

**UNIVERSITE SAAD DAHLEB DE BLIDA**

**Faculté des sciences de l'ingénieur**  
Département de Génie Mécanique

# **MEMOIRE DE MAGISTER**

Spécialité : Construction

**LES EFFETS DU BROUTAGE SUR LE SYSTEME USINANT**  
**POM SIMULATION ET EXPERIMENTATION**

Par

**REZIG Ahmida**

Devant le jury composé de :

A. AIAD	Maître de conférences, U. de Blida	Président
A. ALLALI	Maître de conférences, U. de Blida	Examineur
A. BELAIDI	Maître de conférences, U. de Boumerdes	Examineur
M. OUALI	Professeur, U. de Blida	Rapporteur

Blida, 2005

## ملخص

إن هذه الدراسة تهدف في مرحلتها الأولى إلى دراسة التصرف الديناميكي لمنظومة قطعة-أداة-آلة و البحث على المسببات الرئيسية التي من شأنها تسهيل ظهور اهتزازات اللقطة أثناء عمليات التصنيع. من خلال هذه الدراسة أيضا استطعنا معرفة ظروف ظهور هاته الاهتزازات بدقة و تحديد عناصر القطع المسؤولة عن هذه الظاهرة الغير مرغوب فيها.

كان الهدف من المرحلة الثانية من هاته الدراسة هو تحسين برنامج للتماثل التصرف الديناميكي للمنظومة و لتنبأ بخشونة السطح المتحصل عليه. لاحقا عرضنا جملة من النتائج المتحصل عليها من تجارب التي قمنا بها على آلة الخراطة. و باستعمال عددا من أجهزة مراقبة الاهتزازات و أخرى للقياس استطعنا مقارنة نتائج التجارب بنتائج التماثل. و في النهاية، إن هذا العمل سمح لنا بتصميم و تصنيع جهاز للتجارب و بالتالي قمنا بعدة تجارب على التصنيع ذي السرعة المتغيرة و من ثم التأكد من قدرة هذا النوع من التصنيع على التخلص من اهتزازات اللقطة.

## RESUME

Ce présent travail consiste dans une première étape à étudier le comportement dynamique du système usinant Pièce-Outil-Machine (POM) et de chercher les principales causes qui favorisent l'apparition des vibrations de broutage en cours d'usinage. A travers cette étude, nous avons pu évaluer avec rigueur les conditions d'apparition des vibrations de broutage et d'identifier les paramètres de coupe responsables de ce phénomène indésirable.

La deuxième partie a pour objectif d'améliorer et de valider un modèle numérique permettant la simulation du comportement dynamique du système POM ainsi que de prédire la rugosité de la surface usinée. En suite nous avons présenté les résultats issus des expériences effectuées sur le tour. Avec l'utilisation des moyens pour la détection des vibrations et d'autres moyens pour le contrôle, nous avons pu comparer ces résultats avec ceux obtenus par le modèle numérique.

En fin, ce travail nous a permis de concevoir et de réaliser un montage d'usinage pour effectuer des essais sur l'usinage à vitesse variable et par la suite vérifier si ce type de processus peut remédier au problème de broutage.

## **ABSTRACT**

This present work consists in a first stage to study the dynamic behavior of the system machining Workpiece-Tool-Machine (POM) and to investigate into the principal causes which support the appearance of the chatter vibrations in machining. Through this study, we could evaluate exactly the conditions of appearance of the chatter vibrations and we could identify the parameters of cut responsible for this undesirable phenomenon.

The second part had the objective to improve and validate a numerical model witch allow the simulation of the dynamic behavior of system POM and to predict the roughness of the machined surface. We presented the results of experiments carried out on the lathe. With the use of the means for the detection of the vibrations and for the control, we could compare these results with those obtained by the numerical model.

At last, this work enabled us to design and carry out a fixture witch allowed us to carry out tests on machining with variable speed and to check if this type of process can cure the problem of chatter.

## **RESUME**

Ce présent travail consiste dans une première étape à étudier le comportement dynamique du système usinant Pièce-Outil-Machine (POM) et de chercher les principales causes qui favorisent l'apparition des vibrations de broutage en cours d'usinage. A travers cette étude, nous avons pu évaluer avec rigueur les causes d'apparition des vibrations de broutage et d'identifier les paramètres de coupe responsables de ce phénomène indésirable.

La deuxième partie a pour objectif d'améliorer et de valider un modèle numérique permettant la simulation du comportement dynamique du système POM ainsi que de prédire la rugosité de la surface usinée. En suite nous avons présenté les résultats issus des expériences effectuées sur le tour. Avec l'utilisation des moyens pour la détection des vibrations et d'autres moyens pour le contrôle, nous avons pu comparer ces résultats avec ceux obtenus par le modèle numérique.

En fin, ce travail nous a permis de concevoir et de réaliser un montage d'usinage pour effectuer des essais sur l'usinage à vitesse variable et par la suite vérifier si on peut remédier au problème de broutage.

## **REMERCIEMENTS**

J'exprime toute ma gratitude à Monsieur OUALI Mohammed pour m'avoir fait confiance, pour mener à bien ce travail. Je lui témoigne ma profonde reconnaissance pour m'avoir apporté un soutien indéfectible tout au long de ce travail, tout particulièrement dans les moments difficiles.

Je voudrais remercier très vivement aux membres du jury pour l'honneur qu'ils m'ont fait en acceptant d'examiner cette thèse et pour l'intérêt qu'ils ont bien voulu porter à ce travail :

Je remercie Monsieur AIAD Abdelkrim qui m'a fait l'honneur de présider le Jury de soutenance.

Je remercie également Monsieur ALLALI Abderezak , d'avoir accepté de faire partie des membres de Jury.

Je remercie Monsieur BELAIDI Abderahmane qui a accepté sans réserve d'examiner ce sujet malgré ses engagements.

Je remercie tout particulièrement Monsieur N. CHENAFI, cadre au sein du service instrumentation de la DMN SONATRACH –Laghouat, d'avoir apporté son aide lors des essais sur les vibrations.

Mes remerciements vont aussi à Messieurs L. BENZAAD et R. NAKMOUCHE, Ingénieurs en informatique pour l'aide qu'ils m'ont apporté lors de la phase programmation et aussi à Monsieur ABDELSAMAD Khaled enseignant à l'université Amar Telidji Laghouat.

## LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX

Figure 1.1	Modèle classique du broutage réduit à un axe	16
Figure 1.2	Résultats expérimentaux de Hooke et Tobias	19
Figure 1.3	Surface de la pièce	23
Figure 1.4	Éléments de l'outil	24
Figure 1.5	Angles du taillant (outil en main)	25
Figure 1.6	Angles de taillant (outil en travail)	25
Figure 1.7	Mouvements de l'outil et de la pièce en tournage	27
Figure 1.8	Dimensions de coupe	28
Figure 1.9	Simplification de l'aire de coupe $A_D$	28
Figure 1.10	Méthodes d'obtention d'un modèle de la force de la coupe statique et dynamique	30
Figure 1.11	Résumé de quelques modèles analytique	33
Figure 1.12	Études de quelques auteurs	34
Figure 1.13	Schéma d'illustration de la méthode expérimentale de Mac Manus et Pearce	39
Figure 1.14	Comparaison entre les méthodes de Kals, du C.I.R.P et de l'Université de Kyoto	40
Figure 2.1	Mouvement relatif d l'outil par rapport à la matière	46
Figure 2.2	(a) Variation de l'épaisseur du copeau	47
Figure 2.3	(b) Variation de l'épaisseur du copeau	47
Figure 2.4	Nombre N d'ondulation entre chaque passage de dents	48
Figure 2.5	Géométrie d'une coupe orthogonale	50
Figure 2.6	Action de l'outil sur la matière et la structure a) Coupe orthogonale (trouçonnage) b) Génération de la surface ondulée	51
Figure 2.7	Bloc diagramme en boucle fermée	52
Figure 2.8	Bloc diagramme du broutage non-régénératif	57
Figure 2.9	Modélisation d'un système de deuxième ordre	58

Figure 2.10	Modulation de l'épaisseur du copeau en tournage	61
Figure 2.11	Variation de l'angle en dépouille avec l'avance de l'outil	63
Figure 3.1	Modèle d'un système à deux degrés de liberté	67
Figure 3.2	Tracé de $w_1$ , du cercle unité et des racines dans le plan complexe	73
Figure 3.3	Diagramme de stabilité pour un modèle à 2ddl	74
Tableau 4.1	Caractéristiques d'un processus de coupe stable	78
Figure 4.1	Déplacement suivant x d'un processus de coupe stable	79
Figure 4.2	Déplacement suivant y d'un processus de coupe stable	79
Figure 4.3	Vitesse suivant x d'un processus de coupe stable	80
Figure 4.4	Vitesse suivant y d'un processus de coupe stable	80
Figure 4.5	Accélération suivant x d'un processus de coupe stable	81
Figure 4.6	Épaisseur du copeau d'un processus de coupe stable	81
Figure 4.7	Distance parcourue par la pointe de l'outil de coupe le long de la surface de la pièce	82
Figure 4.8	Distance parcourue par la pointe de l'outil dans la matière	82
Figure 4.9	Diagramme de stabilité	83
Figure 4.10	Déplacement du bec de l'outil	83
Figure 4.11	Déplacement suivant x d'un processus de coupe instable	84
Figure 4.12	La vitesse suivant x d'un processus de coupe instable	84
Figure 4.13	L'accélération suivant x d'un processus de coupe instable	85
Figure 4.14	Le Déplacement suivant y d'un processus de coupe instable	85
Figure 4.15	La vitesse suivant y d'un processus de coupe instable	86
Figure 4.16	L'accélération suivant y d'un processus de coupe instable	86
Figure 4.17	Épaisseur du copeau d'un processus de coupe instable	87
Figure 4.18	Distance parcourue par la pointe de l'outil de coupe le long de la surface de la pièce d'un processus de coupe instable	87
Figure 4.19	La distance parcourue par la pointe de l'outil dans la matière	88
Figure 4.20	Les déplacements de la pointe de l'outil suivant x et y d'un processus de coupe instable	88
Figure 4.21	Déplacement suivant x d'un processus de coupe instable non interrompu	89



