombre de paramètres, cependant le résultat positif de cette opération se résume tout simplement par une surface finie. Le coté négatifs de l'opération on cite le bruit sonore dégagé lors de l'opération de la coupe. Un microphone est un excellent capteur qui peut être utilisé à cette fin. Les résultats trouvés et comparés par Quintana [39] avec ceux trouvés par d'autres capteurs, comme, les accéléromètres ou des sondes de déplacement relatif de l'outil, sont très fiables. Afin d'analyser les bandes de son, enregistré lors de l'opération de fraisage, on a utilisé le logiciel sigview [40], c'est un analyseur de signal en temps réel, incluant une large gamme de puissant analyseur de spectre FFT. Pour cela, il est nécessaire de saisir le niveau de bruit ambiant de l'atelier sans le celui de la machine. Cela permet de filtrer le son de la coupe et de l'analyser sans l'influence d'autres bruits parasites, puis on extrait la fréquence dominante de coupe (f_c) en utilisant la transformée de Fourier (FFT). Une vitesse de broche adéquate peut être calculée [39]:

$$\Omega = 60f JZ \quad (3.1)$$

Où:

- Ω la vitesse de rotation de la broche en tr/mn;

- J : le nombre de lobe (un nombre entier);
- Z : le nombre de dent de la fraise ;
- f_c : la fréquence de brottement ;

Cette méthode consiste à étudier l'amplitude d'un signal émis en cours d'usinage (bruit), et à ce fixer un seuil au-dessus duquel on considère l'usinage comme instable. Ce seuil d'amplitude est comparé à l'amplitude du pic dominant de la transformée de Fourier (TF) du signal. Dans ce cas, on a utilisé un microphone, en fixant un seuil dans lequel l'amplitude du pic dominant est celle du travail dans le vide à la même vitesse de rotation multiplié par le scalaire J (de l'ordre de 10).

3.1.3 Conclusion

Les méthodes de détection permettent d'obtenir rapidement des informations sur la stabilité de l'usinage, c'est-à-dire durant l'exécution de l'opération, afin de prendre des décisions sur un éventuel changement de paramètres d'usinage. Ces méthodes sont un complément essentiel aux méthodes théorique de prédictions déjà vu au chapitre précédent.

3.2 Etude des états de surfaces

S'il y a un paramètre que chacun peut facilement appréhender, c'est bien la rugosité d'une surface usinée. Il faut dire qu'elle est à la fois reliée à une notion sensorielle (surface lisse au toucher, luisante à l'observation) et à des critères fonctionnels. En effet, la rugosité d'une surface explique sa sensibilité à la corrosion, à l'usure, ainsi qu'à ces propriétés d'adhérence, de glissement ou encore de roulement etc. Mais la mesure de cette rugosité, est plus compliquée. La rugosité enregistrée peut être assimilée à un signal qui représente la déviation de l'amplitude par rapport au plan de référence choisi.

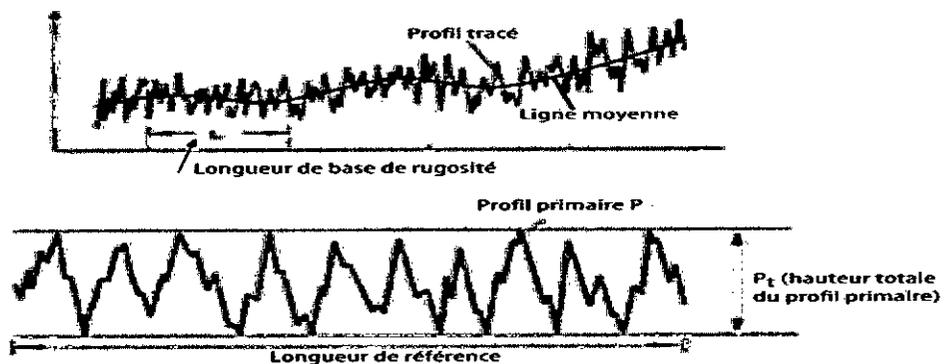


Figure 3.6: Profil Primaire [41]

La norme ISO définit la rugosité en deux dimensions, c'est-à-dire dans le domaine plan. Les instruments de mesures normalisées sont des systèmes à contact, constitués d'une unité d'avance et d'un palpeur qui balaye la pièce suivant une direction choisie, et sur une certaine longueur.

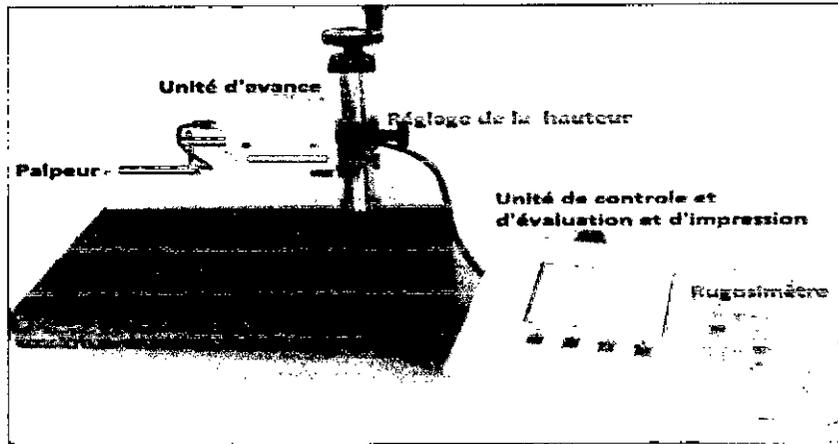


Figure 3.7: Instrumentation de mesure de la rugosité

Tout commence par l'acquisition d'un profil auquel on applique un calcul mathématique pour extraire les différents paramètres. On peut dire que «la mesure de rugosité, n'est que le traitement de signal sur des signaux particuliers» nommé profils. Il est possible d'extraire toute sorte d'informations dont on cite les plus utilisées:

- la moyenne des hauteurs de différentes saillies,
- la hauteur de la plus grande saillies,
- la plus grande amplitude entre la hauteur d'une saillie et la profondeur d'un creux,
- le nombre de saillies qui dépassent un certain seuil,

Plusieurs informations peuvent exploitées, mais aucune n'est plus pertinente qu'une autre, tout dépend de l'application et de la fonction que la pièce va remplir. Par exemple, La rugosité de la surface supérieure de la table d'une fraiseuse n'a pas la même importance que celle du cône intérieur de la broche, donc chaque formule donne lieu à une unité de mesure.



Figure 3.8: Exemple de profil enregistré

Mais depuis 1996, les notions de paramètres de rugosité sont figurées dans des normes internationales telles que ISO 4287, ISO 12085, ISO 13565 dans lesquelles on a défini les formules de calculs et les unités des critères de rugosité dont on cite:

- R_a : écart moyen de rugosité, il représente la moyenne arithmétique de toutes les ordonnées du profil à l'intérieur de la longueur de base choisie,
- R_q : la moyenne quadratique des écarts de rugosité,
- R_{max} : représente la moyenne arithmétique de toutes les ordonnées des pics du profil recueillie.

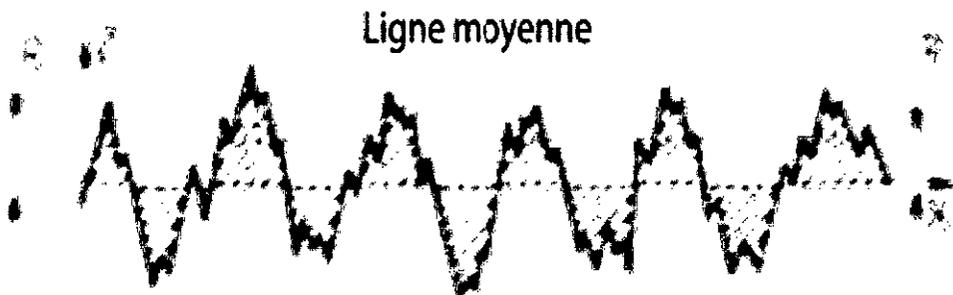


Figure 3.9: Ecarts moyens de rugosité R_a , R_q [42]

$$R_a = \frac{1}{L} \int_0^L |Z(x)| dx \quad (3.2)$$

$$R_q = \frac{1}{L} \int_0^L Z^2(x) dx \quad (3.3)$$

Avec: $Z(x)$ ordonnées de profils de la rugosité et L la longueur de base.

3.2.1 Notions d'ordres de grandeurs des écarts géométriques

Les écarts géométriques sont, par définition, des ordres de grandeurs supérieur aux irrégularités géométriques de surface appelés états de surface comprenant la rugosité et l'ondulation. Alors que les états de surfaces sont mesurés sur une longueur d'évaluation limitée généralement de quelques millimètres jusqu'à 50 mm, les écarts géométriques sont mesurés sur toute la longueur de la surface considéré (voir tableau 3.1).

3.2.2 Notions de profil de surface

Un appelle profil de surface la courbe résultant de l'intersection de la surface réelle et d'un plan spécifié P [43] (Figure 3.6). ce plan P est perpendiculaire à la surface de la pièce et orienté généralement perpendiculairement au sens des stries d'usinage.

On distingue plusieurs sortes de profils de surfaces:

- Profil P, nommé profil primaire ou total (ordre 1+2+3+4), sur lequel sont définis les paramètres de structures, désignés par la lettre P suivi d'un symbole, (par exemple Pt, Pa)
- Profil R, profil de rugosité (il regroupe les ordres 3+4), sur lequel sont définis les paramètres de rugosité, désignés par un symbole précédé de la lettre R, (par exemple Rt, Ra, Rq)
- Profil W, profil d'ondulation (ordre2), sur lequel sont définis les paramètres d'ondulation, désignés par un symbole précédé de la lettre W, (par exemple Wt, Wa).

L'état de surface est représenté graphiquement par l'intersection de deux plans perpendiculaires (Figure 4.5). La représentation graphique des états de surface est toujours anamorphosée, car elle présente un effet comme si elle compresser le profil réel ce qui donne une image très différente de la réalité.

Différents ordres de grandeur des irrégularités géométriques			
Ordres	Ecart géométriques	Croquis	Origines possibles
1	Ecart géométriques : Défauts : <ul style="list-style-type: none"> • de planéité, • de rectitude, • de circularité, • de cylindricité, etc. 	<p>Profil géométrique réel</p> <p>Profil géométrique théorique</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Défaut de bridage • Flexion des éléments de la machine • Déformation de la pièce • Usures des organes • Après usinage possibilité de libération des contraintes internes
2	Ondulation : Irrégularités géométriques, tels que la distance entre deux sommets d'irrégularités soit comprise entre $500\mu\text{m}$ et $2500\mu\text{m}$	<p>$500 < \text{pas} < 2500 \mu\text{m}$</p> <p>Profil géométrique réel</p>	Vibration basse fréquences de : <ul style="list-style-type: none"> • De la pièce • De l'outil • Des deux Dues aux flexions, au mauvais guidage, et équilibrage des pièces tournantes.
3	Rugosité : Irrégularités géométriques telle que la distance entre deux pics de ces irrégularités soit comprise entre 0 et $500\mu\text{m}$	<p>$0 < \text{pas} < 500 \mu\text{m}$</p> <p>Ligne enveloppe supérieure</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Vibrations hautes fréquences • Installation et Nature de lubrifiant (qualité) • Mode d'arrosage • Qualité de la géométrie de l'outil • Hétérogénéité, plasticité du matériau.
	Profil total	<p>Direction génératrice du profil</p>	<ul style="list-style-type: none"> • Ensemble des écarts de profil dont l'analyse permet de déterminer leurs influences spécifiques sur une ou plusieurs fonctions données

Tableau 3.1: Ordres de grandeur des irrégularités géométriques [30]

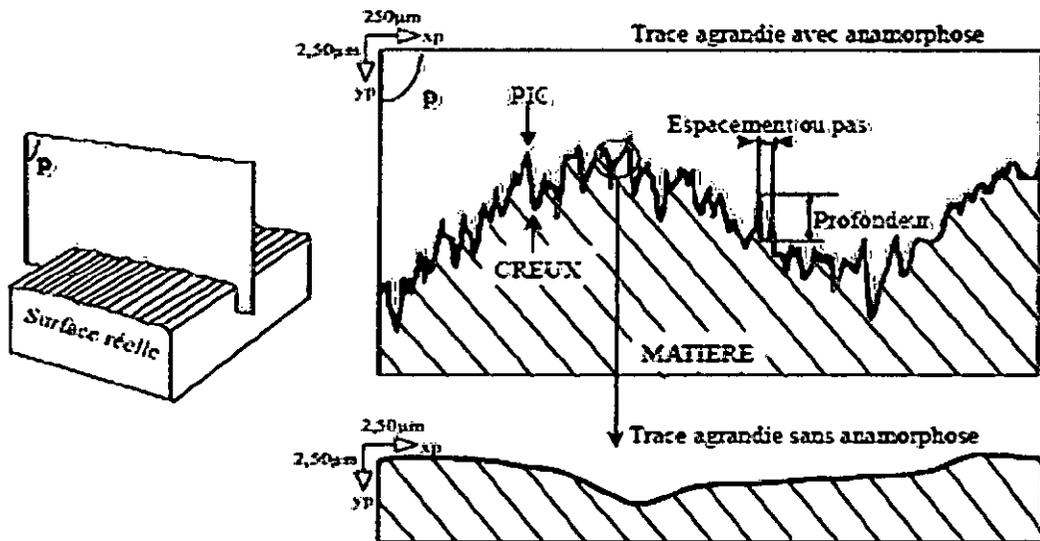


Figure 3.10: Représentation des irrégularités sur un profil d'état de surface [31]

3.2.3 Conclusion

Dans ce quatrième chapitre, on a abordé les critères et paramètres d'état de surface. On a parlé de l'intérêt à utiliser les profils des états de surface, on a définie aussi données de rugosité qu'on utilisera dans la partie expérimentale (chapitre 4), notamment R_a , R_q et R_{max} , on a choisi ceux-là uniquement car c'est tout ce qu'on peut avoir avec le profilomètre qu'on a utilisé c'est-à-dire le «Mitutoyo, SurfTest 201».

3.3 Détermination des lobes de stabilité

3.3.1 Introduction

Les vibrations auto excités en fraisage sont fréquemment obtenues dans le cas où on utilise des outils longs, de faible diamètre ou que l'on veut fraiser les parois minces en fraisage de profil ou en contournage. Ce phénomène engendre un très mauvais fini de surface. Le but est de comprendre le phénomène de broutement et de développer des outils le prédire. Les bases de la compréhension des vibrations en usinage remontent aux années 50 avec Tobias [44], qui a étudié ce phénomène pour le cas de la coupe orthogonale et a mis au point la théorie des lobes de stabilité[3]. L'avantage de cette théorie est qu'elle permet de connaître les conditions de stabilité de coupe (profondeur de passe, vitesse de rotation de la broche, nombre de dents, positions de la fraise par rapport à la pièce etc.) lors de l'opération d'usinage.

3.3.2 Hypothèses de départ

Par manque de moyens pour calculer les différents paramètres du système pièce-outil on se réfère aux hypothèses et les données expérimentales publiées par Thevenot [3] dans le cas du fraisage des parois minces :

- on considère uniquement le cas du fraisage des parois minces où la pièce est déformable alors que l'outil choisi doit être beaucoup plus rigide,
- la pièce se déplace suivant l'axe y , comme un corps rigide dans la zone usinée, et selon l'équation suivante :

$$\ddot{U} + 2\xi\omega_n\dot{U} + \omega_n^2U = \frac{F_c y \omega_n^2}{k} \quad (3.4)$$

Avec:

$U(t)$ le déplacement de la pièce assimilée à un corps rigide, ξ le coefficient d'amortissement, k la raideur, ω_n la pulsation propre du système pièce-outil et F_c l'effort de coupe. Les expressions des efforts de coupes tangentielle et radiales sont exprimées comme suit (équation 2.1)

$$\begin{cases} F_t = k_t A_p a_e \\ F_r = k_r F_t \end{cases} \quad (3.5)$$

Avec F_t et F_r respectivement les efforts tangentielle et radiale, k_t et k_r sont respectivement les coefficients spécifiques de coupe tangentielle et radiale et A_p et a_e respectivement les profondeurs de passe axiale et radiale.

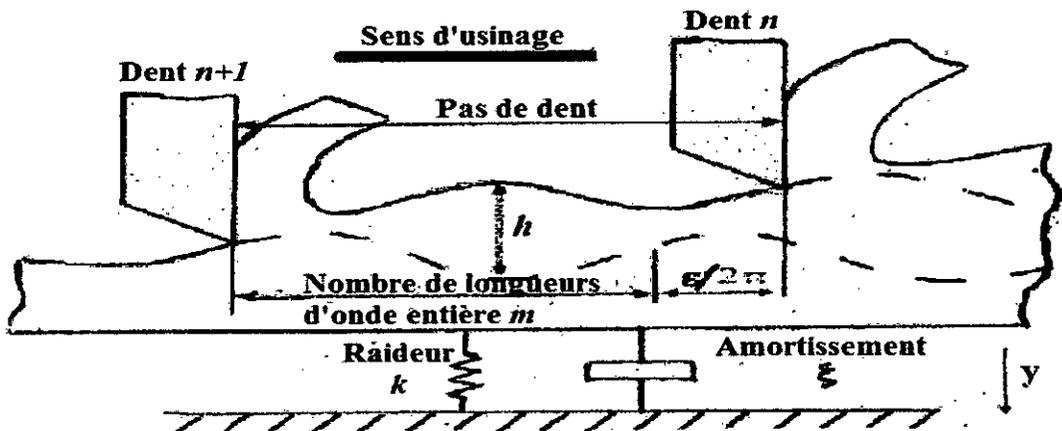


Figure 3.11: Modèle pièce déformable avec un seul de degré de liberté [3, 38]

Où α est la phase avancée d'un temps de référence ou une position angulaire sur un plan complexe. La réponse harmonique est: $y(t) = Y e^{j(\omega_c t + \phi)}$ (3.17)

Remplaçons (5.14) dans (5.11) on obtient après tout calcul fait :

$$(k - \omega_c^2 m + j\omega_c c) Y e^{j\phi} e^{j\omega_c t} = F(t) = F_0 e^{j\alpha} e^{j\omega_c t} \quad (3.18)$$

L'amplitude et la phase résultant de ces vibrations harmonique [5] sont:

$$|\phi_y(i\omega_c)| = \left| \frac{Y}{F_0} \right| = \frac{1}{k \sqrt{(1-d^2)^2 + (2\xi d)^2}} \quad (3.19)$$

$$\text{La phase:} \quad \phi = \tan^{-1} \left(\frac{-2\xi d}{1-d^2} \right) + \alpha \quad (3.20)$$

$$\text{Avec} \quad d = \frac{\omega_c}{\omega_n} \quad (3.21)$$

3.3.4 Formulation de la fonction de transfert du système vibrant

La fonction complexe (3.19) est appelée fonction de transfert d'un système usinant avec un seul degré de liberté y , elle peut être séparée en composante réelle $G_y(\omega_c)$ et imaginaire $H_y(\omega_c)$ [3],[4]

$$\phi_y(i\omega_c) = G_y(\omega_c) + jH_y(\omega_c) \quad (3.22)$$

$$\Re(\phi_y(i\omega_c)) = G_y(\omega_c) = \frac{1}{k} \left[\frac{1-d^2}{(1-d^2)^2 + 4\xi^2 d^2} \right] \quad (3.23)$$

$$\Im(\phi_y(i\omega_c)) = H_y(\omega_c) = \frac{1}{k} \left[\frac{-2\xi d}{(1-d^2)^2 + 4\xi^2 d^2} \right] \quad (3.24)$$

Avec les expressions de la partie réelles et la partie imaginaire de la fonction de transfert, on trace le graphe de ces derniers en fonction de la pulsation critique ω_c .

3.3.5 Tracé des graphes de la fonction de transfert

Sachant que la résonance du système est obtenue lorsque la fréquence de coupe est égale à la fréquence propre du système pièce-outil, c'est à dire $\omega_c = \omega_n$, avec $d = \frac{\omega_c}{\omega_n} = 1$

En utilisant les données expérimentales publiées par Thevenot [5] pour le cas du fraisage des parois minces qui sont: La pièce est en acier S235, la fraise de diamètre 8mm,

$K_t = 2400 \text{ MPa}$, $k = 45 \cdot 10^9 \text{ N/m}$, $\omega_0 = 592 \text{ Hz}$, $z = 4$, $K_r = 0.9$, $\xi = 0.333$

On trace les graphes montrant l'évolution des composantes de la fonction de transfert en fonction du rapport des fréquences d qui est lui-même fonction de la pulsation critique ω_c

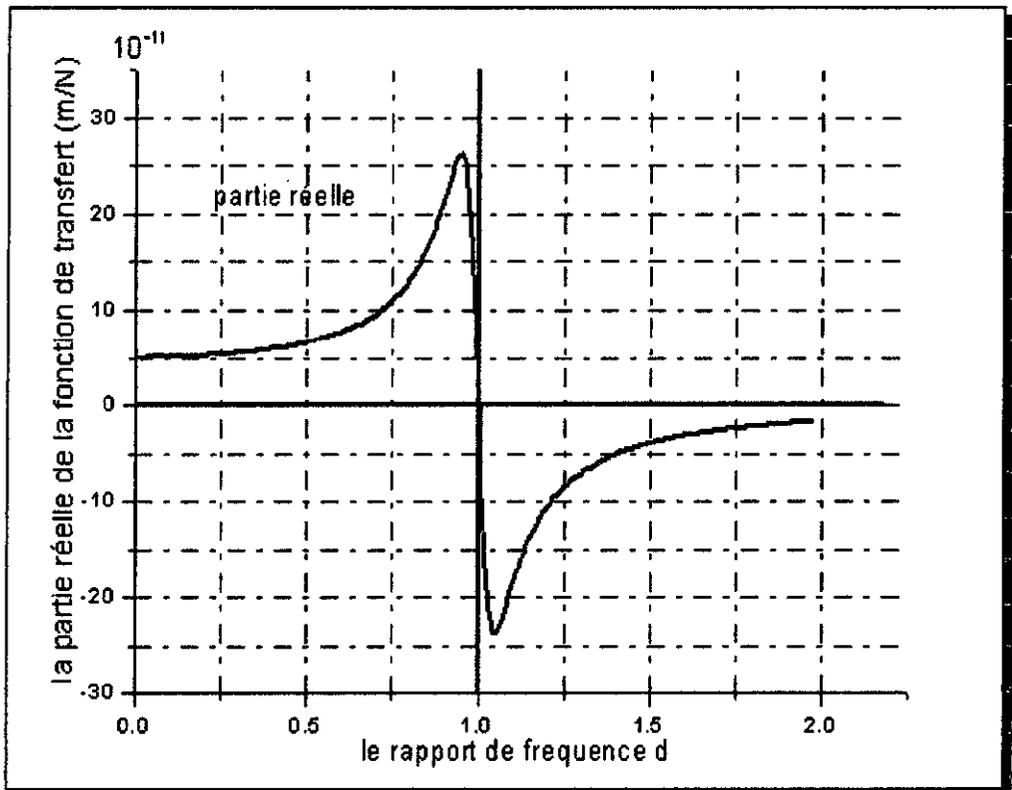


Figure 3.12 : Représentation de la partie réelle de la fonction de transfert

Ce graphe confirme bien la théorie citée dans les chapitres précédents, à savoir que la partie réelle de la fonction de transfert s'annule pour la valeur critique où le rapport des fréquences est égal à l'unité, c'est le cas de la résonance ($\omega_n = \omega_c$) alors que la partie imaginaire doit passer par son extremum.

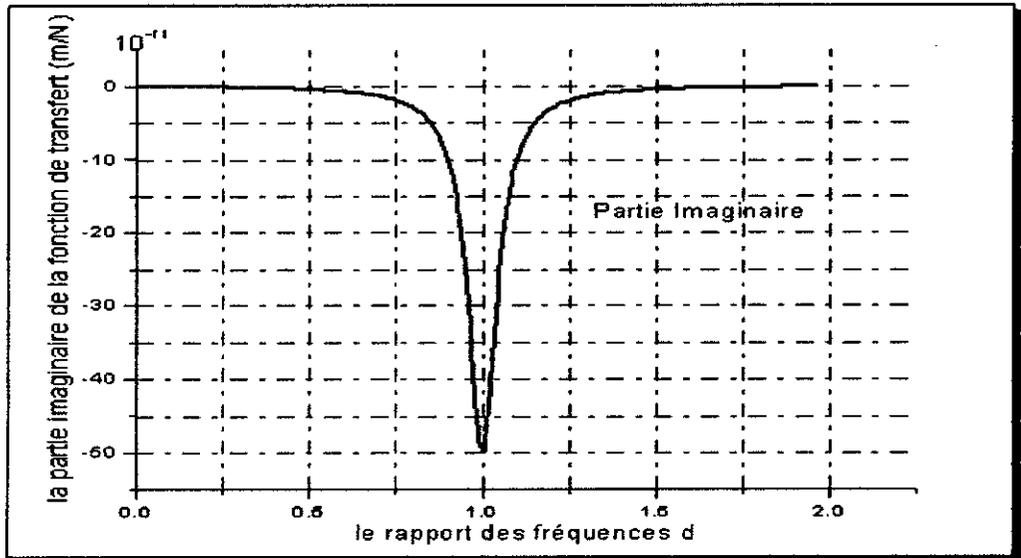


Figure 3.13: Représentation de la partie imaginaire de la fonction de transfert

En utilisant les équations (3.23) et (3.24) on obtient le graphe en coordonnées polaires de la partie imaginaire de la fonction de transfert en fonction de la partie réelle.

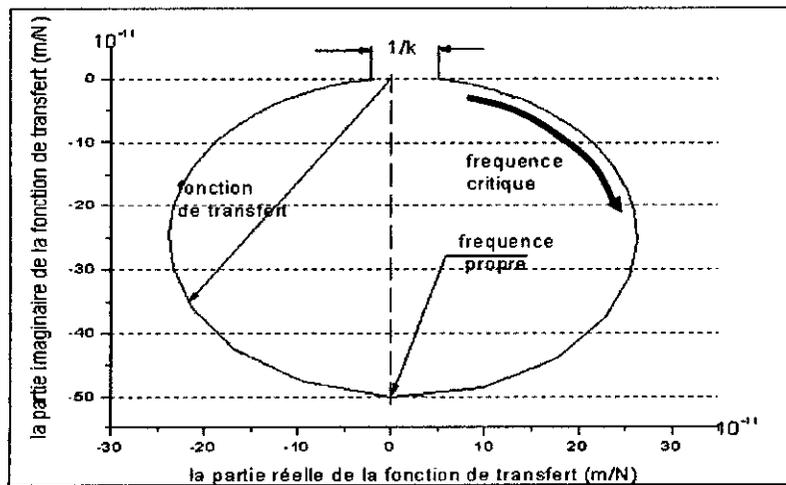


Figure 3.14: Partie imaginaire de la fonction de transfert en fonction de la partie réelle

On constate que:

- Quand la partie réelle passe par zéro la partie imaginaire passe par son extremum.
- Quand la fréquence de broutement est nulle c'est-à-dire le rapport de fréquence d est nulle, la partie imaginaire s'annule et la fonction de transfert sera égale à la flexibilité statique ($1/k$), (Figure 3.14).

3.3.6 Profondeur de passe axiale limite

L'expression de la profondeur de passe axiale sera donné[5] pour le cas simple de la coupe orthogonale, bien que le résultat au niveau des valeurs n'est pas toute a fait exacte, mais en ce qui concerne le tracé des lobes de stabilité, on aura des graphes qui se ressemblent .on considère toujours le déplacement libre suivant l'axe vertical y .

$$A_{plim} = \left[\left[\frac{z}{2\pi} \right] \beta_{yy} k_t G_y(\omega_c) \right]^{-1} \quad (3.26)$$

z : nombre de dent de la fraise;

β_{yy} : Coefficient directionnel dynamique suivant y (voir équation 1.4);

k_t : Coefficient spécifique de coupe tangentiel;

L'évolution de la profondeur de coupe axiale en fonction de la pulsation critique (figure 3.15) nous indique les limites de zones stable et instable. On constate que lorsque la fréquence de brottement tend vers zéro, on se trouve dans le domaine stable malgré une augmentation de la profondeur de passe axiale ; mais d'autres problèmes surgiraient comme par exemple une augmentation des efforts de coupe, qui génèrent des vibrations forcées, avec tous les défauts de forme et d'états de surfaces qui en résultent .puis il y a un passage par la fréquence critique c'est-à-dire $\omega_c = \omega_n$, la profondeur de passe axiale limite doit très faible afin de rester dans un état stable .pour avoir une bonne productivité en terme de quantité de copeaux , on doit s'éloigner de la fréquence critique c'est-à-dire pour $d \geq 1.5$

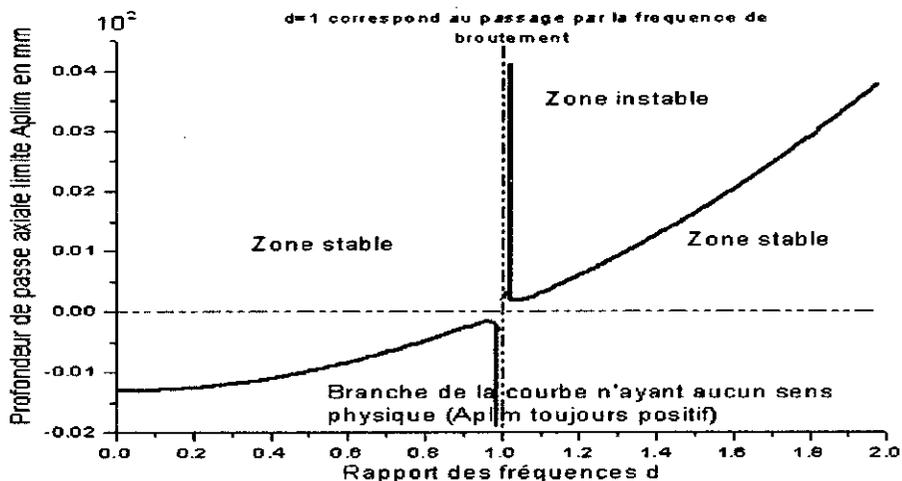


Figure 3.15: Tracé du graphe de la profondeur de coupe A_{plim}

3.3.7 Expression de la vitesse de rotation de la broche

L'objectif est de donner l'expression de la vitesse de rotation de la broche en fonction de la pulsation critique, ou du rapport des fréquences $d = \frac{\omega_c}{\omega_n}$.

A partir de la figure (5.1), on remarque qu'entre deux passages de dent il y a un nombre entier de longueur d'onde (Figure 2.3) plus une fraction de longueur d'onde désignée par ε . En exprimant ce déphasage en fonction de la pulsation de broutement ω_c et de la fréquence de dent m , on obtient [5] :

$$N = \frac{30\omega_c}{z \left[m\pi + \pi - \arctan \left[\frac{d^2 - 1}{2\xi d} \right] \right]} \quad (3.27)$$

On trace la courbe donnant la profondeur axiale limite en fonction de la vitesse de rotation de la broche. L'équation (3.26) donne $A_{plim} = f(\omega_c)$ et l'équation (3.27) donne $N = f(\omega_c)$.

A défaut de trouver l'expression de la profondeur de coupe axiale en fonction de la vitesse de rotation de la broche $A_{plim} = f(N)$, on a tracé le graphe des lobes de stabilité d'une manière paramétrique, en utilisant les paramètres donnés par Thevenot [5] et qui concerne le fraisage des parois minces avec un seul degré de liberté.

Les paramètres utilisés : la pièce en acier (S235), $k_r = 0.9, k_t = 45 \times 10^9 N/m$,
 $\omega_n = 592 Hz$, $\xi = 0.033$

On constate sur ce graphe que pour les vitesses inférieures à 500tr/mn, on peut augmenter la profondeur de coupe axiale en restant toujours dans le domaine stable, mais à ce moment-là on perd en productivité à cause de la faible vitesse d'avance qui est reliée directement à la vitesse de la broche. Le risque de déclencher les vibrations forcées dû aux chocs augmente énormément. Si on veut améliorer la production tout en restant dans le domaine stable, il faut augmenter la vitesse de la broche au-delà de 12500tr/mn, c'est-à-dire l'usinage à grande vitesse, d'ailleurs c'est la raison principale du choix de l'UGV par les grandes industries mondiales.