Figure 4.22	Déplacement suivant y d'un processus de coupe instable non interrompu	90
Figure 4.23	Épaisseur du copeau d'un processus de coupe instable non interrompu	90
Figure 4.24	Déplacement du bec d'outil d'un processus de coupe instable non interrompu	91
Figure 5.1	Éprouvette d'essai N°1	93
Figure 5.2	Éprouvette d'essai N° 2	94
Figure 5.3	Banc des essais et équipements de mesure et d'acquisition	96
Figure 5.4	vibration d'une console chargée à son extrémité	96
Figure 5.5	Choc sur l'extrémité libre de l'outil	98
Figure 5.6	Spectre de la fréquence naturelle obtenu par un choc mou. (suivant une direction horizontale)	99
Figure 5.7	Spectre de la fréquence naturelle obtenu par un choc mou. (suivant une direction de 45°)	99
Figure 5.8	Spectre de la fréquence naturelle obtenu par un choc mou (suivant une direction verticale)	100
Figure 5.9	Signal enregistré avec une durée d'acquisition de 8s	100
Figure 5.10	Signal enregistré avec une durée d'acquisition de 16s	101
Figure 5.11	Signal enregistré avec une durée d'acquisition de 32s	101
Figure 5.12	Influence de la variation de la vitesse de coupe sur l'amplitude de vibration	102
Figure 5.13	Signal enregistré avec une durée d'acquisition de 16s	103
Figure 5.14	Influence de la variation de la largeur de coupe sur l'amplitude de vibration	104
Figure 5.15	Photo du Surfrest 201- control d'état de surface de l'éprouvette N°1	105
Figure 5.16	La rugosité enregistrée de la surface de l'éprouvette N°1	106
Figure 5.17	La rugosité enregistrée de la surface de l'éprouvette N°2	108
Figure 5.18	Variation de la longueur d'onde en fonction de l'amplitude	111
Figure 5.19	Amplitude en fonction de la vitesse de coupe	111
Figure 5.20	Montage d'usinage sur PC23 (photo 1) et pièce éprouvette (photo 2)	113
Figure 5.21	Rugosité enregistrée sur l'éprouvette N°3 avant les essais	114

Figure 5.22	Rugosité enregistrée d'une surface usinée à vitesse constante	115
Figure 5.23	Rugosité enregistrée d'une surface usinée à vitesse variable et vitesse d'avance constante en mm/tr	116
Figure 5.24	Rugosité enregistrée d'une surface usinée à vitesse variable et vitesse d'avance variable en mm/tr	116
Figure 5.25	Déplacement suivant x, usinage à vitesse variable (vitesse d'avance variable)	117
Figure 5.26	Déplacement suivant y, usinage à vitesse variable (vitesse d'avance variable)	117
Figure 5.27	Épaisseur du copeau, usinage à vitesse variable	118
Figure 5.28	Déplacement suivant x, usinage à vitesse variable (vitesse d'avance constante)	118
Figure 5.29	Déplacement suivant y, usinage à vitesse variable (vitesse d'avance constante)	119
Figure 5.30	Épaisseur du copeau, usinage à vitesse variable (vitesse d'avance constante)	119
Figure 5.31	Diagramme de stabilité d'un usinage à vitesse variable	120

## TABLE DES MATIERES

RESUME.....	
REMERCIEMENTS.....	
TABLES DES MATIERES.....	
LISTE DES ILLUSTRATIONS, GRAPHIQUES ET TABLEAUX.....	
INTRODUCTION.....	12
1. ÉTUDE ET ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE	
1.1. Etat de l'art.....	15
1.2. Étude théorique sur les efforts de coupe.....	22
1.3. Théorie de coupe.....	22
1.3.1. Notions de base (norme ISO 3002).....	22
1.3.2. Surfaces de la pièce.....	23
1.3.3. Éléments de l'outil.....	23
1.3.4. Faces et arêtes de l'outil.....	24
1.3.5. Angles de l'outil.....	25
1.3.6. Paramètres cinématiques de coupe.....	26
1.3.7. Paramètres géométriques de coupe.....	27
1.4. Méthodes de détermination des efforts de coupe.....	30
1.4.1. Modèles empiriques.....	31
1.4.2. Modèles analytiques.....	32
1.4.3. Résumé de quelques modèles analytiques.....	33
1.5. Simulation de la coupe.....	35
1.5.1. Simulation du comportement dynamique du système POM.....	36
1.5.2. Simulation de la coupe et formation du copeau.....	37
1.6. Approches expérimentales.....	38
1.7. Etude expérimentales de l'usinage.....	38
1.7.1. Etablissement d'un critère de stabilité de coupe.....	38
1.8. Conclusion.....	41
2. ÉTUDE DU PHENOMENE DE BROUTAGE	
2.1. Introduction.....	43
2.2. Type de broutage.....	44
2.2.1. Broutage non régénératif.....	44
2.2.2. Broutage régénératif.....	46
2.3. Conditions simplificatrices.....	48
2.4. Limite de stabilité pour le broutage régénératif.....	50
2.5. Limite de stabilité pour le broutage non-régénératif.....	56
2.6. Fonctions de transferts.....	57
2.6.1. Généralité.....	57
2.6.2. Modélisation de la fonction de transfert.....	58

2.6.3. Fonction de transfert de la coupe.....	61
2.6.4. Fonction de transfert du système usinant P.O.M.....	64
2.7. Traçage des lobes de stabilité.....	65
3. MODELE ANALYTIQUE DE LA COUPE	
3.1. Introduction.....	66
3.2. Modèle analytique à deux degrés de liberté.....	66
3.2.1. Système à deux degrés de liberté.....	66
3.3. Génération du diagramme de stabilité.....	73
3.4. Conclusions sur les modèles analytiques.....	74
4. MODELE NUMERIQUE DE LA COUPE	
4.1. Introduction.....	75
4.2. Les caractéristiques du modèle numérique.....	75
4.3. Résultats de la simulation numérique.....	77
4.3.1. Simulation d'un processus de coupe stable.....	78
4.3.2. Génération du diagramme de stabilité.....	83
4.3.3. Simulation d'un processus de coupe instable.....	84
4.3.4. Simulation d'un processus de coupe instable non interrompu.....	86
4.4. Conclusion.....	91
5. EXPERIMENTATION ET DISCUSSION DES RESULTATS	
5.1. Introduction.....	92
5.2. Détermination des valeurs critiques des paramètres de coupe.....	92
5.2.1. La vitesse de coupe.....	92
5.2.2. La largeur de coupe.....	94
5.2.3. Banc d'essai.....	95
5.3. Calcul de la fréquence naturelle théorique.....	96
5.4. Résultats expérimentaux et discussion.....	98
5.4.1. Résultats obtenus par acquisition sur le MOVILOG fft2.....	99
5.4.2. Résultats obtenus par le surftest201.....	105
5.5. Méthodes pratiques permettant la réduction des vibrations de broutage.....	109
5.5.1. Action sur le processus de coupe.....	110
5.5.2. Influence de la vitesse de coupe.....	110
5.6. Usinage à vitesse variable.....	112
5.6.1. Introduction.....	112
5.6.2. Effets de l'usinage à vitesse variable.....	112
5.6.3. Machine-outil utilisée.....	113
5.6.4. Essais expérimentaux.....	114
5.6.5. Résultats expérimentaux et discussion.....	115
5.6.6. Résultats de simulation à vitesse variable.....	117
5.6.7. Conclusions.....	120

CONCLUSION.....	122
RECOMMANDATIONS.....	124
REFERENCES.....	
APPENDICE	
A. Liste des symboles	
B. Les configurations de la simulation	
C. Programme de simulation	
D. Organigramme	
E. Photos	

## INTRODUCTION

Dans les opérations d'usinage, on voit souvent apparaître des vibrations spontanées dont on ne peut expliquer l'apparition par une source d'excitation identifiable. La fréquence de ces vibrations se stabilise en général à une valeur très proche de celle d'une des fréquences propres de la structure complète composée de l'ensemble de la machine, de la pièce et de l'outil. L'amplitude de ces vibrations varie avec les conditions de coupe, mais d'une façon difficilement maîtrisable. On voit en particulier apparaître des variations très sensibles du régime de vibration n'offrant pas un caractère de continuité.

Ce phénomène appelé « broutage » limite sévèrement les performances des machines-outils, à la fois sur le plan de la qualité du travail réalisé et sur celui de la productivité. D'autre part, il conduit à la destruction rapide des arêtes de l'outil de coupe.

Les opérateurs sur machines conventionnelles connaissent empiriquement les remèdes à ce problème. Ils savent principalement modifier les paramètres de coupe dans un sens qui mène à une coupe stable.

Les remèdes applicables dans ces conditions conduisent souvent à diminuer la productivité de l'opération d'usinage, ce qui ne pose pas trop de problèmes dans la fabrication des pièces unitaires mais est souvent inacceptable dans le cas d'une très grande production (fabrication de masse).

Les principaux facteurs qui influent sur ce phénomène sont bien connus des spécialistes de l'usinage. Ils portent essentiellement sur :

- la largeur de copeau
- l'épaisseur du copeau
- la direction de l'arête de coupe
- le choix de la vitesse de coupe
- la géométrie de l'outil
- la flexibilité de l'outil ou celle de la pièce
- la nature du matériau constituant l'arête de coupe

- la nature du matériau usiné.

Les outils de conception de processus de fabrication s'appuient sur l'hypothèse qu'il existe des paramètres du processus répondant aux critères de production et/ou d'économie. Le choix de ces paramètres est fortement conditionné par le comportement dynamique du système usinant (pièce, outil, machine-outil, montage d'usinage). De plus, ces paramètres ont une très grande influence sur la qualité de la surface usinée ; l'état de surface et le défaut de forme sont très sensibles aux vibrations

Nous allons, dans ce qui suit, essayer de mieux définir le broutage afin d'en prévenir l'apparition. Nous ferons la description des différentes méthodes développées permettant de prédire rapidement les conditions de coupe qui maximisent le taux d'enlèvement de matière tout en restant dans le domaine stable. On peut ensuite dans un travail ultérieur faire des prévisions théoriques de stabilité en ce qui concerne notre broche et il est possible de le vérifier expérimentalement.

### Plan du présent travail

Ce mémoire est organisé en cinq chapitres. On a commencé par une présentation des domaines de recherche contribuant à l'étude du phénomène de broutage. Cette partie comporte un historique sur les travaux déjà réalisés ainsi qu'un aperçu sur les recherches dédiées aux phénomènes dynamiques liés à la coupe des métaux et sur les méthodes de détermination des efforts de coupe.