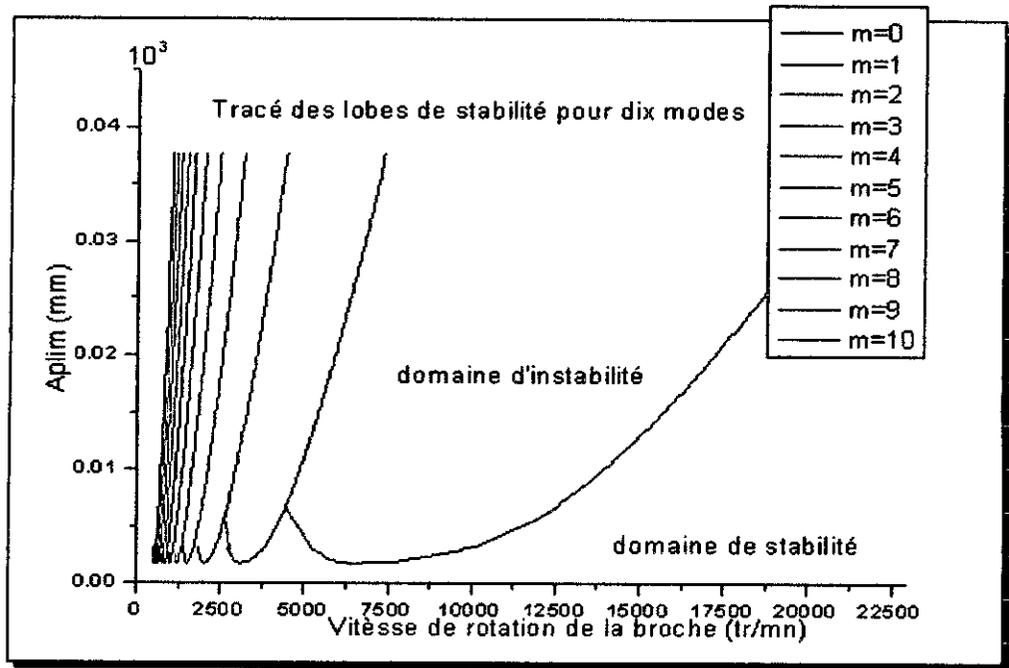


Figure 3.16 : Tracé des lobes de stabilité dans le cas du fraisage à parois minces

3.3.8 Conclusion

Dans ce chapitre, on a introduit la théorie des lobes de stabilité, afin de prédire les conditions de brouillement. Sachant que les modes et les outils de fraisage sont nombreux, ainsi que le nombre de variable qui influence l'usinage, on a traité un cas assez délicat, celui du fraisage des parois minces tout en considérant le cas simple avec un seul ddl. On a tracé les graphes de tous les éléments concernés, notamment celui de la fonction de transfert et de ces composantes, les lobes de stabilité sont tracés et comparés avec ceux tracés et validé expérimentalement par Thevenot [5] et Seguy [38]. On a isolé le facteur responsable du passage du mode avalant à celui en opposition. En effet, le seul facteur qui marque le passage d'un mode à l'autre celui du coefficient directionnel dynamique β_{yy} . On a tracé les graphes de ce facteur en fonction des angles de sortie et d'entrée des fraises. Les paramètres peuvent être changés pour tracer de nouveaux graphes de lobes de stabilité suivant le cas usiné. Les résultats peuvent être regrouper en un seul document pour être exploitable par les usineurs.

CHAPITRE 4

ANALYSE EXPERIMENTALE DE L'INFLUENCE DU BROUITEMENT

4.1. Introduction

Dans les chapitres précédents, l'état de l'art du phénomène du brouitement est présenté les différentes méthodologies pour faire face à ce phénomène pendant l'usinage des pièces.

On a montré que dans le cas du fraisage, le problème devient très difficile à résoudre. On a considéré deux cas de systèmes expérimentaux qui sont très utilisés dans le domaine industriel. Le premier cas est celui d'une pièce rigide et un outil rigide. Le second cas est celui d'une pièce dont la direction de flexibilité est contrôlée, l'outil est rigide. L'objectif de l'étude expérimentale est de comprendre les phénomènes mis en jeu lors de ces opérations. De plus, les pièces qui concernent l'étude décrite ci-dessous, ont des dimensions et des formes bien choisies de telles sortes qu'on n'aura pas besoin d'un montage d'usinage spécial. Les essais d'usinage sont effectués sur une fraiseuse à commande numérique, de marque MOMAC, de type MC600. Cette machine est située dans l'atelier de fabrication mécanique du lycée technique Belgacem El Ouzri à Blida. Les pièces sont préparées en ébauche au niveau de l'atelier de fabrications mécanique de l'institut de génie mécanique de l'université Saad Dahleb de Blida. La machine à commande numérique utilisée est quasiment neuve dans le but de réduire au maximum la probabilité d'association d'autres types de vibrations comme celui des vibrations libres et forcés avec celui qui nous intéresse en l'occurrence le phénomène de brouitement. Cependant lors de l'expérience, on s'est limité, faute de moyens de détection des fréquences des vibrations (chapitre 3), à l'étude des émissions sonore lors de l'usinage et à l'analyse des rugosités. On a utilisé un rugosimètre de type Mituyoto SurfTest 201. On expose les paramètres d'usinage et les résultats sous forme de tableaux.

4.2 Cas du système pièce rigide - outil rigide.

La matière des pièces utilisée pour toute l'étude est de l'acier doux non allié A40. Cette première série d'expérience concerne l'usinage en finition de la pièce (a), qui a été déjà préparé en ébauche aux dimensions choisies. L'outil d'usinage est une fraise monobloc deux tailles en acier rapide de diamètre 20mm. La longueur parcourue par l'outil est de 50 mm. Les variables considérés sont la vitesse de rotation de la broche (N), l'avance par tour

(f), la profondeur de passe a_p et l'épaisseur restant de la pièce (e). Les paramètres de sortie sont les fréquences sonores de vibration et les critères de rugosité de la surface usinée.

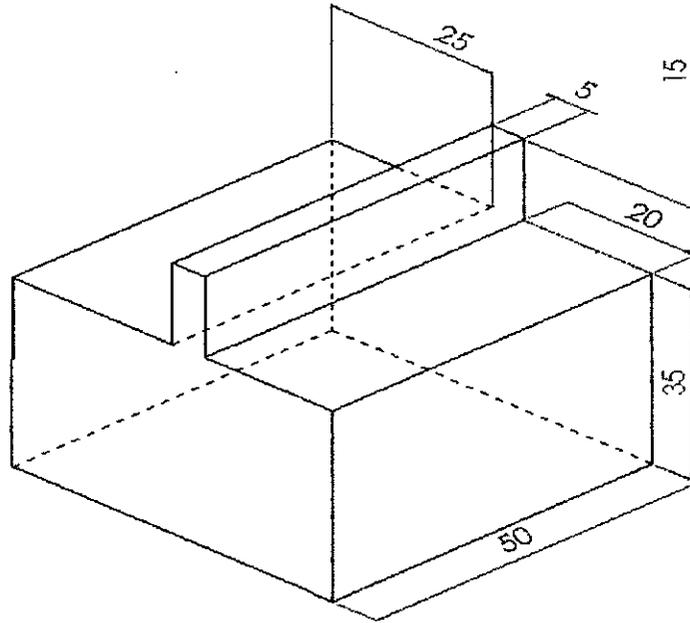


Figure 4.1: Figure isométrique de la pièce d'expérimentation

4.2.1 Première série d'essais :

Etude de l'évolution de la rugosité et de la fréquence de broutement avec variation de la vitesse de rotation de la broche N et un choix des paramètres de coupe: avance par dent: $f_z = 0.092 \text{ mm/dent}$

Lors de cette première série d'usinage, la vitesse d'avance de la pièce est fixée à 0.15 mm/tr et la profondeur de coupe a_p choisie est de 1 mm . Pour chaque vitesse de rotation de la broche, les paramètres de rugosité R_a , R_q et R_{max} sont ainsi relevés (tableau 4.1)

Après avoir relevé les rugosités de chaque surface usinée, on constate l'influence de la vitesse de rotation de la broche sur l'état de surface usinée, pour le cas de la pièce rigide et outil rigide. On trace le graphe donnant la rugosité en fonction des vitesses de rotation N .

D'après l'étude de l'évolution des valeurs obtenues de la rugosité pour cette première série d'expérience, on constate que les meilleurs résultats sont obtenue en choisissant les conditions de coupes données par les abaques qui sont pour une fraise monobloc de diamètre 20 mm en acier rapide, avec une pièce en acier doux A40, pour une opération de

surfaçage d'une pièce rigide, les abaques donnent un choix optimale $V_c = 26m/mn$ qui correspond à $N = 413tr/mn$.

f (mm/tr)		0.15							
N (tr/mn)		127	505	606	909	1263	1515	1768	2021
a_p (mm)		1							
Rugosité (μm)	R_a	1.23	1.43	1.55	2.37	2.48	1.88	1.78	1.56
	R_{max}	7.2	6.8	6.7	10.3	9.8	11.1	8	10.2
	R_q	1.58	1.75	1.83	2.75	2.81	2.56	2.12	2.05

Tableau 4.1 Relevé de la rugosité pour $f = 0.15mm/tr$ et $a_p = 1mm$

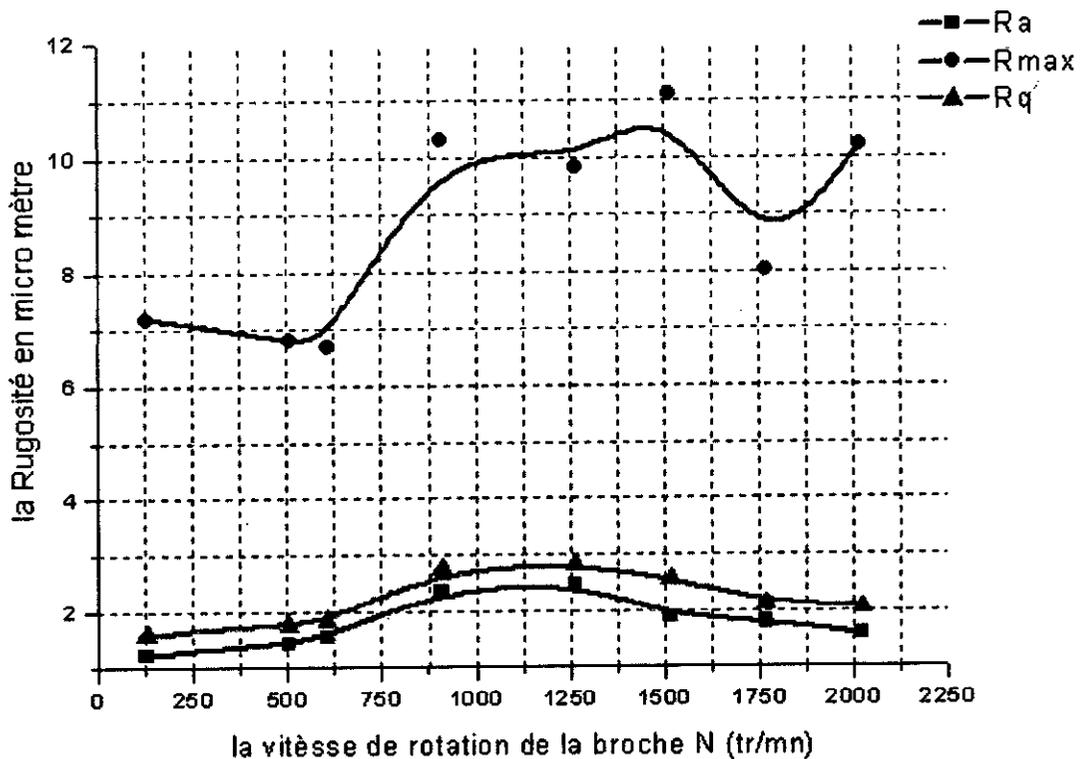


Figure 4.2: Graphe de l'évolution de la rugosité en fonction de N avec $f=0.15mm/tr$

On constate que lorsque la broche dépasse la vitesse de rotation de 1500tr/mn, les valeurs de la rugosité R_a diminue sensiblement (figure 4.2), même le bruit de vibration de la

machine se stabilise sur une fréquence très acceptable. L'enregistrement sonore pour le cas le plus défavorable, cas où la vitesse de rotation est égale à 1263tr/mn (figure 4.3).

En analysant la FFT de ce signal, on remarque qu'au démarrage de l'usinage, des vibrations sonores sont dégagés, mais après quelques secondes l'usinage se stabilisé sur bruit constant, puis vient un bruit très fort pendant un court instant qui indique que l'usinage passe par des vibrations particulières qu'on a désigné par le broutement. Cet enregistrement sonore a été traité par le logiciel de traitement de signal sigview[28].

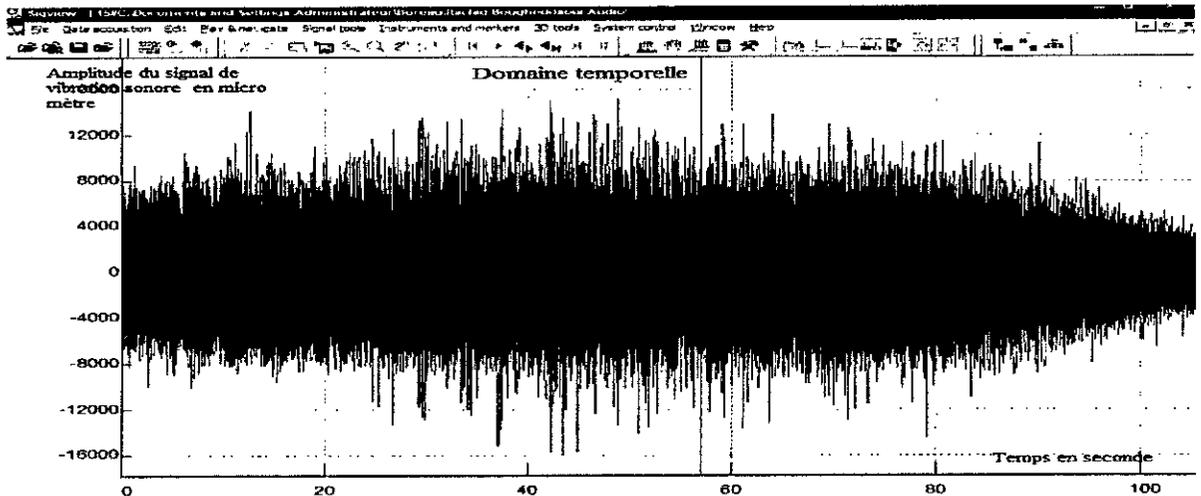


Figure 4.3: Signal sonore dans le domaine temporelle pour la passe où $N=1263\text{tr/mn}$ et $f=0.15\text{mm/tr}$

Sachant que l'enregistrement de spectre sonore de cette opération d'usinage est perturbé par d'autres bruits parasites hors que celui dégagée par le broutement. Pour connaitre la fluctuation sonore de spectre qui montre le bruit dégagé par le broutement, on trace la différentielle et la FFT de ce signal. On constate après la 55^{eme} seconde d'usinage, le premier pic de broutement qui apparait avec une amplitude dépassant 0.35mm. Ces résultats concernent toujours les vibrations sonores recueillis durant la première opération de fraisage, qui sont donnés à titre indicatif afin de signaler l'apparition de ce phénomène. Pour rentabiliser de manière efficace ces résultats, on doit les comparer à ceux des vibrations effectives du système pièce-outil avec des moyens cité au chapitre 3, et trouver l'équation reliant les résultats entre l'amplitude de vibration sonore à celle de vibration du système pièce-outil. Des travaux de recherche dans ce domaine sont effectués notamment par l'équipe de Quintana et Ciurana [27].

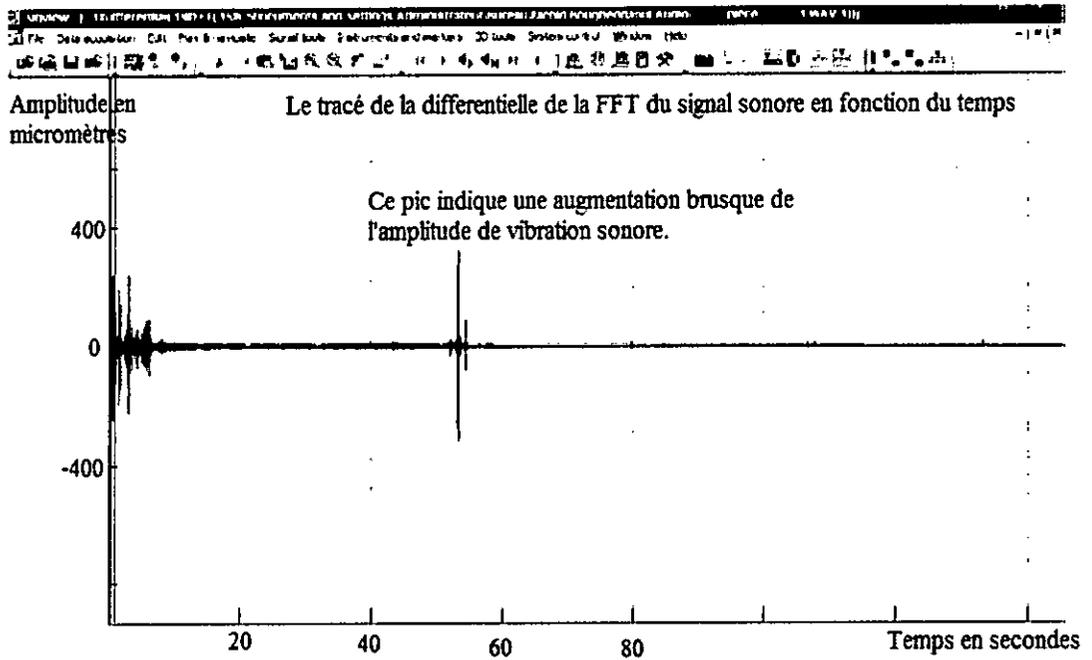


Figure 4.4: la différentielle du signal sonore pour la passe où $N=1263\text{tr/mn}$ et $f=0.15\text{mm/tr}$

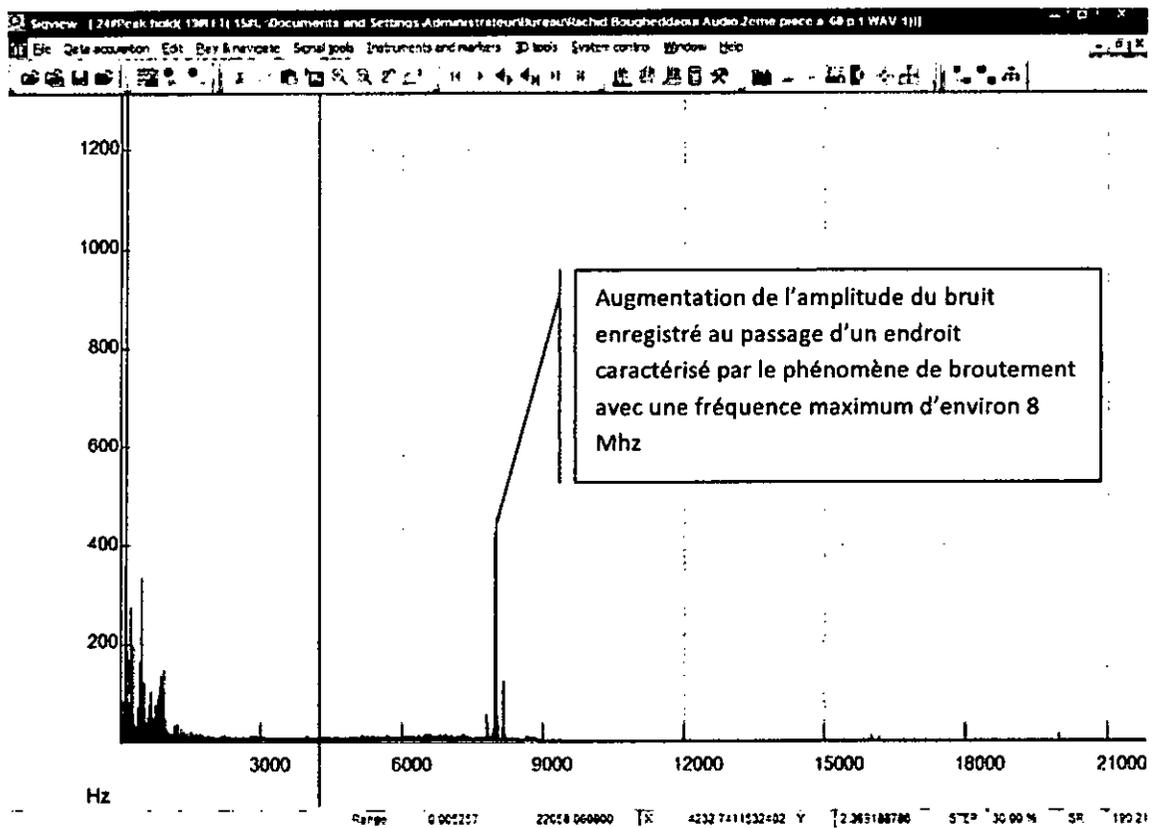


Figure 4.5: FFT du signal sonore pour la passe où $N=1263\text{tr/mn}$ et $f=0.15\text{mm/tr}$

4.2.2 Deuxième série d'essais

On prend comme vitesse d'avance de la table $f = 0.25 \text{ mm/tr}$ ce qui donne comme avance 55 mm/mn toute en gardant les mêmes vitesses de rotation de la broche, on résume les résultats dans le tableau suivant. En analysant les relevés des rugosités dans le tableau (4.2), on remarque que pour une vitesse de rotation de la broche $N=505 \text{ tr/mn}$, l'écart moyen de rugosité R_a est la plus faible. Pour la vitesse de rotation dépassant les 900 tr/mn une sensible augmentation est enregistrée sur la rugosité. Et lorsque la vitesse de rotation dépasse 1762 tr/mn les vibrations deviennent de plus en plus faible jusqu'à une stabilité confirmée.

$f \text{ (mm/tr)}$		0.25							
$N \text{ (tr/mn)}$		127	505	606	909	1263	1515	1768	2021
$a_p \text{ (mm)}$		1							
Rugosité (μm)	R_a	2.64	1.38	1.62	3.16	3.44	2.45	2.2	1.88
	R_{max}	9.9	8.6	9.1	12	14	9	13.6	8
	R_Q	3.08	1.89	2.07	3.64	4.02	2.69	2.94	2.27

Tab 4.2: Relevé de la rugosité pour $f = 0.25 \text{ mm/tr}$ et $a_p = 1 \text{ mm}$

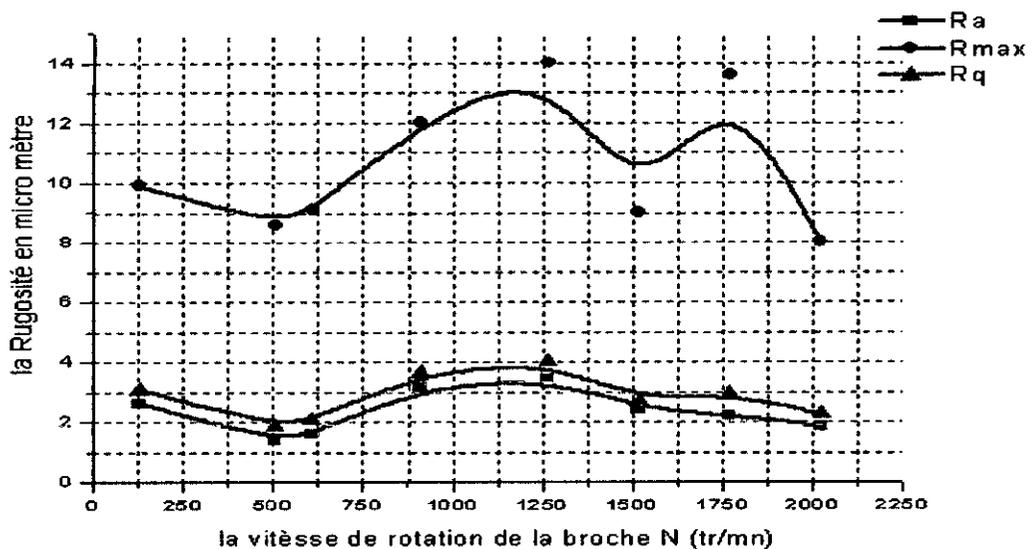


Figure 4.6: Graphe de l'évolution de la rugosité en fonction de N avec $f = 0.25 \text{ mm/tr}$

On constate toujours que la bonne rugosité est obtenue lorsque les conditions de coupes approchent des valeurs données par les abaqués. En effet on a la plus acceptable rugosité lorsque $N = 505 \text{ tr/mn}$ alors que la vitesse optimale est de 413 tr/mn . Cependant, on remarque que dès que la vitesse de rotation dépasse 1400 tr/mn , la rugosité diminue sensiblement ainsi que le bruit de la machine. On choisit le cas le plus défavorable de point de vue rugosité, c'est à dire pour $N=1250 \text{ tr/mn}$ et on trace le spectre sonore et sa différentielle en éliminant le bruit blanc de la machine. On constate que pour cette vitesse de la broche, le phénomène de broutement est très apparent. La discontinuité de ces vibrations est due aux effets du phénomène de la régénération de la surface usinée (voir chapitre2)

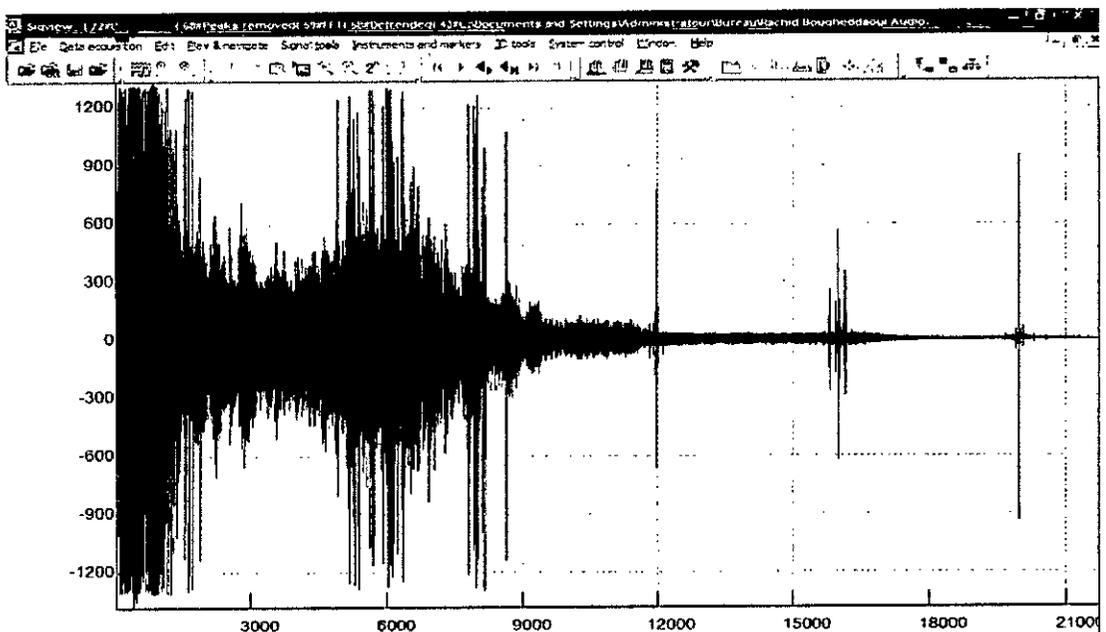


Figure 4.7: la différentielle de la FFT du signal sonore pour la passe où $N=1263 \text{ tr/mn}$ et $f=0.15 \text{ mm/tr}$

On constate qu'au démarrage de la coupe il y a eu de fortes vibrations qui sont dû probablement au choc des dents de la fraise avec la matière puis une légère stabilité suivi d'un passage instable. La différentielle du signal montre que l'amplitude du signal augmente brusquement lors de son passage par la pulsation critique qui est vers 8 kHz , puis elle revient à une valeur plus acceptable, on constate aussi qu'il y a d'autres types de vibrations associé, surtout au début de l'usinage, ils sont dû aux efforts de coupes qui tiennent leurs origines aux différentes aspérités et hétérogénéité de la matière, ainsi qu'aux outils mal affûtés (dans ce cas, il y a arrachement de la matière au lieu de coupe de la matière).

4.2.3 Troisième série d'essais

On prend une vitesse d'avance $f = 0.45 \text{ mm/tr}$ ce qui donne comme avance de la table 55 mm/mn . On garde la même série de vitesses de rotation de la broche, Les résultats sont résumés dans le tableau 4.3.

f (mm/tr)		0.45							
N (tr/mn)		127	505	606	909	1263	1515	1768	2021
a_p (mm)		1							
Rugosité (μm)	R_a	1.84	1.01	2.74	2.65	2.62	2.01	3.02	-----
	R_{max}	12.2	6.6	12.6	10.4	11.4	12	13.2	-----
	R_q	2.28	1.4	3.17	3.01	3.09	2.59	3.55	-----

Tableau 4.3: Relevé de la rugosité pour $f = 0.45\text{mm/tr}$ et $a_p = 1\text{mm}$

Les résultats trouvés les plus acceptables sont obtenue en choisissant les vitesses de rotations données par les abaques qui sont pour une fraise monobloc en acier rapide de diamètre 20mm, avec une pièce en acier doux A40 et la vitesse d'avance $f = 0.45\text{mm/tr}$ pour une opération de surfacage d'une pièce rigide. Les abaques donnent le choix optimale $V_c = 33\text{m/mn}$ et $N = 525\text{tr/mn}$. Cependant on constate que lorsque la broche dépasse la vitesse de rotation de 650 tr/mn, les valeurs de la rugosité R_a augmentent sensiblement, puis se stabilisé sans pour autant dire qu'on est dans un état stable. On constate que la vitesse $N=1750\text{tr/mn}$ c'est la plus défavorable de point de vue rugosité. On analyse le bruit enregistré pour l'usinage a cette vitesse (figure 4.9) on constate qu'effectivement on se trouve sur un cas d'une instabilité discontinu c'est-à-dire que la fréquence du système pièce-outil passe par plusieurs pulsations critiques, dues à l'effet des ondulations de la surface usinée (la i ème dent de la fraise ne passe pas par la trace de la dent précédente). Pour le graphe de la FFT on a fait un agrandissement juste pour montrer le deuxième pique où l'amplitude passe par un pic pour une fréquence de 5400 Hz qui correspond à la 30.86eme seconde du début de l'opération d'usinage.