Le deuxième chapitre présente une étude détaillée du comportement du système pièce-outil-machine. Ce type d'analyse essaye de mieux définir les vibrations auto-entretenues (broutage) et permettant ainsi d'en prédire l'apparition. . On fera la description des différentes méthodes développées qui donne des valeurs limites des conditions de coupe permettant d'enlever plus de matière sans quitter le domaine stable.

Le troisième chapitre propose un modèle analytique de la coupe avec certaines hypothèses simplificatrices sur la géométrie de l'usinage que l'on décrira par un modèle à deux degrés de liberté défini par un plan d'étude perpendiculaire à l'arête de coupe.

Dans le quatrième chapitre, nous avons apporté des améliorations à un code de simulation numérique du processus de coupe (qui existe déjà). La simulation prévoit la réponse temporelle et donne des renseignements sur le comportement dynamique du système usinant. Elle peut aussi prédire la rugosité de la surface usinée engendrée par la coupe.

Le cinquième chapitre est réservé aux applications pratiques et aux expérimentations destinées à valider les modèles et les hypothèses faites pendant l'étude théorique. Les moyens expérimentaux utilisés pendant les travaux de cette thèse pour détecter les vibrations sont ceux utilisés par la D.M.N.Laghouat pour le contrôle des turbines à gaz. On propose ensuite des expérimentations et voies de recherche d'une meilleure compréhension du phénomène de broutage et, surtout, des considérations pratiques sur des expérimentations destinées à déterminer les principaux paramètres de coupe qui amorcent les vibrations de broutage et leurs limites critiques à ne pas dépasser. Ensuite, nous avons entamé d'autres expérimentations dans le but de supprimer les vibrations lors du processus de coupe en jouant sur la vitesse de coupe, c'est-à-dire en la variant continuellement pendant l'opération d'usinage.



## CHAPITRE 1 ETUDE ET ANALYSE BIBLIOGRAPHIQUE

### 1.1. Etat de l'art

L'étude du broutage (« chatter » en anglais) a commencé depuis plus de 100 ans. Taylor était parmi les premiers à lui accorder une attention digne de son importance. Et c'est lui qui se rend compte pour la première fois de sa complexité et de ses implications. Même si le broutage n'était pas parmi ses sujets préférés, Taylor allait faire en 1907 une des premières remarques sur ce phénomène [1], qui reste encore valable malgré les années qui se sont écoulées :

*« Le broutage est le plus obscur et délicat des problèmes posés en usinage. Très probablement il n'existe aucune formule qui puisse guider précisément le spécialiste à prendre les vitesses et les avances maximums sans faire apparaître le broutage ».*

En 1931, S.Doï publie une étude où l'influence des paramètres de coupe sur l'amplitude des vibrations du système usinant pièce-outil-machine en cours d'usinage est mise en évidence. Une deuxième étude apparaît en 1937, mettant en évidence l'existence d'une zone de vitesses critiques dans laquelle la coupe est instable. C'est dans cette étude que la largeur du copeau s'est révélée le paramètre intrinsèque dans la détermination du seuil de broutage.

Les études systématiques et les premières théories qui allaient essayer de donner des explications sur les vibrations auto-entretenues apparurent après 1945. Parmi ces premières études on compte celles de Arnold (1946) et Doi et Kato (1956) [2]. Ces derniers présentent pour la première fois un modèle non-linéaire du broutage. L'ouvrage qui a peut être marqué le plus cette évolution est le livre de Tobias apparu en 1965 « *Les vibrations des machines-outils* » (*Machine tool vibrations*, en anglais). Il comprend une description quasi-exhaustive des modèles acceptés à l'époque et des études théoriques et expérimentales sur le broutage. Tobias allait réitérer à cette occasion le côté insaisissable du phénomène [3]:

« Les causes physiques derrière ce phénomène ne sont pas encore complètement comprises, et c'est pour cela qu'il est extrêmement difficile de trouver un remède sans réduire les taux d'enlèvement de matière avec les inconvénients conséquents. De plus, le broutage est si erratique que la prédisposition d'une machine au broutage est souvent inobservable pendant sa conception et son développement ».

C'est toujours Tobias [4] qui a insisté pour la première fois sur le caractère particulier du broutage par rapport aux vibrations forcées : « les vibrations concernées sont du type auto-entretenues, tirant leur énergie du processus de coupe lui-même et, par conséquent, des actionneurs de la machine ».

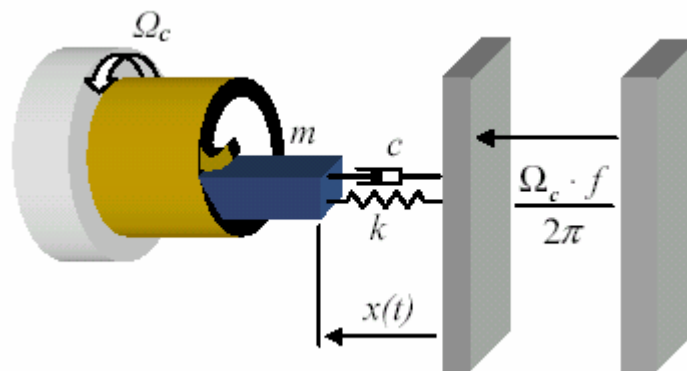


Fig 1.1 : Modèle classique du broutage réduit à un axe [3].

L'intérêt des chercheurs était de trouver un moyen de prédire les comportements de ce type pour les opérations d'usinage dans le but d'éviter l'usure des machines et des outils ; ils ont essayé donc de trouver des explications pour le broutage. Du point de vue historique deux explications ont marqué ce domaine. La première, appartenant à Tobias, mettait en cause une dépendance complexe de la force de coupe par rapport aux paramètres choisis (vitesse de coupe, vitesse de pénétration et épaisseur coupée) et la deuxième est l'effet de régénération de la surface usinée [2].

En 1951, S.Doï et Kato [2] élaborent des expériences avec des basses fréquences dans lesquelles ils mettent en évidence le retard des composantes de l'effort de coupe sur les vibrations de l'outil.

L'étude de S.A.Tobias et W.Fishwick (1956) [4] montre que le déphasage de la variation des composantes de l'effort de coupe sur le déplacement de l'outil constitue un effet fondamental sur l'instabilité de coupe. Ils estiment que ce déphasage est généralement dû à :

1. La résistance à la pénétration de l'outil dans la matière.
2. La variation dynamique de l'angle effectif en dépouille.

Dans le même travail, ils apportent le dernier élément de la théorie de l'effet de la vitesse de coupe sur la stabilité de coupe.

Les chercheurs tchèques Tlustý et Poláček (1963) [5], ont montré que même une dépendance simple de la force par rapport à l'épaisseur coupée peut expliquer le phénomène. Ils ont proposé aussi une deuxième explication, le couplage de modes propres de l'outil sur deux directions, par le modèle de coupe. Ce mouvement couplé sur les deux directions génère une trajectoire elliptique, l'énergie du mouvement étant tirée du processus de coupe lui-même. Tlustý s'est concentré alors sur l'étude des fonctions de transfert des machines outils tandis que Tobias et ses collaborateurs ont investigué plutôt les caractéristiques du processus de coupe.

Les expérimentations ont prouvé une prépondérance de l'effet de régénération dans les origines du phénomène. Le cas des deux ou plusieurs modes couplés est une amélioration du modèle qui ne change pas les conditions d'amorçage des vibrations. Dans ce contexte, si on considère comme modèle classique du broutage le modèle décrit par Tobias dans son livre [3]. Un tel modèle (Figure 1.1) généralement accepté à l'époque prenait en compte :

- Une rigidité constante de la machine, et une masse vibrante équivalente (il y avait un nombre important d'étude concernant l'investigation des caractéristiques dynamiques des structures de machines outils) ;

- Une caractéristique linéaire du processus de coupe provenant d'un modèle simple de type Merchant dans lequel la force dépendait proportionnellement des dimensions du copeau (avance, profondeur de coup) ;
- La dépendance classique de l'épaisseur du copeau du passage antérieur de l'arête coupante (ce qui introduisait un retard dans le système) ;

Dans le même livre qui a marqué considérablement les chercheurs sur le broutage, Tobias fait aussi une remarque qui va se refléter sur les travaux de la quasi-totalité des chercheurs dans ce domaine :

*« Considéré du point de vue pratique, cependant, le broutage lui-même, c'est-à-dire les vibrations auto-entretenues une fois installées, ne présente pas d'intérêt. La question la plus importante est comment éviter l'apparition du broutage. C'est pour cette raison que la plupart des articles concernant les chercheurs dans ce domaine n'ont pas discuté le broutage en tant que processus permanent mais avec les circonstances qui conduisent au broutage. Considérés de ce point de vue, les problèmes rencontrés concernant la stabilité dynamique et ils sont considérablement plus faciles à traiter que le problème général des vibrations auto-entretenues ».*

Tobias est parmi les premiers à aborder le sujet difficile de présentation des amplitudes, des fréquences et certain des phénomènes qui ne trouvaient pas leur explication dans les théories linéaires du broutage. Un de ces phénomènes était le fait que ces vibrations pouvaient être excitées même dans des conditions de coupe stable et que, une fois installé, le broutage persistait.

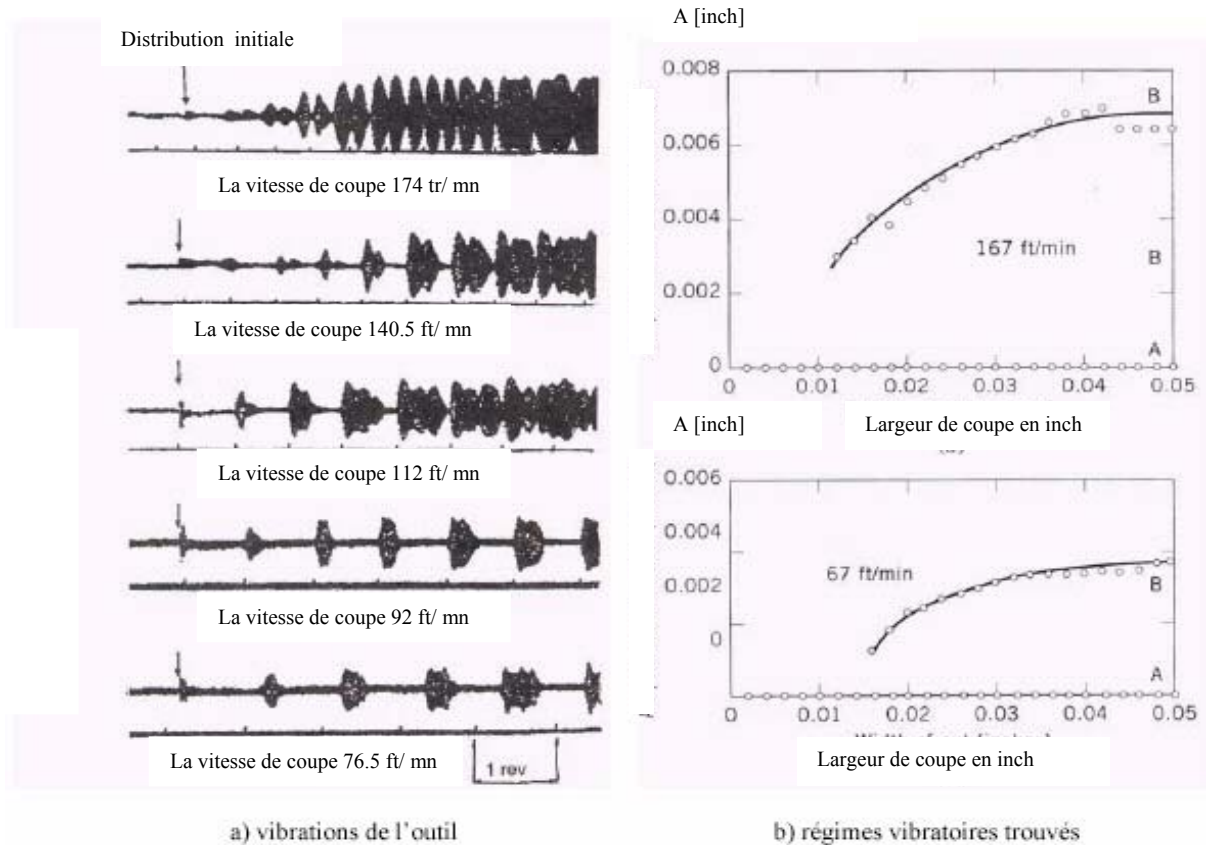


Fig. 1.2 : Résultats expérimentaux de Hooke et Tobias [3].

Hooke et Tobias [3] ont présenté en 1963 probablement les premières expériences qui mettaient hors de doute le caractère non linéaire du processus de coupe. Ils ont généré des impulsions (par des coups de marteaux) pendant le chariotage (en conditions stables) d'une pièce en acier doux. Ils ont montré que les coups de marteaux peuvent exciter un régime vibratoire (broutage) dans des conditions de coupe normalement stables (Figure 1.2 a). Le diagramme qu'ils ont réalisé avec leurs expériences ressemble très fortement à un diagramme de bifurcation de Hopf pour ceux qui ont des notions de systèmes dynamiques non linéaires (Figure 1.2. b). Ils ont mis ainsi en évidence un comportement qui ne pouvait pas être expliqué par les modèles linéaires généralement acceptés à l'époque pour le phénomène de broutage.

N.H.Hanna et S.A.Tobias [6] (1973), ainsi que Fabris et D'Souza [7] (1978) montrent que le processus de coupe dynamique est non linéaire et la relation qui lie les composantes de l'effort de coupe à l'épaisseur du copeau exhibe une hystérésis. Dans ce cas le broutage est non linéaire. Hanna et Tobias considèrent que les conditions limites de

stabilité basées sur la théorie linéaire peuvent être traitées avec exactitude, tandis que Fabris et D'Souza pensent le contraire.

Hahn (1953) [8] essaye d'expliquer l'instabilité de coupe en analysant le comportement des phénomènes physiques qui ont lieu dans le métal coupé au voisinage du plan de cisaillement (retard de la température sur les contraintes). En même temps il introduit le principe de l'effet de régénération.

D'après Das et Tobias (1966) [9] l'analyse du comportement dynamique du plan de cisaillement contribue beaucoup à l'étude de la stabilité de coupe. Ils ont dégagé une théorie qui montre la similitude entre les coefficients de coupe statique et dynamique. Cette théorie est basée sur l'hypothèse que sous les conditions dynamiques l'orientation du plan de cisaillement n'est pas affectée par la variation de l'épaisseur du copeau. Leur méthode d'analyse consiste en trois types d'usinage :

- Usinage d'une surface ondulée en coupe stable.
- Usinage d'une surface linéaire en coupe instable.
- Usinage d'une surface ondulée en coupe instable.

Ils concluent que de telles expériences ne sont pas nécessaires du fait que les coefficients dynamiques de coupe peuvent être déterminé avec assez de précision à l'état statique. En même temps ils présentent une nouvelle méthode plus raffinée basée sur une analyse dimensionnelle de la coupe stable. Celle-ci forme la base de la théorie de coupe dynamique.

Sabri (1964) [9] estime que l'ondulation de la surface usinée produit une variation de la longueur du plan de cisaillement, ce qui engendre une variation des composantes de l'effort de coupe. La variation de la longueur du plan de cisaillement est en avance sur la variation de l'épaisseur du copeau.

On doit la première méthode graphique de construction des diagrammes de stabilité des machines outils à J.P.Gurney et S.A.Tobias. Leur méthode est jusqu'à présent la seule qui tient compte de l'effet de la variation des angles. Cette méthode a été par la suite

simplifiée par P.Vanhercket et J.Peters (1971) en utilisant un abaque. H.E.Merrit a généralisé la méthode de Gurney et Tobias [10].

Dans leur travail, M.Rahman et Y.Ito (1986) [11] considèrent une variation des caractéristiques de la pièce (masse, coefficient d'amortissement et rigidité) avec la position des mors du mandrin de serrage par rapport à la direction de l'effort de coupe, à cet égard, ils introduisent un facteur d'orientation. Celui-ci joue un rôle très important dans la stabilité de coupe notamment en tournage.

La période actuelle de concurrence internationale et de recherche de la rentabilité maximale impose des techniques d'usinage de plus en plus performantes : il s'agit essentiellement d'usiner les pièces de plus en plus rapidement tout en respectant la qualité demandée. Les années 70 ont vu l'essor de l'usinage à grande vitesse (UGV) dans le domaine de l'aéronautique. Cette technique d'usinage s'appliquait essentiellement aux pièces nécessitant de grosses ébauches en alliage d'aluminium. Les limites imposées d'une part par les performances des machines-outils et d'autre part par les outils coupants ne permettaient pas d'étendre le domaine d'application aux matériaux ferreux : les aciers et les fontes. L'évolution actuelle de la rigidité des machines-outils (l'accroissement de l'accélération des axes conduit à réduire la rigidité), de la puissance des directeurs de commande numérique et des broches à hautes fréquences de rotation, a permis de repousser les limites du domaine de l'usinage à grande vitesse. De plus, les constructeurs d'outils proposent aujourd'hui des outils coupants ayant des performances permettant d'usiner les aciers et les fontes à des vitesses de coupe élevées.

Les industriels utilisent aujourd'hui les techniques d'usinage grande vitesse pour l'usinage en finition de formes gauches lors de la fabrication des moules en acier ou en fonte. L'extension de l'usinage grande vitesse à la fabrication de pièces mécaniques en acier ou en fonte reste cependant encore timide.

## 1.2. Etude théorique des efforts de coupe

Cette étude a porté sur l'analyse bibliographique des différents modèles de forces de coupe qui est une étape déterminante conduisant à la modélisation du comportement de la machine-outil. L'effort de coupe est l'une des grandeurs physiques pouvant être accessible expérimentalement.

Les études bibliographiques effectuées sont :

- \* Une étude bibliographique sur la théorie de coupe. Cette étude a porté sur l'analyse des matériaux et leurs performances, la géométrie de coupe, les mécanismes de formation du copeau et les phénomènes d'interaction outil-pièce.

- \* Une analyse bibliographique sur les méthodes de détermination des efforts de coupe et des instruments de mesure utilisés expérimentalement. Cette analyse détaillée nous a permis de faire ressortir l'influence des différents paramètres de coupe (matière à usiner, profondeur de coupe, vitesse de coupe, avance, forme et géométrie de l'outil, ...) sur la force de coupe.

- \* Une étude d'optimisation des conditions de coupe en utilisant la simulation numérique, ce qui nous a permis de calculer les valeurs optimales des régimes de coupe garantissant un comportement stable de la machine-outil.

- \* Une étude bibliographique sur les causes des vibrations des machines-outils.

## 1.3. Théorie de coupe

### 1.3.1. Notions de base (norme ISO 3002)

Afin de bien comprendre les chapitres qui suivent, il faut définir certaines notions de base concernant l'outil, la pièce et la machine-outil. L'office de la langue française définit l'usinage comme une opération consistant à soumettre une pièce à l'action d'une ou de plusieurs machines-outils essentiellement dans le cas où cette action consiste en un enlèvement de matière. Trois éléments interviennent dans l'action d'usinage : une machine-outil, une pièce (avec un porte pièce) et un outil (avec un porte outil).



### 1.3.2. Surfaces de la pièce

La figure 1.3 illustre les principaux éléments d'une pièce à usiner et d'un outil [12]. La surface de la pièce sujette à l'usinage est appelée **surface de la pièce**. Elle peut être brute (résultant de différents procédés comme moulage, forgeage, laminage, etc.) ou obtenue par usinage au cours d'opérations précédentes. La **surface engendrée** (ou surface usinée) est une surface désirée, générée par le processus d'enlèvement de matière (un outil de coupe au cours d'usinage). Les deux surfaces sont reliées par une surface engendrée intermédiaire (générée pendant l'usinage par une arête coupante) appelée **surface coupée**.