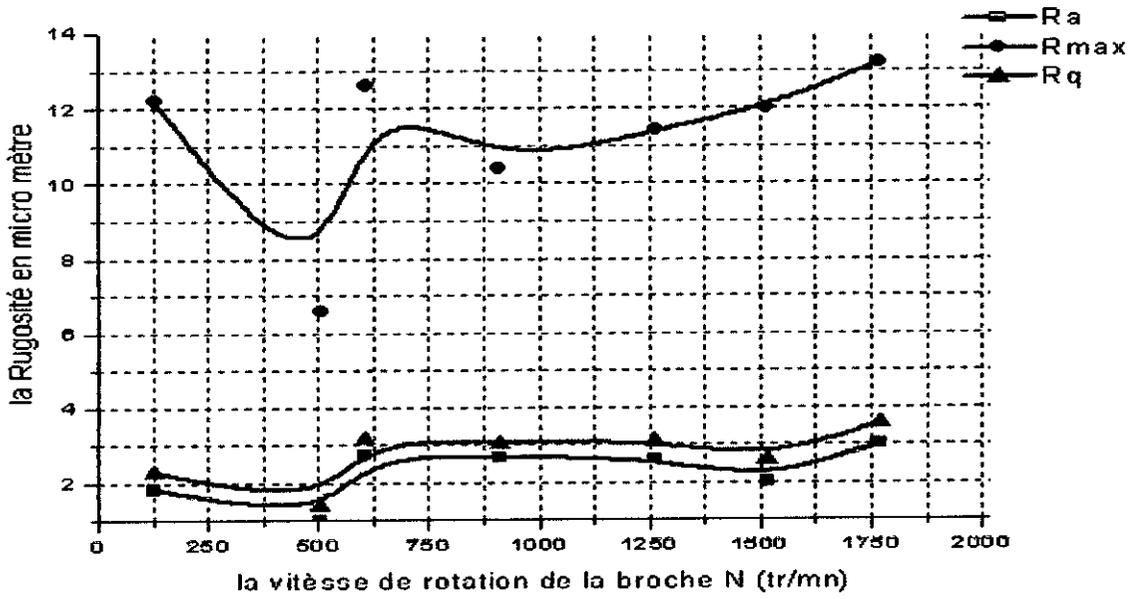


Figure 4.8: Graph of the evolution of roughness as a function of N with $f=0.45\text{mm/tr}$

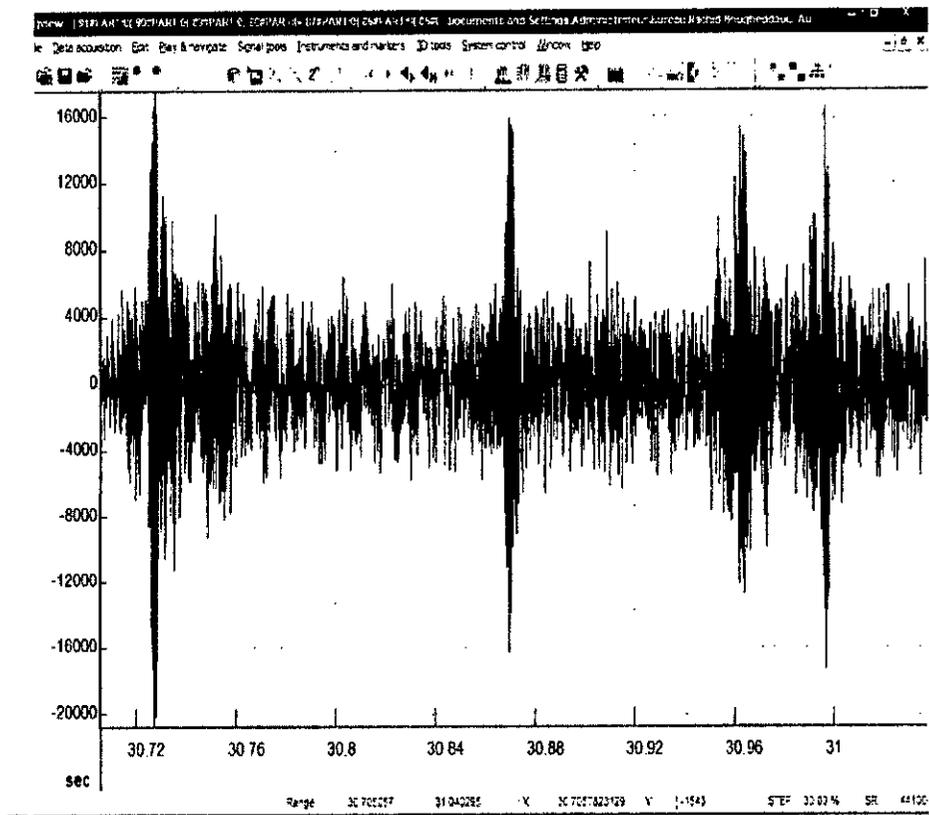


Figure 4.9: Enregistrement du signal sonore pour la passe ($N=606\text{tr/mn}$ et $f=0.45\text{mm/tr}$)

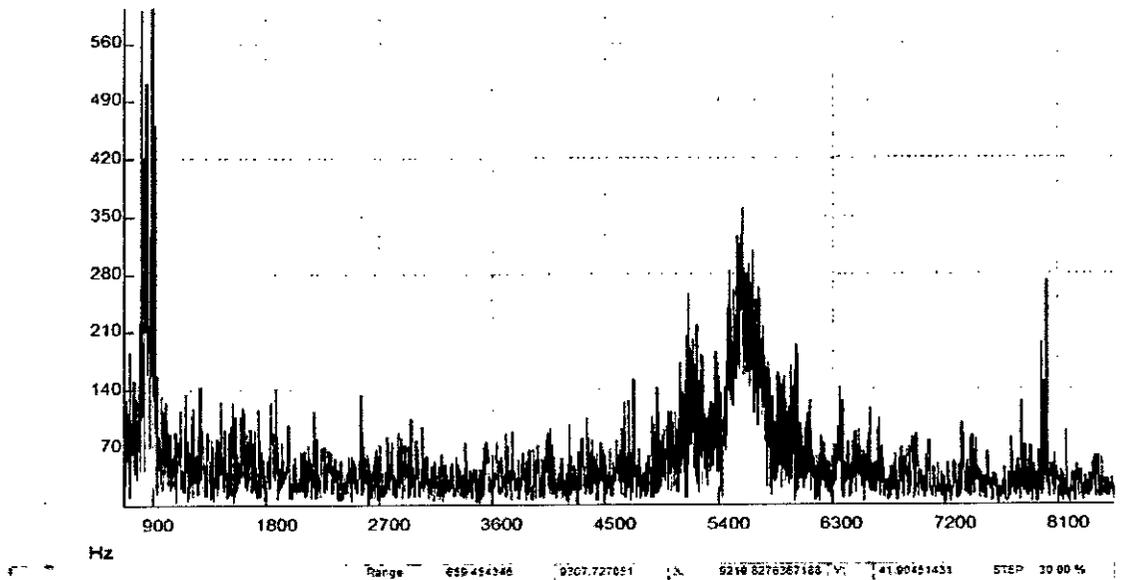


Figure 4.10: La FFT du signal sonore pour la passe où $N=609\text{tr/mn}$ et $f=0.45\text{mm/tr}$

4.2.4 Quatrième série d'essais

On prend comme vitesse d'avance de la table $f = 0.15 \text{ mm/tr}$ Ce qui donne comme avance 31 mm/mn toute en gardant les mêmes vitesses de rotation de la broche. La vitesse calculée par les abaques est $N=397\text{tr/mn}$, la vitesse de coupe conseillée est $V=33\text{m/mn}$ et l'avance par dent conseillé est $f=0.071\text{mm/dent}$.

f (mm/tr)		0.15							
N (tr/mn)		127	505	606	909	1263	1515	1768	2021
a_p (mm)		2							
Rugosité (μm)	R_a	2.41	1.26	2.29	4.89	2.57	1.56	1.55	0.92
	R_{max}	13.8	12.5	15.5	19.6	16.3	7.4	7	5.2
	R_Q	3.14	2.08	2.98	6.32	3.83	2.02	1.95	1.19

Tableau 4.4: Relevé de la rugosité pour $f = 0.15\text{mm/tr}$ et $a_p = 2\text{mm}$

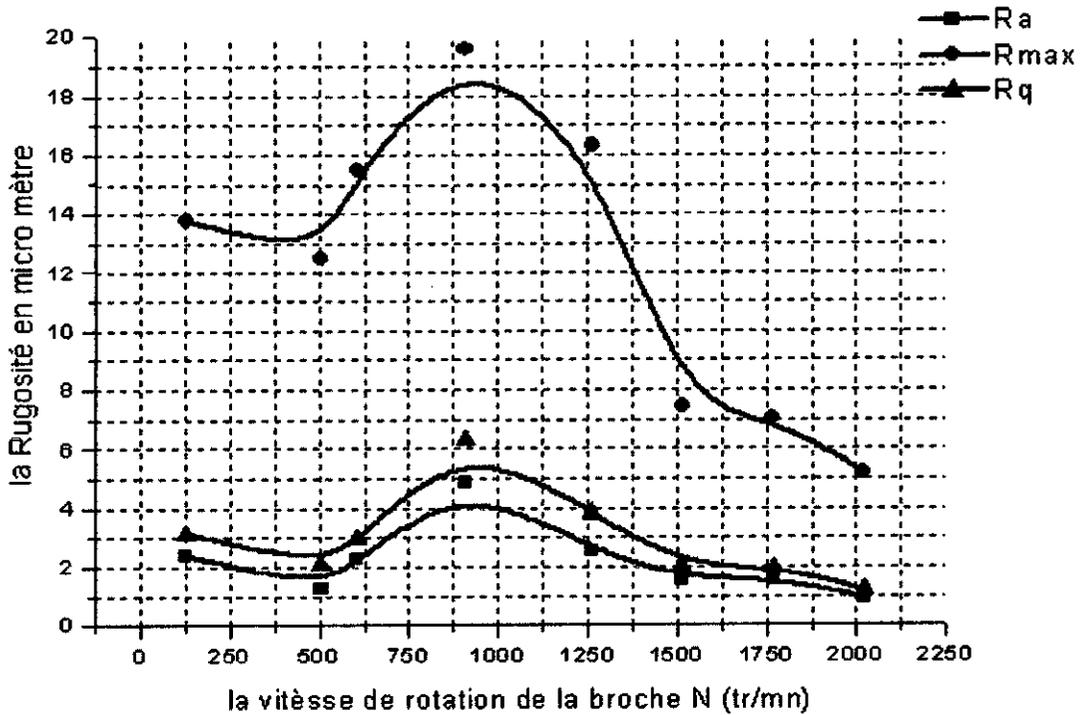


Figure 4.11: Graphe de l'évolution de la rugosité en fonction de N avec $f=0.15\text{mm/tr}$ et $a_p=2\text{mm}$

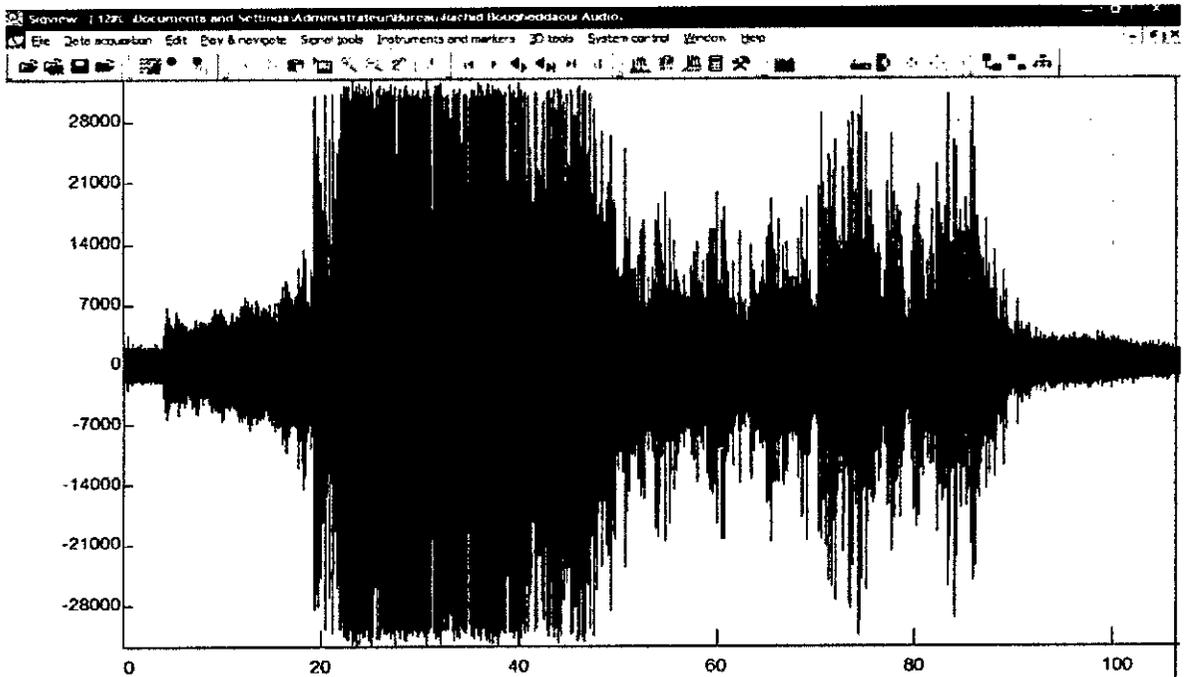


Figure 4.12: Enregistrement du spectre sonore pour $N=909\text{tr/min}$ et $f=0.15\text{mm/tr}$

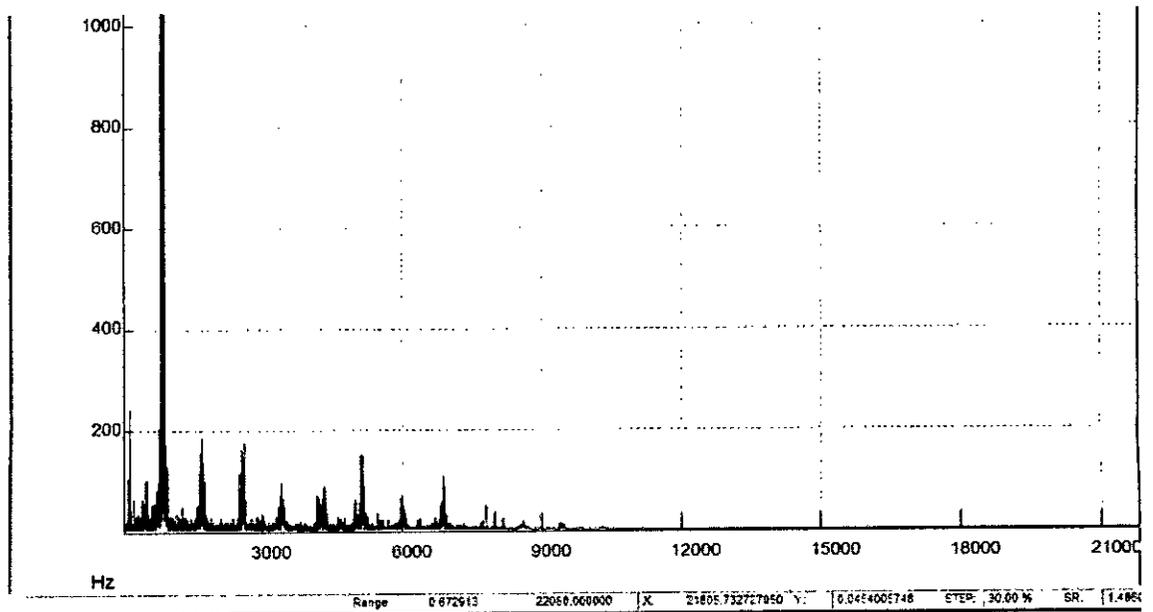


Figure 4.13: Graphe de la FFT du signal sonore pour la passe où $N=909\text{tr/mn}$

La vitesse de rotation de la broche conseillée par les abaques est de 500tr/mn , on constate que pour cette vitesse la rugosité de la pièce est très acceptable. La vitesse la plus défavorable est $N=909\text{tr/mn}$, en effet la rugosité maximale entre deux pics opposés est de $19.6\mu\text{m}$. On a enregistré le son émis par la machine durant l'usinage à cette vitesse (figure 6.11). On constate qu'effectivement il a présence du phénomène de broutement avec plusieurs pics d'amplitude à des fréquences diverses. Le broutement est discontinu car il est régénératif. La FFT du signal sonore montre bien qu'il a plusieurs pulsations critiques mais la première est plus néfaste.

4.3 Cas du système pièce déformable - outil rigide.

Cette deuxième série d'essai concerne l'usinage en finition de la pièce déformable (b) en acier A40, par une fraise 4 dents en acier rapide de diamètre 20mm, pour une opération de fraisage de profil, la longueur parcourue par l'outil est de 50mm. Les paramètres d'usinage considérés sont la vitesse de rotation de la broche (N), l'avance par tour (f), la profondeur de passe $a_p = 1\text{mm}$ fixée pour toute les opérations et l'épaisseur restant de la pièce (e) comme variable. Les paramètres de sortie sont les fréquences sonores de vibration et les critères de rugosité de la surface usinée. La pièce a été préparée en ébauche dans une fraiseuse conventionnelle, la cotation d'origine est indiquée dans la figure 6.13.