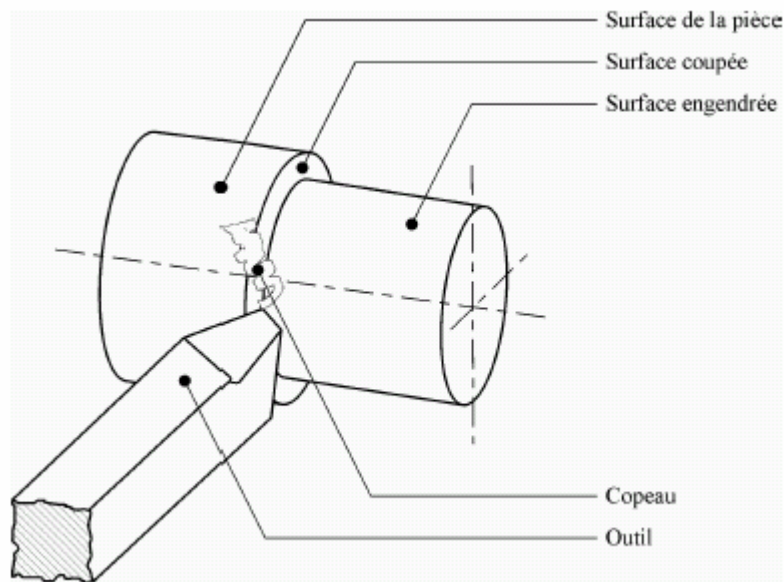


Fig. I.3 : Surface de la pièce.

### 1.3.3. Eléments de l'outil

Il existe une grande diversité d'outils de coupe. Toutefois, les principaux éléments des différents outils sont semblables. Ainsi, afin de simplifier la compréhension de différents éléments définissant un outil quelconque, nous nous baserons sur un outil de coupe en tournage, car notre étude ultérieure du comportement dynamique du système usinant POM, prend le processus de tournage comme une base d'étude. Les définitions peuvent ensuite être déduites pour tout autre type d'outil. Dans cette partie, on ne donne que les définitions nécessaires à la compréhension de phénomènes de coupe expliqués plus loin. Les définitions complètes se trouvent dans la norme ISO3002/1982.

### 1.3.4. Faces et arêtes de l'outil

Un outil de coupe consiste en un **corps** et une **queue**. Un corps est la partie de l'outil portant les éléments coupants ou les plaquettes. Parfois, les arêtes peuvent être taillées directement dans le corps. D'autre part, la queue de l'outil est la partie par laquelle celui-ci est maintenu.

La partie de l'outil qui intervient directement dans l'opération de coupe (les arêtes, la face de coupe et la face de dépouille) est appelée **partie active**. On y distingue différentes faces et arêtes qui sont illustrées sur la figure 1.4 (les arêtes, la face de coupe et la face de dépouille).

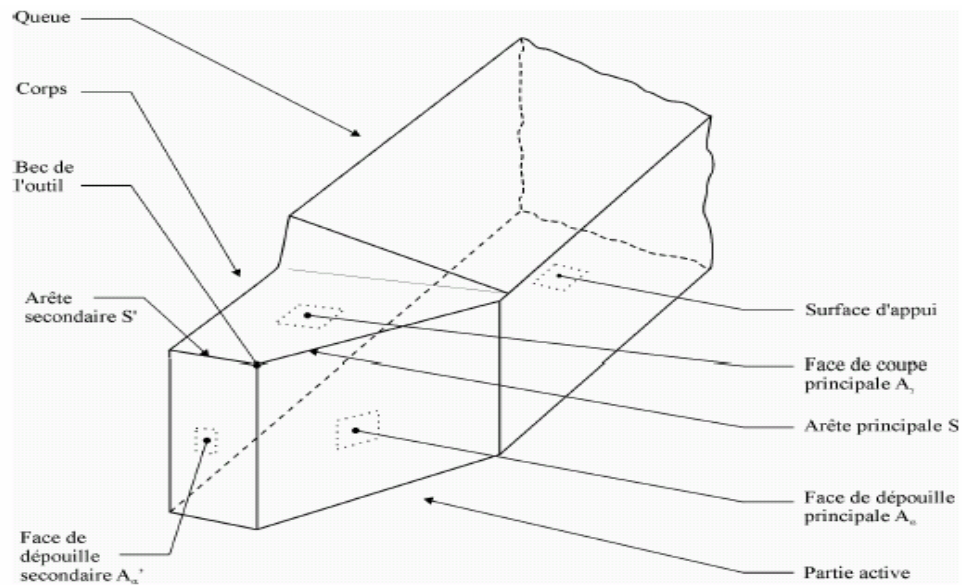


Fig. 1.4 : Eléments de l'outil.

La partie de l'outil impliquée directement dans la coupe est appelée **taillant**. Elle est limitée par trois faces : la **face de coupe** le long de laquelle glisse le copeau et les deux **faces de dépouille** (principale et secondaire) le long desquelles passent les surfaces coupée et engendrée.

On appelle une **arête** un bord de la face de coupe destiné à l'enlèvement de matière. Dans un outil de tournage simple, on peut distinguer une **arête principale**, intersection entre la face de coupe et la face de dépouille principale, et une **arête secondaire**, intersection entre la face de coupe et la face de dépouille secondaire. La jonction des arêtes

principale et secondaire forme le **bec** de l'outil. Il peut être droit, arrondi ou représenter l'intersection vive des deux arêtes.

### 1.3.5. Angles de l'outil

Pour faciliter l'explication des phénomènes de la coupe il est nécessaire de définir les angles ayant la plus grande influence sur les dits phénomènes.

La figure 1.5 illustre, dans le système de référence outil en main, les trois angles principaux du taillant, l'**angle de dépouille**  $\alpha$ , l'**angle de taillant**  $\beta$  et l'**angle de coupe**  $\gamma$ .

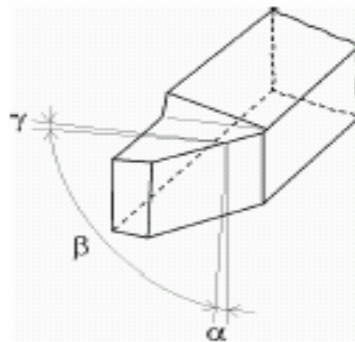


Fig. 1.5 : Angles du taillant (outil en main).

La figure 1.6 illustre ces mêmes angles dans les systèmes de référence outil en travail : outil à taille en bout (gauche) et outil à taille de côté ou latérale (droite).

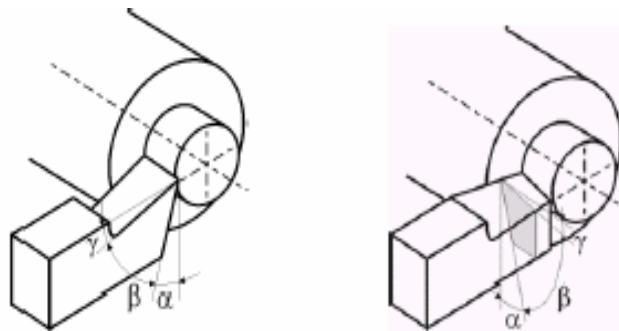


Fig. 1.6 : Angles de taillant (outil en travail).

Globalement, l'angle de dépouille  $\alpha$  influe sur le frottement entre l'outil et la pièce et donc la durée utile de l'outil. L'angle de coupe  $\gamma$  a une influence sur la manière dont s'écoule le copeau sur la face de coupe et ainsi les efforts de coupe, la puissance consommée, les dégagements de chaleur etc. L'angle de taillant  $\beta$  affecte la résistance à la rupture du taillant. La somme de ces trois angles est toujours égale à  $90^\circ$ .

$$\alpha + \beta + \gamma = 90^\circ \quad (1.1)$$

Dans le cas où la somme de  $\alpha$  et de  $\beta$  est supérieure à  $90^\circ$ , on parle de coupe négative ( $\gamma$  négatif).

### 1.3.6. Paramètres cinématiques de coupe

Les paramètres de coupe sont, d'une part, des valeurs qui caractérisent les déplacements de l'outil et de la pièce usinée (paramètres de coupe cinématiques) et, d'autre part, les valeurs des surépaisseurs d'usinage et des dimensions de coupe (paramètres de coupe géométriques). Les conditions de coupe sont une notion plus large qui inclut les paramètres géométriques et cinématiques de coupe en plus d'autres facteurs qui influencent l'usinage tels que le matériau usiné, le matériau et la géométrie de l'outil, les fluides de coupe, l'état de la machine-outil, etc....

#### 1.3.6.1. Mouvements de l'outil et de la pièce

Les paramètres d'usinage sont des grandeurs qui caractérisent les mouvements de l'outil et de la pièce à usiner ainsi que les valeurs de la surépaisseur d'usinage et de la section de coupe.

Pour enlever de la matière en cours d'usinage, deux mouvements sont nécessaires : **mouvement de coupe** et **mouvement d'avance**. D'une manière générale les mouvements de coupe peuvent être communiqués soit à la pièce soit à l'outil.

#### 1.3.6.2. Mouvement de coupe

Le mouvement de coupe est un mouvement relatif principal entre l'outil et la pièce. Il est caractérisé par la **vitesse de coupe**  $v_c$  qui est une vitesse instantanée du point considéré de l'arête par rapport à la pièce. Dans le cas du mouvement circulaire, la vitesse de coupe est une fonction de la **vitesse de rotation**  $n$  et du diamètre  $d$  de l'élément en rotation. Pour le tournage, il faut prendre le diamètre du cercle qui se trouve sur le point de l'arête de coupe le plus éloigné de l'axe de rotation.

$$v_c = \frac{\pi dn}{1000} [m / \text{min}] \quad (1.2)$$

Etant donné que la vitesse de coupe  $v_c$  est définie en m/min, le diamètre  $d$  en mm et la vitesse de rotation  $n$  en tr/min, le chiffre « 1000 » tient place de facteur de conversion d'unité.

### 1.3.6.3. Mouvement d'avance

Au mouvement de coupe, vient s'ajouter un autre mouvement relatif entre l'outil et la pièce, le mouvement d'avance, nécessaire à la génération de la surface de la pièce. Il peut être composé de plusieurs mouvements mais seulement de façon à ce qu'au moins une de ses composantes soit rectiligne. Le mouvement d'avance est caractérisé par la **vitesse d'avance**  $v_f$  qui est une vitesse instantanée du point considéré de l'arête de coupe par rapport à la pièce. Elle est exprimée soit en mm/min soit en mm/tour.

Le mouvement de coupe et le mouvement d'avance combinés constituent le **mouvement résultant de coupe** ( $v_e$ ), alors que l'angle contenu entre ces deux mouvements est appelé **angle de direction d'avance** ( $\varphi$ ).

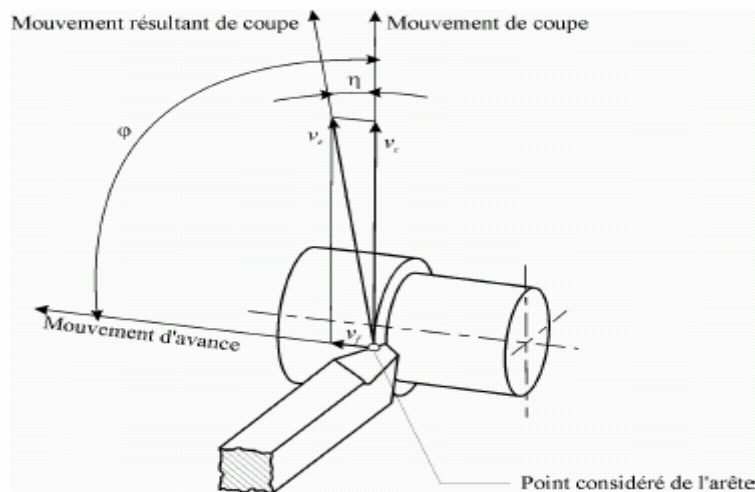


Fig. 1.7 : Mouvements de l'outil et de la pièce en tournage.

### 1.3.7. Paramètres géométriques de coupe

La distance entre la surface de la pièce et la surface engendrée est appelée **profondeur de coupe**  $a_p$ . Afin d'arriver à la dimension finale de la pièce, on doit souvent effectuer plusieurs passes. La passe est définie comme la couche de matière de la pièce qui doit être enlevée par un passage unique de l'outil de coupe. La partie de matière usinée entre la surface de la pièce et la surface finale désirée (après avoir effectué toutes les passes nécessaires) est appelée **surépaisseur d'usinage**. On appelle **coupe** la couche de matière qui est enlevée par une action unique de la partie active et qui est transformée en copeaux. Ces différents paramètres sont illustrés sur la figure 1.8.

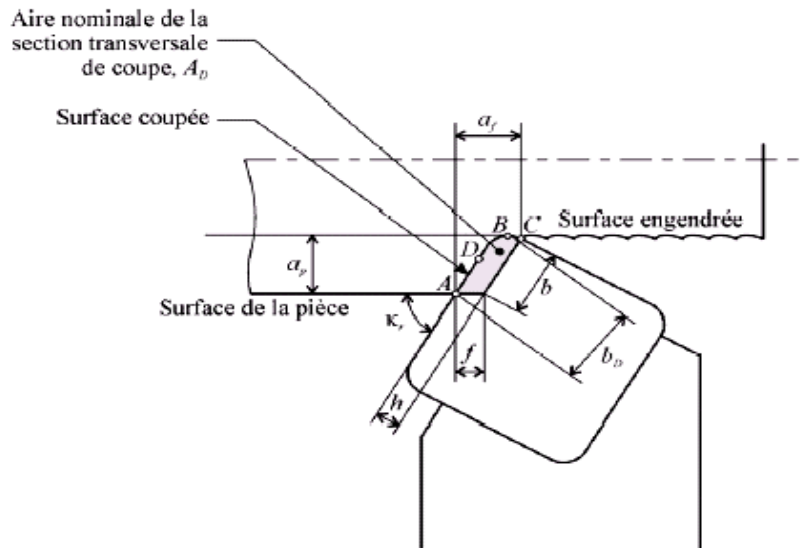


Fig. 1.8 : Dimensions de coupe.

Où :  $a_p$  – profondeur de coupe,  $a_f$  – engagement de l’arête,  $f$  – avance,  $h$  – épaisseur de coupe,  $b$  – largeur de coupe,  $b_D$  – largeur nominale de coupe,  $\kappa_r$  – angle de direction d’arête,  $D$  – point principal de l’arête.

L’aire nominale de la section transversale  $A_D$  est une aire réelle de la section transversale de coupe dans le plan des dimensions de coupe  $P_D$ . Ce dernier est un plan passant par le point principal de l’arête  $D$  et perpendiculaire à la direction de coupe.  $D$  est un point particulier de référence appartenant à l’arête active principale et utilisé pour la définition des grandeurs géométriques de base. D’habitude, il est placé de telle sorte qu’il divise la longueur de l’arête principale en deux parties égales.

Dans le cas où l’arête principale est rectiligne et l’arrondi du bec beaucoup plus petit que la profondeur de coupe, l’aire de coupe peut être considérée comme un parallélogramme (voir figure 1.9).

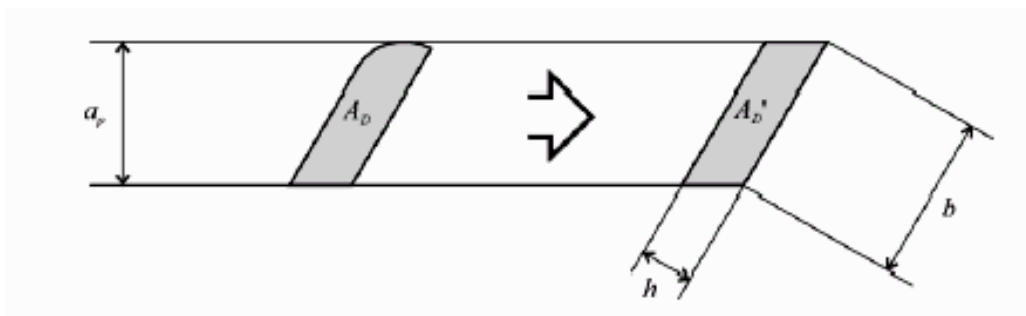


Fig. 1.9 : Simplification de l’aire de coupe  $A_D$ .

Ainsi,  $A_D$  peut être calculé approximativement à partir de l'équation suivante :

$$A_D = a_p f_z \sin \varphi \quad (1.3)$$

Où,  $A_D$  correspond à l'aire de la figure ADBC présentée dans les figures 1.7 et 1.8.

$f_z$  est l'avance par dent.

Dans le cas du tournage, cette formule peut être simplifiée de la manière suivante :

$$A_D = a_p f \quad (1.4)$$

car, en tournage,  $f_z = f$  et  $\varphi = 90^\circ$

Les paramètres considérés ci-dessus caractérisent la coupe du point de vue des réglages de la machine-outil. Pour étudier les événements au niveau du taillant il faut définir les paramètres suivants : la **largeur nominale de coupe**  $b_D$  et l'**épaisseur nominale de coupe**  $h_D$ .

La **largeur nominale de coupe**  $b_D$  est une distance entre les deux points extrêmes du profil de l'arête active principale mesurée dans le plan des dimensions de coupe  $P_D$ .

L'**épaisseur nominale de coupe**  $h_D$  est un rapport de l'aire de la section transversale de coupe à la largeur nominale de coupe prises toutes deux au même instant :

$$h_D = \frac{A_D}{b_D} \quad (1.5)$$

Suivant les mêmes simplifications que pour l'aire  $A_D$  (équation 1.3), on peut introduire des expressions simplifiées de la **largeur**  $b$  et de l'**épaisseur**  $h$  de coupe, définies comme côté et hauteur correspondants du parallélogramme défini par l'aire de coupe (figure 1.9).

Remarquons que la profondeur de coupe et l'avance d'un côté et la largeur et l'épaisseur de coupe de l'autre côté sont liées par les relations :

$$\begin{aligned} h &= f_z \sin \kappa_r \\ b &= \frac{a_p}{\sin \kappa_r} \end{aligned} \quad (1.6)$$

où  $\kappa_r$  est l'angle de direction d'arête.

Cette relation montre l'influence de l'angle de direction  $\kappa_r$  sur la transformation de l'avance  $f$  et de la profondeur de coupe  $a_p$  en épaisseur de coupe  $h_D$  et en largeur de coupe  $b_D$ .

#### 1.4 Méthodes de détermination des efforts de coupe

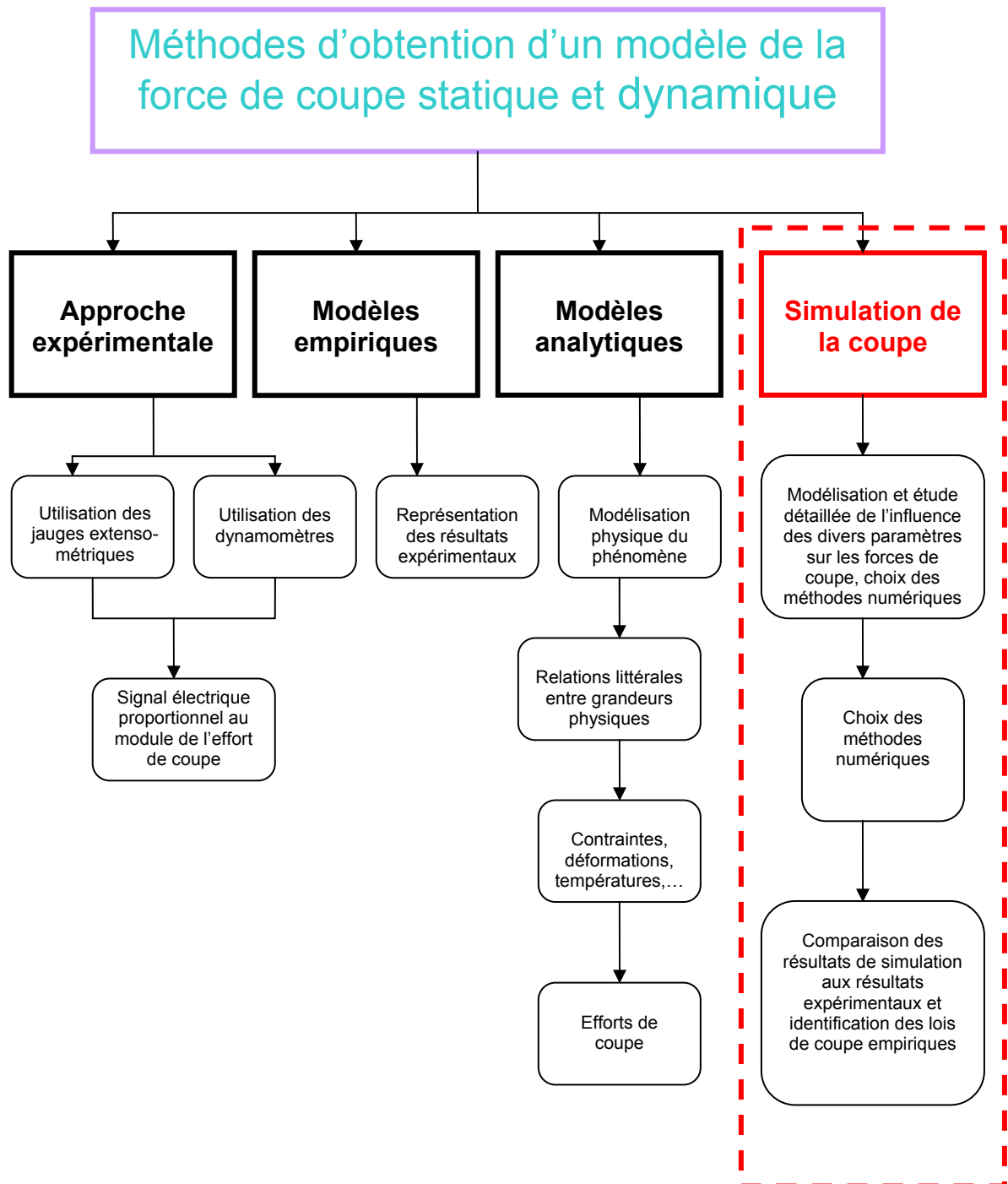


Fig. 1.10 : Méthodes d'obtention d'un modèle de la force de coupe.