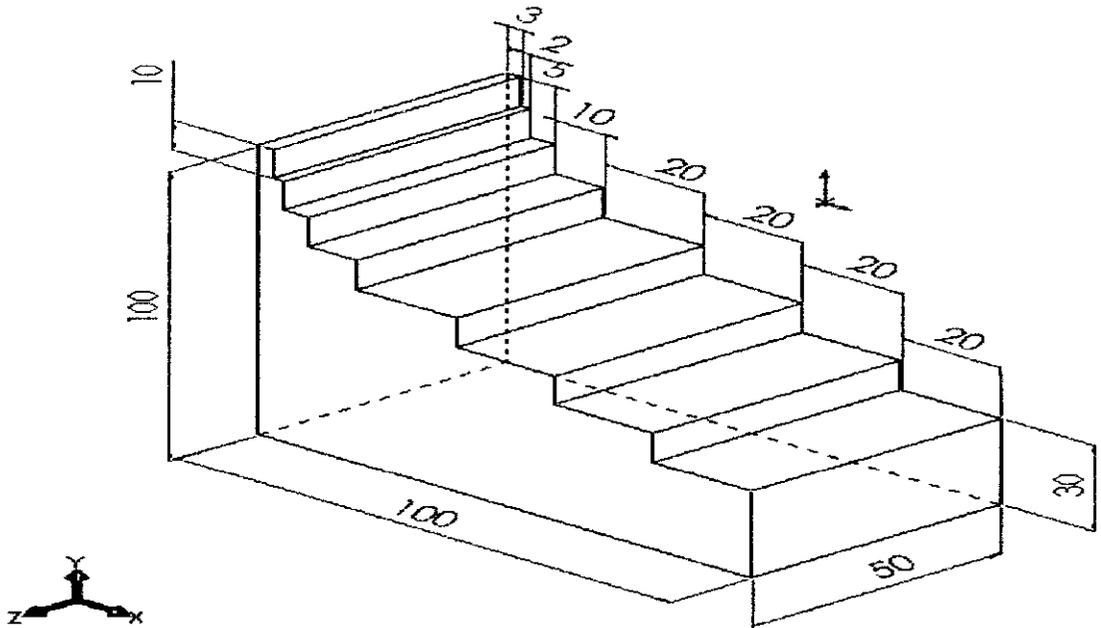


Figure 4.14: Figure isométrique de la deuxième pièce d'expérimentation

4.3.1 Première série d'essais

On choisit comme avance $f=0.25\text{mm/tr}$, avec la vitesse de la broche constante $N=250\text{tr/mn}$, et on fait varier l'épaisseur restant de la pièce. On résume les paramètres d'usinages et les résultats de la rugosité dans le tableau 4.5.

f (mm/tr)		0.25						
e (mm)		80	60	40	20	10	5	3
N (tr/mn)		250						
Rugosité (μm) ⁷	R_a	0.98	1.53	1.97	1.76	2.11	3.20	3.12
	R_{max}	5	8.5	8.8	9.8	10.5	15.2	18
	R_Q	1.24	1.89	2.29	2.26	2.65	3.75	3.12

Tableau 4.5: Relevé de la rugosité pour $N=250\text{ tr/mn}$ et $f=0.25\text{mm/tr}$

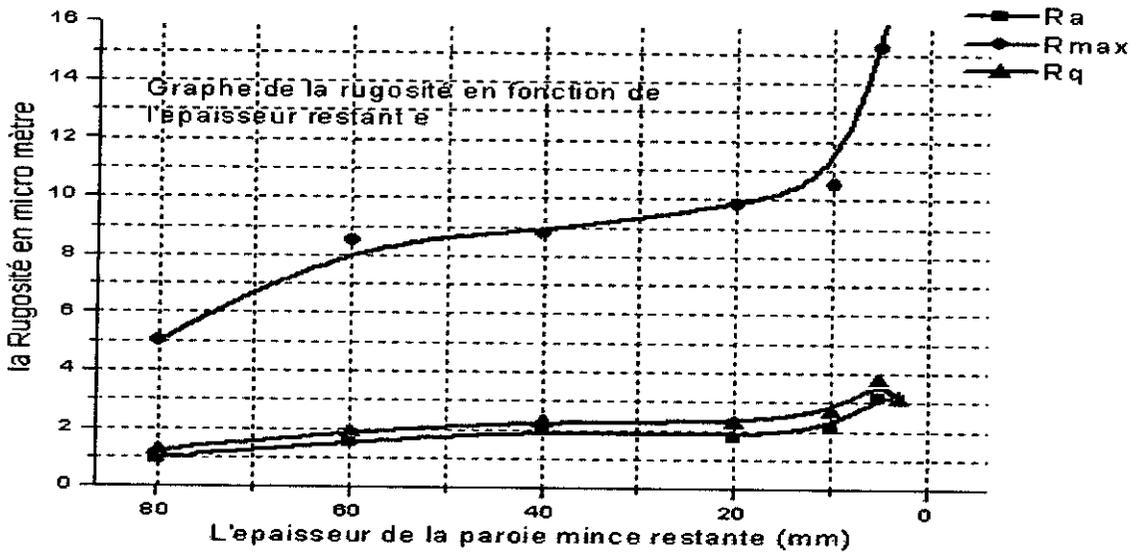


Figure 4.15: Evolution de la rugosité en fonction de l'épaisseur restante e (mm)
($N=250$ tr/mn, $f=0.25$ mm/tr)

On constate qu'avec l'amincissement progressif des parois, on a plus de chance de se trouver sur le cas de broutement. Par exemple pour $e=3$ mm et $e=5$ mm la rugosité est à son maximum et la fréquence sonore passe par un pique élevé.

Pour les valeurs de l'épaisseur restante comprises entre 80mm et 20mm, la face usinée est considérée comme rigide, on se retrouve dans un cas très stable avec une rugosité quasiment normale.

4.3.2 Deuxième série d'essais

On choisit comme avance $f=0.25$ mm/tr, avec la vitesse de la broche constante $N=900$ tr/mn, et on fait varier l'épaisseur restante de la pièce.

f (mm/tr)		0.25						
e (mm)		15	10	8	6	4	3	2
N (tr/mn)		900						
Rugosité (μ m)	R_a	1.28	1.45	1.67	1.66	3.11	3.82	5.5
	R_{max}	4.5	6.5	8.7	8.8	12.5	16.3	19.2
	R_Q	2.04	1.89	2.30	3.06	3.65	4.25	6.5

Tableau 4.6: Relevé de la rugosité pour $N=900$ tr/mn et $f=0.25$ mm/tr

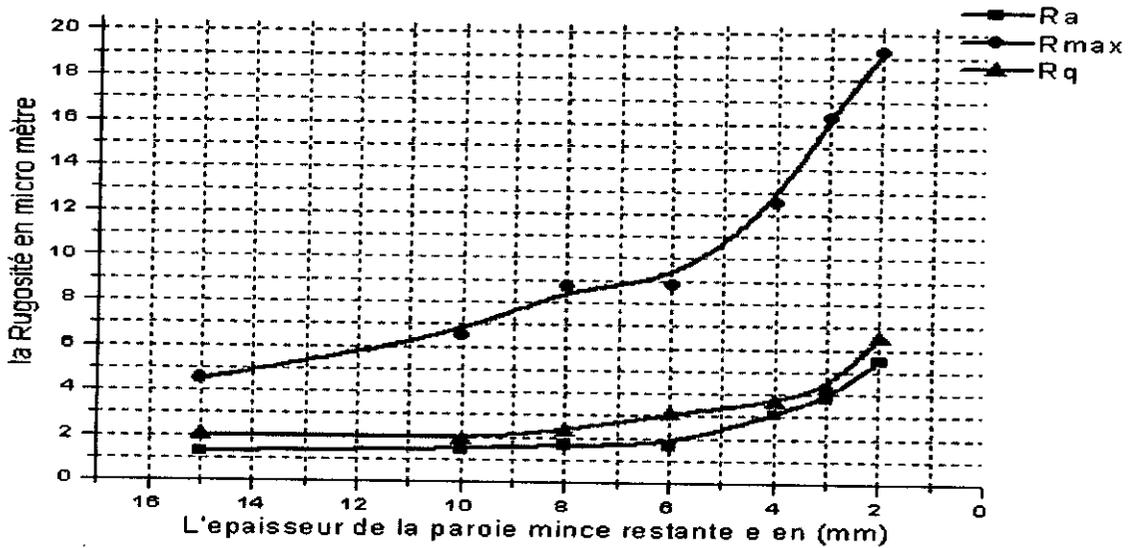


Figure 4.16: Evolution de la rugosité en fonction de(e) Avec $N=900$ tr/mn $f=0.25$ mm/tr

On constate que dès que l'épaisseur restante arrive à 6mm, la rugosité augmente de plus en plus. Le traitement du signal sonore enregistré indique une instabilité répétée pour les quatre dernières passes c'est-à-dire pour les épaisseurs restantes $c=6, 4, 3$ et 2mm.

4.3.3 Troisième série d'essais

On a choisie comme avance $f=0.25$ mm/tr, avec la vitesse de la broche constante $N=1500$ tr/mn, et on fait varier l'épaisseur restante de la pièce. Le broutement est constaté dans les trois dernières passes c'est-à-dire à $e=4, 3$ et 2mm

f (mm/tr)		0.25						
e (mm)		15	10	8	6	4	3	2
N (tr/mn)		1500						
Rugosité (μ m)	R_a	2.02	1.85	1.50	1.52	2.11	2.72	6.5
	R_{max}	5.2	5.65	7.8	9.5	13.8	16.3	18.9
	R_q	3.81	2.29	2.31	3.26	3.75	4.25	8.6

Tableau 4.7: Relevé de la rugosité pour $N=1500$ tr/mn et $f=0.25$ mm/tr

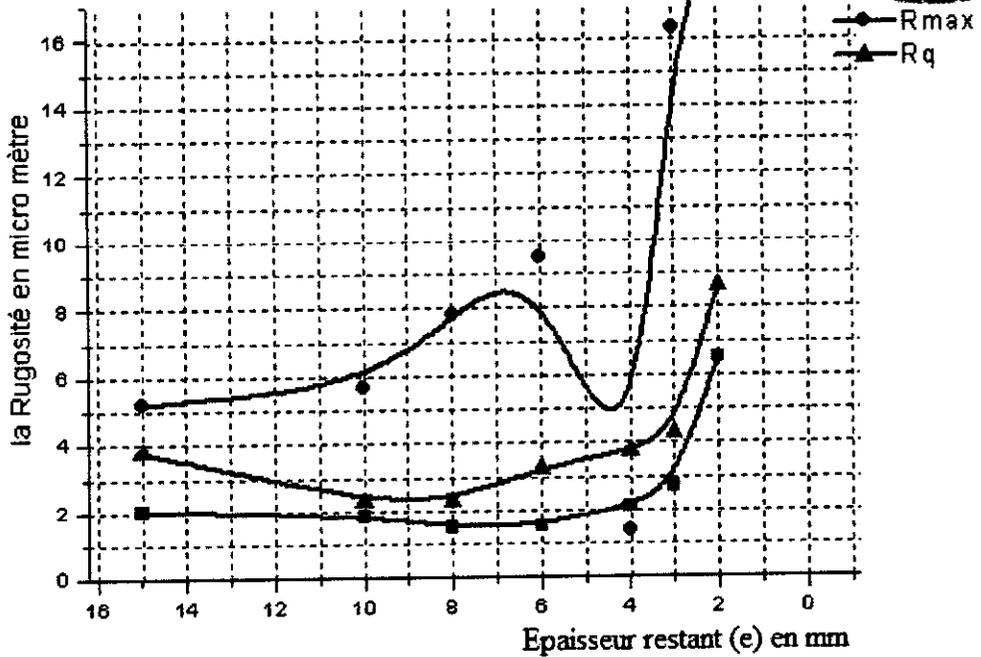


Figure 4.16: Evolution de la rugosité en fonction de e Avec $N=1500$ tr/mn, $f=0.25$ mm/tr

4.3.4 Quatrième série d'essais

On choisit comme avance $f=0.25$ mm/tr, avec la vitesse de la broche constante $N=2000$ tr/mn, et on fait varier l'épaisseur restant de la pièce. Dans ce quatrième cas et lors des sept passes d'usinage on a constaté que l'usinage était stable.

f (mm/tr)		0.25						
e (mm)		15	10	8	6	4	3	2
N (tr/mn)		2000						
Rugosité (μm)	R_a	1.00	0.92	1.37	1.55	1.56	1.25	1.93
	R_{max}	5.5	5.2	6.7	7	7.4	6.9	10.1
	R_Q	1.29	1.16	1.63	1.96	2.02	1.65	2.4

Tableau 4.8: Relevé de la rugosité pour pour $N=2000$ tr/mn et $f=0.25$ mm/tr

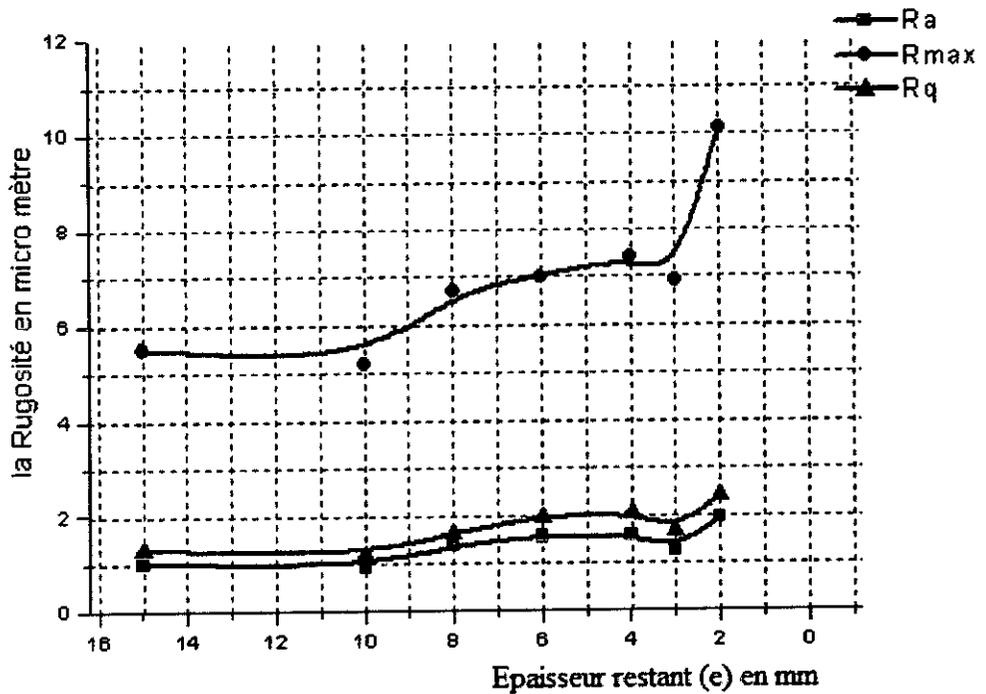


Figure 4.18: Evolution de la rugosité en fonction de e Avec $N=2000$ tr/mn, $f=0.25$ mm/tr

4.3.5 Cinquième série d'essais

On choisit comme avance $f=0.25$ mm/tr, avec la vitesse de la broche constante $N=2400$ tr/mn, et on fait varier l'épaisseur restant de la pièce. Dans ce cas l'usinage est stable et la rugosité est excellente.

(mm/tr)		0.25							
e (mm)		15	10	8	6	4	3	2	1
N (tr/mn)		2400							
Rugosité (μ m)	R_a	0.72	0.90	1.13	1.38	1.23	1.36	0.98	1.06
	R_{max}	5.1	5.5	7.4	10.7	8	9.2	6.5	5.8
	R_q	0.99	1.04	1.70	2.03	1.68	1.63	1.42	1.26

Tableau 4.9: Relevé de La rugosité pour $N=2400$ tr/mn et $f=0.25$ mm/tr

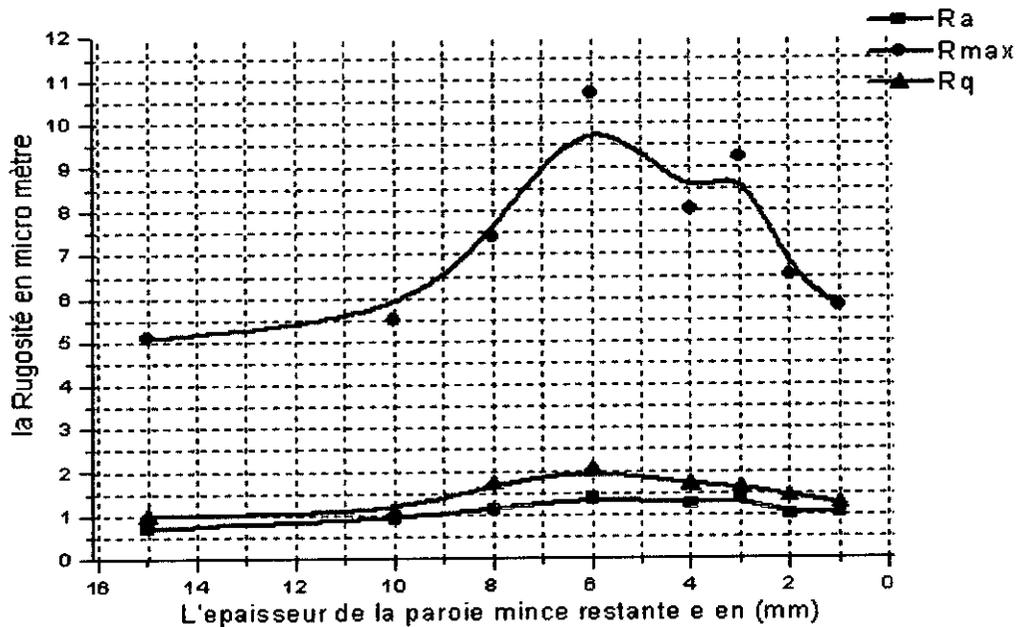


Figure 4.18: Evolution de la rugosité en fonction de (e) avec $N=2400$ tr/mn, $f=0.25$ mm/tr

On constate que pour la vitesse de $N=2400$ tr/mn la coupe devient stable jusqu'à une épaisseur restante de 1mm, on remarque que pour le cas des épaisseurs restantes 8, 6 et 4mm une augmentation sensible de la rugosité, mais elle est loin du cas de l'instabilité, le signal sonore enregistrée est quasiment constant.

4.4 Conclusion

Après cette étude expérimentale, on a remarqué que pour garantir la stabilité d'usinage, on doit définir le système pièce-outil, puis choisir les conditions favorables à notre objectif.

Les cas qu'on peut rencontrer sont :

- pièce rigide, outil rigide : dans ce cas pour les opérations de finition on a rarement le type de vibration qu'on cherche, si on augmente les profondeurs de passe on aura d'autres types de vibrations.
- pièce rigide, outil flexible : pour ce cas on n'a pas pu en faire l'expérience, car les fraises de diamètre inférieur à 14mm sont rarement disponibles, et celles qui sont sur le marché ont une faible longueur (c'est-à-dire inférieur à deux fois et demi le diamètre) et ce cas-là ne provoque pas le broutement, faute de flexion de l'outil.
- pièce à parois minces et outil rigide, ce cas-là a été étudié analytiquement et expérimentalement. On a pu définir les limites de stabilité en traçant les lobes de stabilité (chapitre 3) et on a défini les conditions d'usinage en l'occurrence les

vitesses de rotation de la broche et les vitesses d'avances des tables, ainsi que la profondeur de coupe axiale.

On a abordé aussi un domaine nouveau, celui utilisé en l'absence de matériels adéquats pour détecter les vibrations telles que les accéléromètres, ce domaine consiste à l'utilisation des bruits sonores émanant de l'interaction de l'outil avec la pièce, et les résultats comparés avec les rugosités trouvées sont très concordants. Comparés aussi aux résultats trouvés par d'autres équipes [40] de recherche notamment ceux cités dans la bibliographie, nos résultats sont acceptables.

CONCLUSIONS GENERALES ET PERSPECTIVES

Une introduction détaillée nous a permis d'avoir une idée claire sur les vibrations en générale et sur le phénomène de broutement en particulier. Sachant que le broutement est phénomène généré par l'interaction entre l'outil et la pièce, alors ce n'était pas nécessaire de s'approfondir sur la structure de la machine-outil, mais on a donné comme même des notions sur les différents paramètres que nous avons utilisé aux chapitres qui ont suivies.

La synthèse bibliographique présentée nous a donné un panorama général des différents modèles et théorie utilisées en ce moment. Parmi les quelques méthodes exposés on s'est amplement attardé sur la méthode analytique qui nous a permis de tracer les lobes de stabilité du système en se basant sur le cas où on rencontre beaucoup de problèmes de broutement, en l'occurrence celui du fraisage des parois minces et ceci en se basant sur les hypothèses de Thévenot. la conclusion qu'on a tiré sur le tracé de ces lobes est que si on veut avoir un état de surface très acceptable avec une grande production c'est-à-dire profondeur de coupe maximum et vitesse d'avance de la table optimale il faut aller vers L'UGV (usinage à grande vitesse).

L'étude expérimentale à fait l'objet de deux parties déterminantes qui sont le relevé des rugosités et l'utilisation d'une nouvelle méthode qui est celle de l'analyse du bruit de la machine qui nécessite pas un grand matériel et qui donne des résultats très intéressants(se référé à la publication de Quintana et Ciurana [40]). On a pu tracer les graphes montrant les spectres du signal sonore ainsi que la FFT et différentielle de ce signal en utilisant un logiciel approprié de traitement de son.

On a vérifié expérimentalement que les lobes de stabilité tracés dans le chapitre 3 sont en total concordance avec les résultats expérimentaux trouvés.

Après cette étude théorique et expérimentale on pourra envisager plusieurs perspectives pour continuer ce travail :

1. Dans le cadre de cette étude, vu le manque de moyens on n'a pas eu la chance de faire l'expérience pour le cas où l'outil est flexible et la pièce rigide car dans ce cas on peut prendre deux degrés de libertés et peut plus en considérant la torsion de l'outil, évidemment le problème sera plus compliqué mais il s'approchera de plus en plus du modèle réel.

2. Le modèle ou l'outil est flexible et la pièce déformable constitue aussi un axe très intéressant de recherche car on pourra résoudre le problème de couplage des modes.
3. Le tracé des lobes de stabilité en considérant plusieurs paramètres serait une approche très intéressante pour les usineurs.
4. Un autre axe envisageable c'est continuer le même sujet en considérant comme paramètres principales la variation instantanée de la section de copeau et par la suite celle des efforts de coupe et tracer les lobes de stabilité des efforts de coupe en fonction de la vitesse de rotation de la broche. Et valider les résultats en utilisant le matériel adéquat en l'occurrence un dynamomètre rotatif pour les efforts de coupe et un accéléromètre pour la détection du broutement.
5. Ce vaste domaine de recherche s'oriente vers l'utilisation de L'UGV (usinage à grande vitesse) qui garantit une qualité meilleure associée à une productivité acceptable.

BIBLIOGRAPHIE

1. Dournier, A., Chevalier, A., Saget, P. et Labille, R., « Fraisage des métaux », Fascicule 4, édition Delagrave, (1983).
2. Cordebois, J.P et Coll, « Fabrication par usinage », 2eme édition, DUNOD, (2008).
3. Tnevenot, V., Arnaud, L. et Dessein, G., « Influence de la position de l'outil sur le comportement dynamique en fraisage de parois minces », Mécanique & Industries 6, 403–410, (2005).
4. Azoui, C., « Simulation des effets dynamique de la coupe sur la stabilité de la coupe : application au fraisage de profil », Mémoire de Magister, Université de Batna, (2009).
5. Bawin, V. et Delforge, C., Construction mécanique », Edition originale : G. Thome, Liège, (1986).
6. Campa, A. et Rollet, J., « Technologie professionnelle générale pour les mécaniciens, procédés d'usinage », tome3, Edition Foucher, Paris, (1971).
7. Bissey, S., Poulachon, G. et Lapoujoulade, F., « Intégration de la géométrie d'outil dans la prédiction des efforts de coupe en fraisage de matériaux durs » Mécanique et industries 6, 391-398 (2005).
8. Liu, X.W., Cheng, K., Webb, D. et Luo, X.C., « Improved Dynamic Cutting Force Model in Peripheral Milling » Part I: Theoretical Model and Simulation, School of Engineering, Metropolitan University, Leeds, UK, (2002).
9. Dendouga, F., « Modélisation et simulation du fraisage de profil ». Mémoire de Magister, université El Hadj Lakhdar Batna, (2009).
10. Timochenko, S., « Vibration Problems in Engineering », D. VAN NOSTRAND COMPANY, Inc. Second Edition, July, (1937)
11. Bourouim, A., « Etude et modélisation des vibrations de brochage en cours d'usinage » Thèse de Doctorat d'état, USTO Mohamed Boudiaf, Oran, (1999).
12. Peigne, G., « Etude et Simulation des Effets Dynamiques de la Coupe sur la Stabilité de la Coupe et de la Qualité Géométrique de la Surface Usinée : Application au Fraisage de Profil », Thèse de Doctorat, Institut National Polytechnique de Grenoble, (2005).
13. Moreau, V., « Etude dynamique de l'usinage et de l'interaction pièce-outil par mesure des déplacements : application au fraisage et au tournage, Thèse de Doctorat, ENSAM, Paris, (2010)
14. Barlier, C. et Poulet, B., « Mémotech, Génie mécanique - productique mécanique. Deuxième édition. », Casteilla Ed., Paris, (1999).
15. Rezig, A. « Effets du phénomène de brochage sur le système usinant POM : Simulation et expérimentation ». Thèse de Magister, Université de Blida, (2005)
16. Neil, D., Manson, G. et Mann, B., « Fuzzy stability analysis of regenerative chatter in milling », Journal of Sound and Vibration 329, 1025-1041, (2010).
17. Wiercigroch, M. et Budak, E., « Sources of non linearities, chatter generation and suppression in metal cutting ». Phil. Trans. R. Soc. London, 663-693, (2001).
18. LAHEURTE, R., « Application de la théorie du second gradient a la coupe des matériaux », Thèse de Doctorat, L'université Bordeaux 1, École doctorale des sciences physiques et de l'ingénieur, (2004).
19. Badossa, G.O., « Stability lobes diagram identification and surface roughness monitoring in milling process », Doctoral Thesis, Universitat de Girona, (2009).

20. Mzad, H., Saad, M., « Modélisation de la coupe orthogonale, comportement thermique et tribologique », WYDAWNICTWO POLITECHNIKI KRAKOWSKIEJ, Poland, (2007).
21. Rivière-Lorphèvre, E., « Etude et simulation de procédés de fraisage grande vitesse: efforts de coupe, stabilité, états de surface », Thèse de Doctorat en Sciences Appliquées, Faculté Polytechnique de Mons Académie universitaire Wallonie, Bruxelles, (2007).
22. Radhakrishnan, A., « Experimental and numerical investigation of subcritical bifurcations in milling », thèse de Master en science, University of Missouri-Colombia, (2007).
23. Adetoro, O.B., Wen, P.H., Sim, W.M. et Vepa, R., « Stability lobes prediction in thin wall machining », WCE, London, U.K. (2009).
24. Wehbe, T., Seguy, S., Dessein, G., Arnaud, L. et Fazzini, M., « Mesure de champs de déplacements en vibrations: Application à l'usinage de paroi mince », 18^{ème} Congrès Français de Mécanique, Grenoble, (2007).
25. Tlustý, J. et Poláček, M. « The stability of machine tool against self-excited vibrations in machining, Proceeding of the ASME, Production Engineering Research Conference, Pittsburg, (1963).
26. Merdol, S.D., « Virtual Three axis milling process simulation and optimization », These de Doctor of Philosophy, University of British Columbia, Vancouver, Canada, (2003)
27. Seguy, S., « De l'adaptation à la variation continue de la vitesse de broche afin de contrôler le broutement en fraisage de parois minces : modélisations et études expérimentales », Thèse de Doctorat, Institut National Polytechnique de Toulouse, (2008).
28. Budak, E., Altintas, Y., « Analytical Prediction of Chatter Stability in Milling-Part II: Application of the General Formulation to Common Milling Systems » Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Texas A&M University, 1998.
29. Altintas, Y. et Budak, E., « Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling » Annals of the CIRP Vol. 44/1, Paris, (1995).
30. Insperger, T., Stepan, G. et Tiri, J., « One the higher-order semi-discretizations for periodic delayed systems » Department of applied Mechanics, Budapest University of technology, journal of sound and vibration 313, 334-341 Hungary, (2008).
31. Hartung, F., Insperger, T., Stepan, G., « Approximate stability charts for milling process using semi-discretization » Applied Mathematics and Computation 174, 51-73 (2006).
32. Gradisek, J., Kalveram, M. et Insperger, T., « On stability prediction for milling », international journal of machine Tools & Manufacture 45, 769-781 (2005)
33. Govekar, E., Gradisek, J., Insperger, T. et Stepan, G., « On Stability and dynamics of milling at small Radial Immersion », Journal of sound and vibration 3, 156-165, (2008)
34. Corduon, N., « Etude des phénomènes vibratoires en fraisage de finition de plaques minces : application aux aubages de turbine aéronautiques », Thèse de Doctorat, Laboratoire Bourguignon des Matériaux et Procédés, ENSAM, CER de Paris, (2006).
35. Insperger, T. et Mann, B.P., « Stability of up-milling and down-Milling. Part1, Alternative analytical methods » international journal of machine Tools & Manufacture 43(1), 25-34, (2003).
36. Bisu, C.F., Darnis, P. et J K'Nevez, J.Y., « Nouvelle analyse des phénomènes vibratoires en tournage », Université Bordeaux 1, (2007).
37. Lelan, J.V., « Etude de méthodes simplifiées pour la simulation de l'usinage à l'échelle macroscopique », Thèse de Doctorat, ENSAM, Paris, (2007).
38. Bisu, C.F., « Etude des vibrations auto-entretenues en coupe tridimensionnelle : Nouvelle modélisation appliquée au tournage », Thèse de Doctorat, Université Bordeaux 1, 2007.

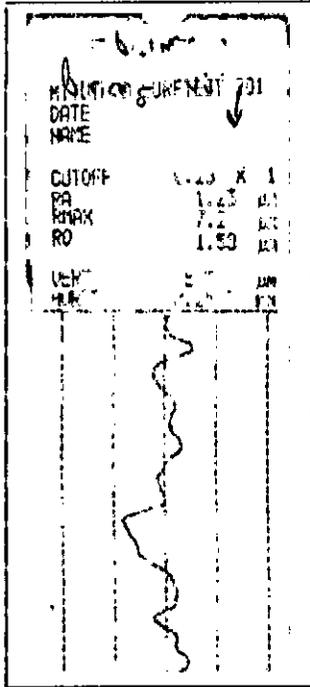
39. Segui, S., Desein, G. et Arnaud, L., « Surface roughness variation of thin wall milling, related to modal interaction » *international journal of tools & manufacture* 49, 261-274, (2008).
40. Quintana, G., Ciurana, J., Ferrer, I. et Rodriguez, C.A., « Sound mapping for identification of stability lobe diagrams in milling processes », *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 49, 203-211 (2009).
41. Sigview, Spectrum Analyzer –FFT based signal analysis software, <http://www.sigview.com>
42. ISO 4287, « Geometrical production Specifications (GPS), Surface texture: Profile method-terms, definitions and surface textures parameters, (1997).
43. ISO 4287, « Geometrical production Specifications (GPS), Surface texture: Profile method-terms, definitions and surface textures parameters, (1997) **correction de 2005.**
44. Crolet, A., « contribution à l'étude de l'influence du comportement vibratoire du système « pièce-outil-machine » sur la qualité de surface obtenue en Tournage de superfinition », Thèse de Doctorat, Institut National Polytechnique de Lorraine, (2008)
45. Tobias, S.A., « Vibraciones en Maquinas-Herramientas », Ignacio, Urno, S.A.de Ediciones, Olascoaga, Argentina (1972).
46. Irwin, J.D., « Mechanical Engineer's Handbook », Academic Press Series in Engineering, Auburn University, Alabama, USA, (2001).