### 1.4.1 Modèles empiriques

De nombreux modèles ou formules empiriques ont été proposés pour présenter les résultats expérimentaux [5]. La plupart sont basés sur la notion de pression spécifique de coupe  $K_S$ .

La composante principale de l'effort de coupe est alors exprimée en fonction de la surface de coupe.

$$F = K_S \cdot S \quad (1.7)$$

Krönenberg (1927) propose une formule simple pour calculer la pression spécifique de coupe (rapport entre l'effort de coupe et la section de coupe), elle est exprimée par la relation suivante [5] :

$$F = C_{KS} \cdot S^{1 - \frac{1}{\varepsilon_{KS}}} \quad (1.8)$$

$C_{KS}$ ,  $\varepsilon_{KS}$  : facteurs dépendant de la matière usinée et de la forme de l'outil.

Cave (1947) a trouvé une loi plus détaillée définissant l'effort de coupe, elle est exprimée par la relation suivante [5] :

$$F = K \cdot (1 - K' \cdot \delta') \cdot h^m \cdot b^n \quad (1.9)$$

avec :

$K$ ,  $K'$ ,  $m$  et  $n$  : coefficients dépendant des caractéristiques du matériau usiné et des conditions de coupe.

$\delta'$  : pente d'affûtage de l'outil.

On utilise, souvent, par la suite une loi empirique de la forme :

$$F = K \cdot h^m \cdot b^n \quad (1.10)$$

La valeur de l'expression  $m$  est généralement comprise entre 0.6 et 0.9. Celle de l'exposant  $n$  est voisine de 1.

Cette formule ne permet pas de définir d'unité bien déterminée pour le coefficient  $K$ , on préfère la forme :

$$F = F_0 \cdot \left( \frac{h}{h_0} \right)^m \cdot \left( \frac{b}{b_0} \right)^n \quad (1.11)$$

Où :  $F_0$  est l'effort ans les conditions de références arbitraires ( $h_0, b_0$ ).

On peut mettre cette relation sous la forme :

$$F = K_{S0} \cdot \left( \frac{h}{h_0} \right)^{m-1} \cdot \left( \frac{b}{b_0} \right)^{n-1} \cdot h \cdot b \quad (1.12)$$

Où :  $K_{S0}$  est la pression spécifique de coupe dans les conditions de référence arbitraires ( $h_0, b_0$ ).

On a :

$$K_S = K_{S0} \cdot \left( \frac{h}{h_0} \right)^{m-1} \cdot \left( \frac{b}{b_0} \right)^{n-1} \quad (1.13)$$

Où :  $K_S$  est la pression spécifique de coupe.

#### 1.4.2 Modèles analytiques

Ces modèles, basés sur la modélisation physique des phénomènes agissant dans la zone de coupe, proposent de définir des relations littérales entre certaines grandeurs physiques caractéristiques de la zone de coupe (contraintes, déformations, températures,...) et les paramètres qui définissent l'interaction Outil-pièce, ainsi que les propriétés du matériau et des interfaces. Les efforts de coupe se déduisent des contraintes.

Ces modèles analytiques sont basés sur le plan de cisaillement et n'entraînent pas de réduction significative du nombre des coefficients caractéristiques d'un couple outil matière.

En régime stationnaire, le calcul des composantes de la force de coupe à l'aide ds modèles utilisant le plan de cisaillement nécessite la détermination de l'angle de cisaillement. On a constaté que différentes approches conduisent à des formules de calcul de  $\eta$  différentes.

Elles ne sont ni en accord entre elles ni avec les résultats expérimentaux autrement que pour des cas spécifiques. Dans ces conditions, il nous semble que le choix d'une relation pour servir de base à un développement dans le domaine dynamique est assez arbitraire.

La décomposition classique en deux cas particuliers, surface plane et outil vibrant ou surface ondulée et outil fixe, ne nous paraît pas tout à fait judicieuse en ce qui concerne le premier cas. En effet, il faut faire abstraction du repère nominal et ne considérer que la vitesse de coupe vraie instantanée. L'analogie par rapport à la coupe stationnaire doit être faite dans un repère lié à la vitesse de coupe. On observe donc une variation des angles de coupe et de dépouille comme le font remarquer tous les auteurs. Par contre, l'hypothèse de la surface plane parallèle au repère nominal entraîne une pente de la surface par rapport au repère lié à la vitesse de coupe et par conséquent une épaisseur de coupe non constante. Le premier cas ne sépare pas complètement le problème du mouvement de l'outil de celui de l'ondulation de la surface.

### 1.4.3. Résumé de quelques modèles analytiques

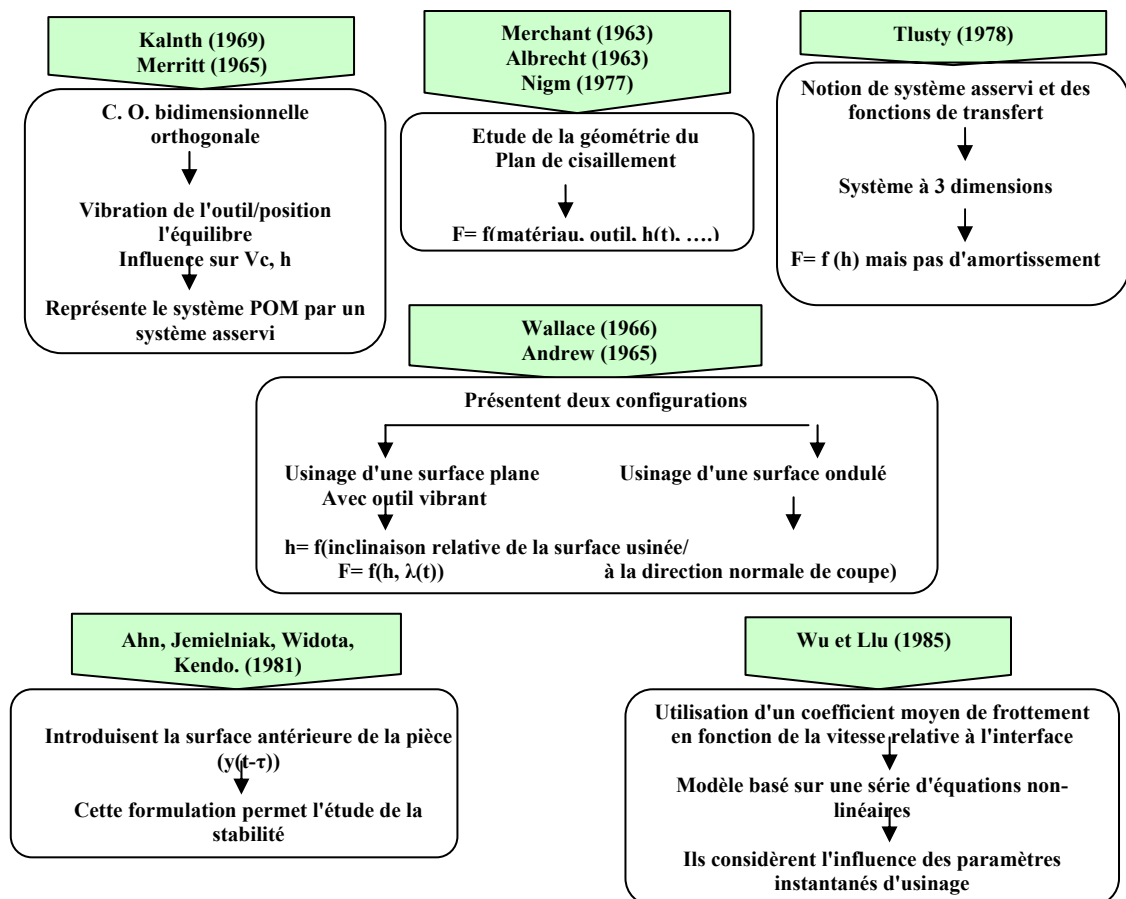


Fig. 1.11 : Résumé de quelques modèles analytiques.