APPENDICES

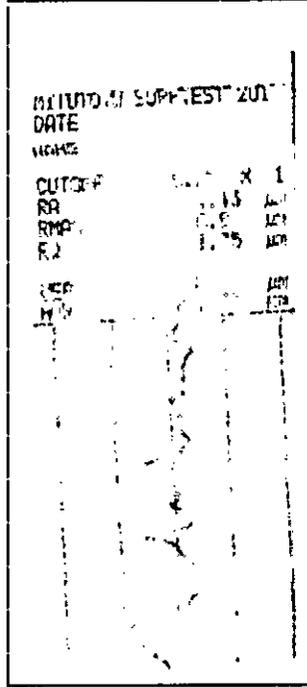
1. Relevés des enregistrements de rugosités cas: système pièce rigide- outil rigide

$f=0.15\text{mm/tr}$ et $a_p = 1\text{mm}$

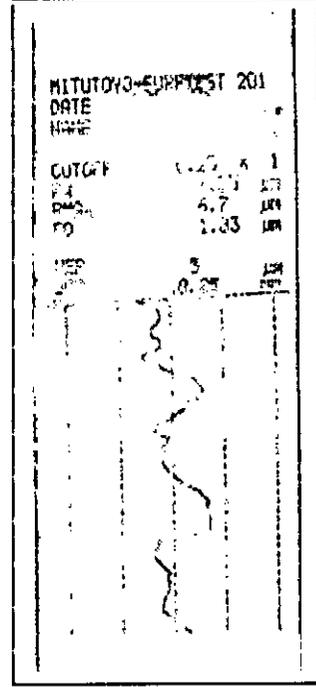
Cas : N=127tr/mn



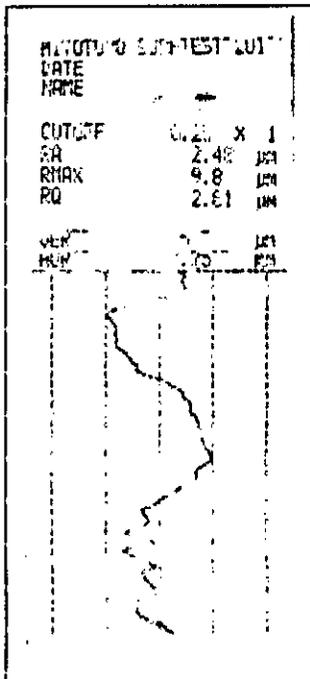
Cas : N=505tr/mn



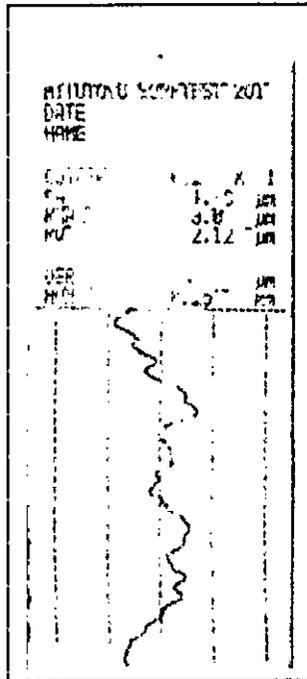
Cas : N=606tr/mn



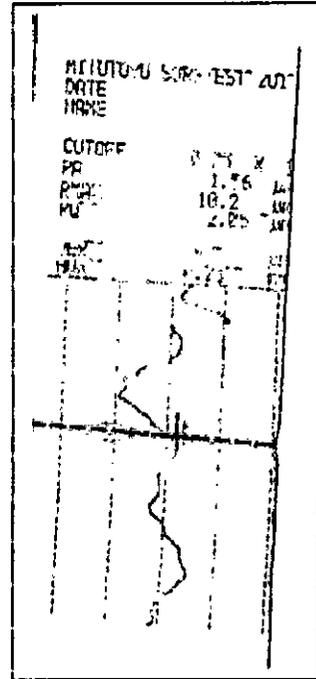
Cas : N=1263tr/mn



Cas : N=1768tr/mn



Cas : N=2021tr/mn



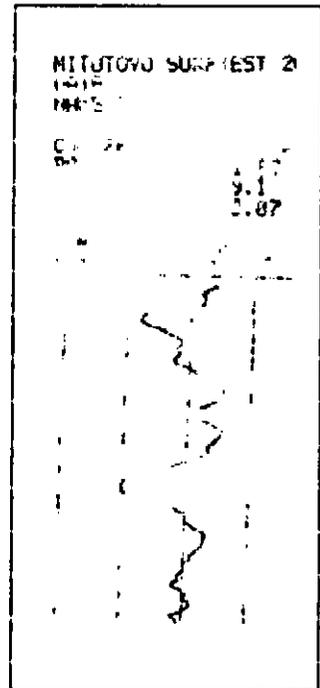
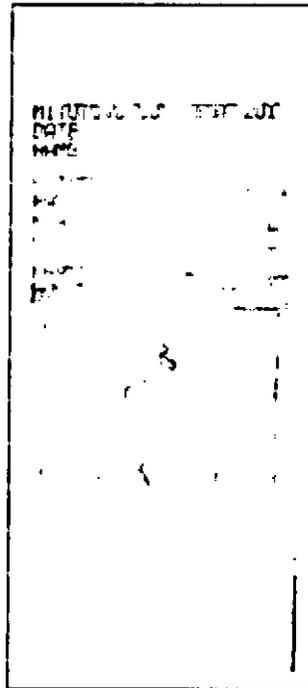
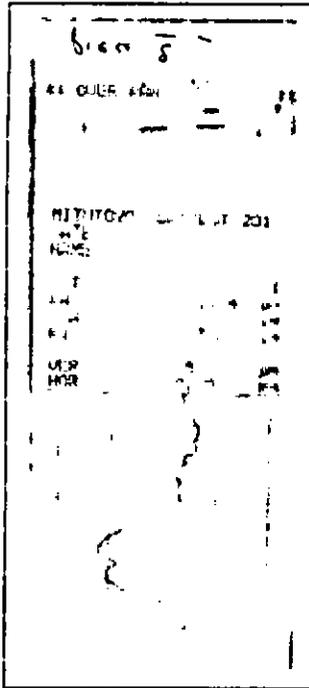
2. Relevés des enregistrements de rugosités cas: système pièce rigide-
 outil rigide

$f=0.25\text{mm/tr}$ et $a_p = 1\text{mm}$

Cas : N=127tr/mn

Cas : N=505tr/mn

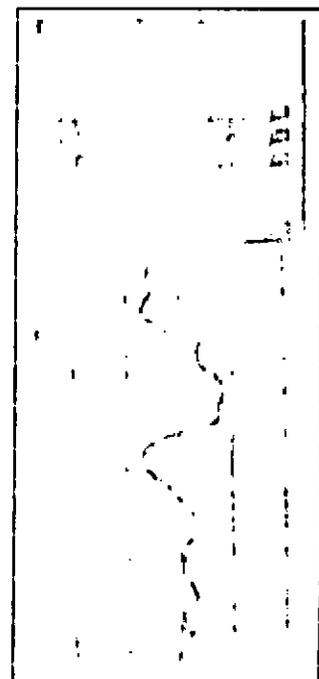
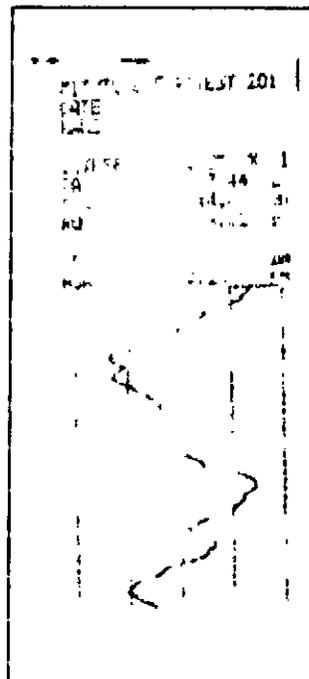
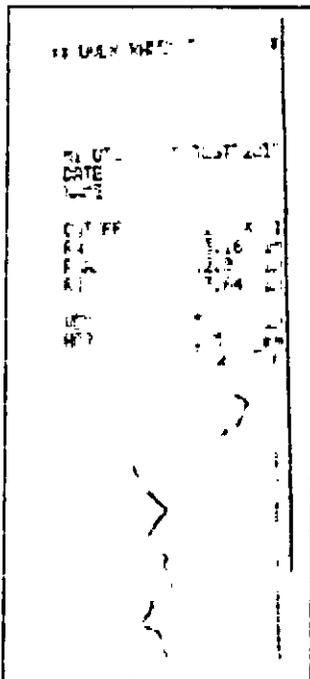
Cas : N=606tr/mn



Cas : N=909tr/mn

Cas : N=1263tr/mn

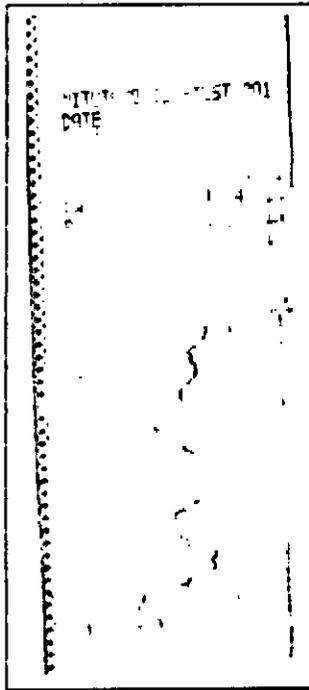
Cas : N=2021tr/mn



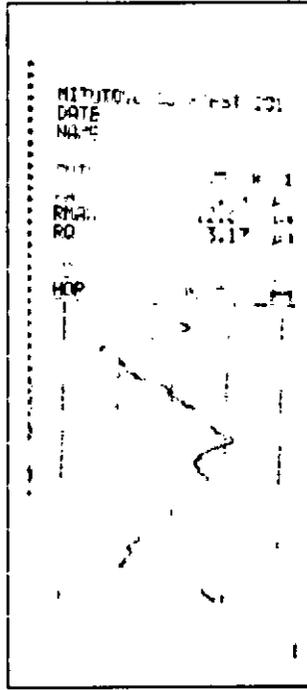
3. Relevés des enregistrements de rugosités cas: système pièce rigide- outil rigide

$f=0.45\text{mm/tr}$ et $a_p = 1\text{mm}$

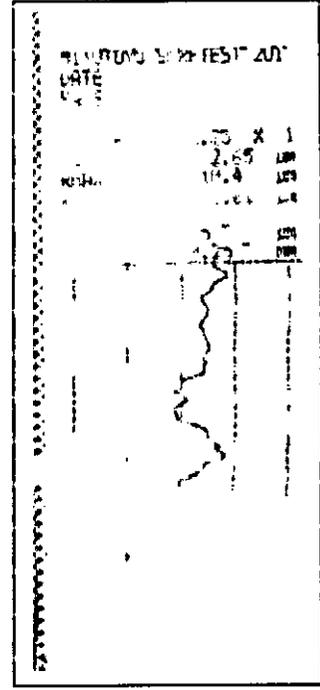
Cas : N=127tr/mn



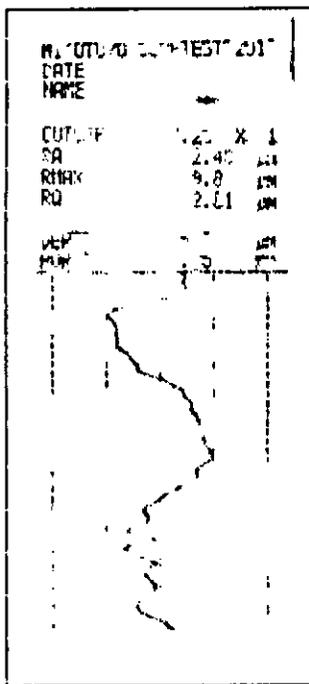
Cas : N=606tr/mn



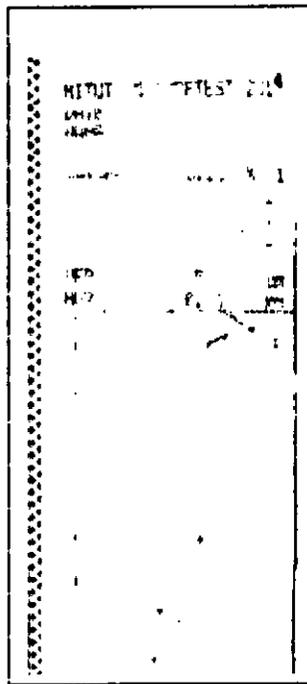
Cas : N=909tr/mn



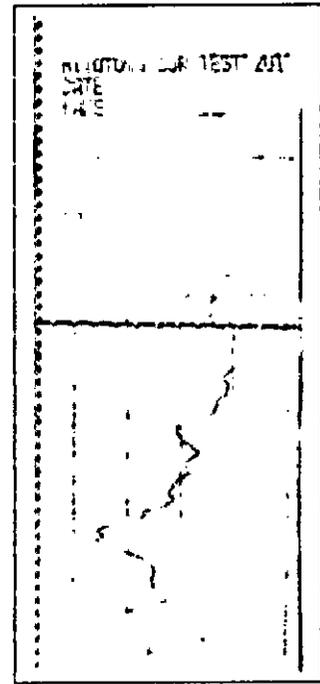
Cas : N=1263tr/mn



Cas : N=1515tr/mn



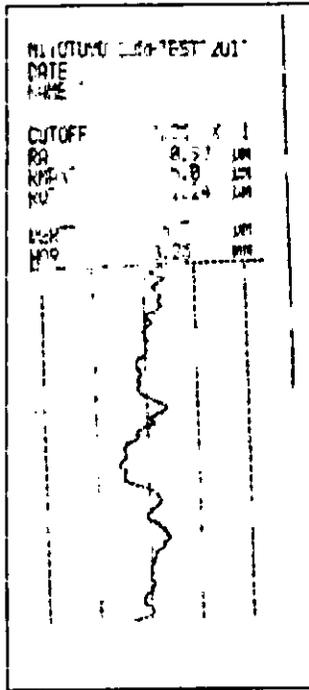
Cas : N=1768tr/mn



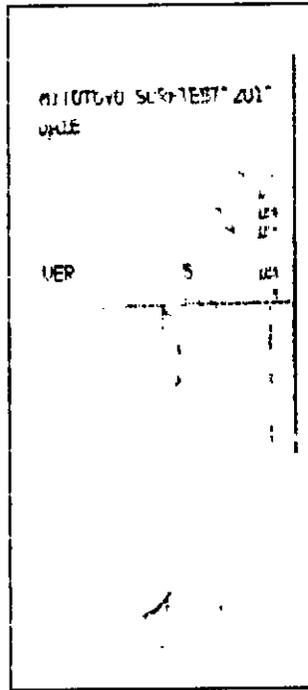
4. Relevés des enregistrements de rugosités cas: système pièce déformable-outil rigide

$f=0.25\text{mm/tr}$ et $N=250\text{tr/mm}$

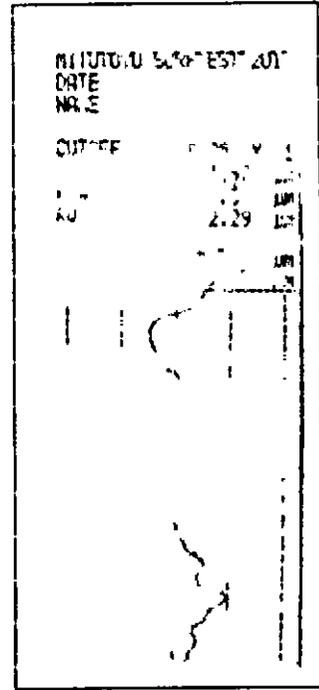
Cas : $e=80\text{mm}$



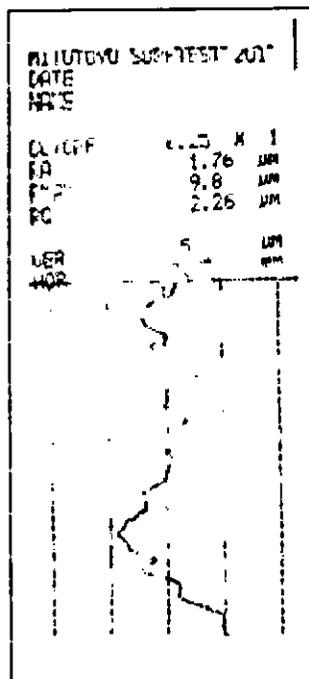
Cas : $e=60\text{mm}$



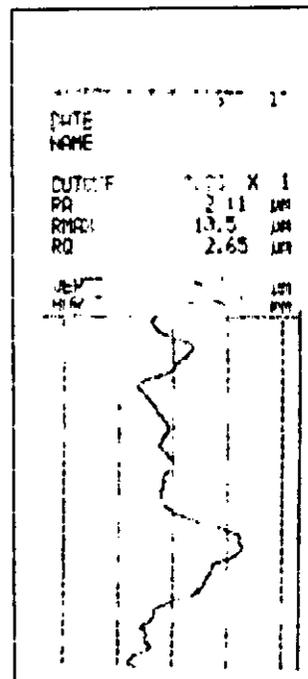
Cas : $e=40\text{mm}$



Cas : $e = 20\text{mm}$



Cas : $e = 10\text{mm}$



Cas : $e =$