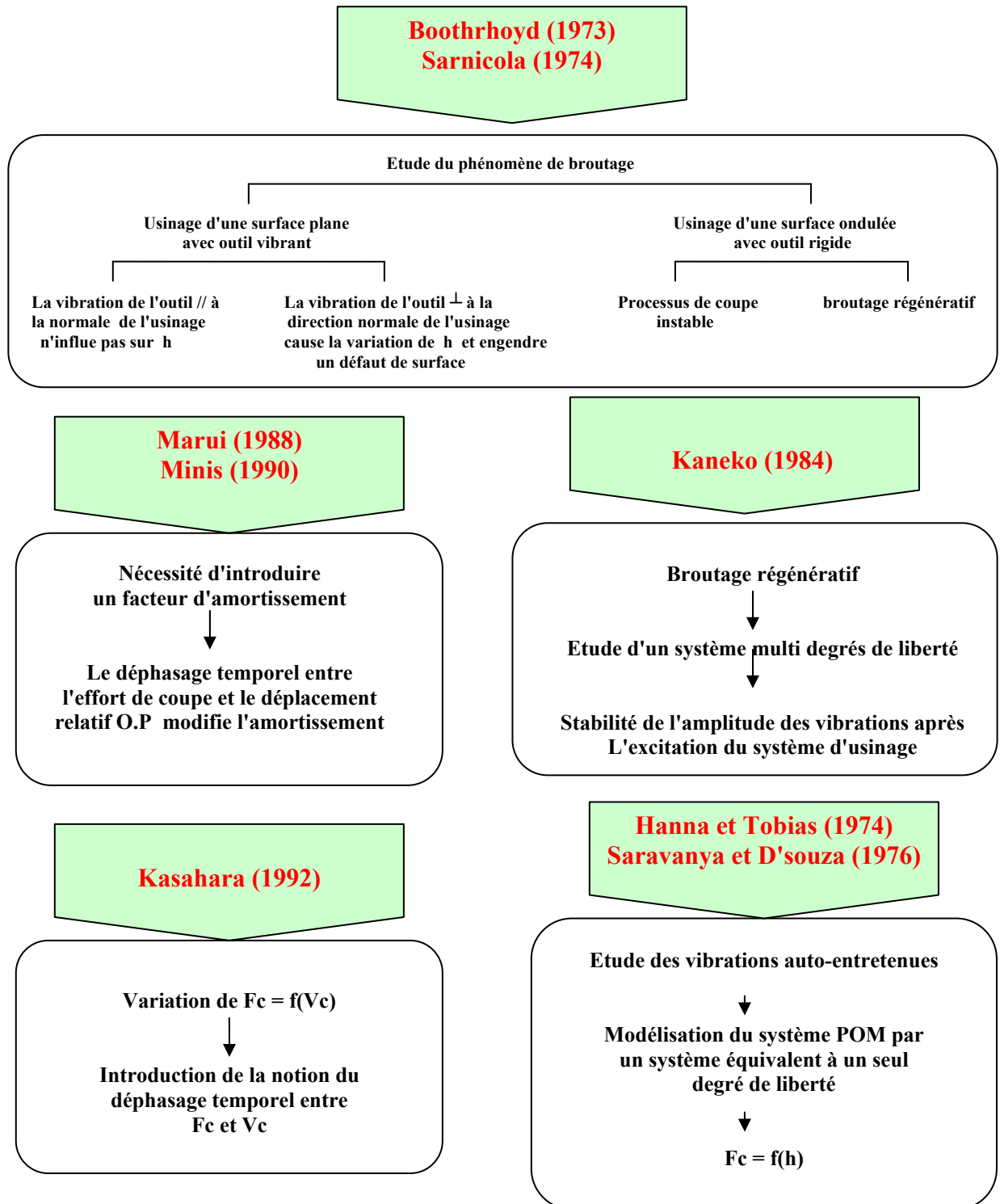


Fig. 1.12 : Etudes de quelques auteurs.

Aucun des auteurs ne répond vraiment à la question de savoir comment évolue l'angle  $\eta$  en fonction de la pente  $\sigma'$  de la surface [13]. Certains laissent subsister dans les relations finales de calcul de l'effort les quantités  $(y_0, z_0, \dot{y}_0, \dot{z}_0)$  relatives au point d'intersection du plan de cisaillement avec la surface. Ces quantités sont difficilement accessibles expérimentalement. Leur calcul nécessite la connaissance de  $\eta_0$  à partir de considérations purement géométriques. L'angle  $\eta$  est obtenu à partir des caractéristiques du couple outil matière grâce à des relations d'origine expérimentale. Il n'y a pas vraiment de modèles analytiques explicatifs de la variation de  $\eta$ .

### 1.5. Simulation de la coupe

L'apparition des ordinateurs a permis d'étudier la coupe par des simulations numériques (généralement avec la méthode des éléments finis) [14]. Ces dernières années le développement des méthodes numériques a permis d'envisager la simulation prédictive des phénomènes de formation du copeau. Lorsqu'elle aura atteint un degré de fiabilité suffisant, la simulation de coupe permettra d'étudier en détail l'influence des divers paramètres sur les forces de coupe. Cependant, il faut bien préciser que la simulation n'a pas pour vocation de fournir des relations littérales et qu'elle ne peut que se substituer à l'expérimentation en vue de permettre l'identification de lois de coupe empiriques.

Il faut distinguer entre la simulation du comportement dynamique du système Pièce-Outil-Machine et la simulation de la coupe statique ou dynamique.

Les approches précédentes tentent de prédire si la coupe sous des conditions d'usinage données est stable ou non, mais ne fournissent aucune information d'intérêt pratique, telles que la forme finale de la surface usinée, la variation de l'effort de coupe pendant l'usinage, l'énergie consommée durant la coupe, ... C'est dans cette optique qu'on a songé depuis l'apparition des ordinateurs à utiliser une autre approche plus riche qui consiste à simuler numériquement dans le domaine temporel les procédés d'usinage.

### 1.5.1 Simulation du comportement dynamique du système P.O.M.

L'un des premiers à opter pour cette nouvelle solution a été Tlusty [15]. En 1981, il a simulé numériquement le tournage et le fraisage de profil dans le domaine temporel, afin de démontrer la capacité de cette nouvelle approche à prédire la stabilité de coupe. Cette simulation de Tlusty a été basée sur le calcul, à chaque instant, de l'effort de coupe et de la réponse du système vibratoire à cet effort.

L'approximation de l'usinage par une coupe orthogonale lui a permis d'adopter les modèles simplifiés suivants :

Le système d'usinage en régime dynamique est modélisé par deux degrés de liberté perpendiculaires dans le plan de la coupe. Ces degrés de liberté correspondent aux premiers modes de vibration du dispositif d'usinage.

L'effort de coupe est défini dans le plan de coupe par deux composantes disposées suivant une direction radiale et une direction tangentielle à l'outil de coupe. Chacune de ces deux composantes est calculée à chaque instant avec la loi de coupe suivante :

$$F_i = K_i \cdot h \quad (1.14)$$

Où :

$F_i$  :  $i^{\text{ème}}$  composante de l'effort de coupe instantané,

$h$  : épaisseur de coupe instantanée,

$K_i$  : constante de raideur de coupe.

L'épaisseur de coupe instantanée est calculée en examinant la position actuelle de l'outil (à l'instant du calcul) par rapport à une constante de ses positions antérieures (à un instant du calcul précédent). Le choix de cette position antérieure de l'outil dépend du procédé de coupe étudié. Dans le cas du tournage par exemple Tlusty se réfère à la position relative Outil-Pièce au tour précédent. Par contre dans le cas du fraisage il se réfère à la position de la dent précédente de l'outil lorsqu'elle se trouvait à la même position angulaire de rotation que la dent traitée.

Dans cette approche on suppose implicitement que la surface usinée laissée derrière l'outil est identique à sa trajectoire actuelle tandis que la surface usinée rencontrée par l'outil est identique à sa trajectoire lors de son dernier passage par la zone examinée.

D'autre part, la position actuelle de l'outil par rapport à sa trajectoire actuelle est considérée comme l'homologue de sa position antérieure choisie par rapport à sa trajectoire précédente. En supposant que  $X$  est le déplacement de l'outil suivant la perpendiculaire à la surface usinée (déplacement dû à la déformation de l'outil), l'épaisseur de coupe instantanée ( $h$ ) s'écrit sous la forme suivante :

$$h = h_0 + X(t) - X(t - T) \quad (1.15)$$

$h_0$  : avance théorique entre les deux positions considérées (dans le cas du tournage c'est l'avance par tour et dans le cas du fraisage c'est l'avance par dent),  $X(t)$  : déplacement de l'outil à l'instant du calcul,  $X(t-T)$  : déplacement de l'outil à l'instant correspondant à la position précédente.

Ne connaissant pas la vraie surface usinée ; le calcul est effectuée non seulement par rapport à une position antérieure de l'outil (au tour précédent), mais par rapport à toutes les positions antérieures analogues à la position retenue (à tous les tours précédents).

Une démarche systématique a été réalisée par Tlusty pour déterminer les limites de stabilité des deux procédés examinés. Plusieurs simulations numériques sont réalisées avec des valeurs de paramètres d'usinage différentes de façon à balayer la plage de variation étudiée. L'examen de l'amplitude des vibrations résultantes détermine les limites de stabilité de la coupe. Dans son travail Tlusty compare les limites ainsi déterminées aux limites prédites par les méthodes directes d'analyse de stabilité du système d'usinage, pour valider ainsi la nouvelle approche.

Depuis ces travaux initiaux, de nombreux auteurs ont appliqué la méthode de simulation à diverses configurations d'usinage. Récemment K. Dekelbab [16] a présenté un simulateur de fraisage basé sur une description de la surface usinée par maillage triangulaire qui permet d'appréhender finement l'interaction outil-matière et de bien décrire la surface finale usinée.

### 1.5.2. Simulation de la coupe et formation du copeau

Pralon et Verger (1994) ont construit un modèle de la coupe orthogonale dynamique et ont utilisé le logiciel de calcul par éléments finis ABAQUS afin de simuler

la coupe en épaisseur évolutive [14]. Un modèle est développé dans le but de faire varier les paramètres représentant la coupe dynamique.

## 1.6. Approches expérimentales

De nombreux travaux concernant la modélisation des efforts de coupe ont été réalisés. Ils sont encore loin de fournir des modèles généraux traduisant de façon acceptable l'ensemble des résultats expérimentaux. Peu de travaux concernent les conditions de coupe tridimensionnelles et instationnaires telles que ceux observées en pratique, en particulier dans des conditions où apparaissent des vibrations importantes.

On va introduire, dans cette approche expérimentale, l'étude des conditions de la limite de stabilité d'usinage en régime dynamique et on va donner un aperçu général sur l'étude du coefficient dynamique de coupe.

## 1.7. Etude expérimentale de l'usinage

### 1.7.1. Etablissement d'un critère de stabilité de coupe

#### 1.7.1.1. Hypothèses de Mac Manus et Pearce

L'établissement d'un critère de stabilité de coupe pour une machine-outil dépend en particulier des fonctions de transferts de la machine et de l'usinage, donc de la forme de la loi de coupe dynamique. Cet effort de coupe dynamique est valable pour les faibles variations des paramètres de coupe. Le processus d'extrapolation au broutage est basé sur le fait que les coefficients dynamiques de coupe qui sont déterminés empiriquement restent constants et indépendants de la fréquence du broutage.

Afin de relier la variation de l'effort de coupe total au mécanisme réel de la formation du copeau, Mac Manus et Pearce (1970) [13] ont effectué un travail expérimental qui montre que la réponse de l'angle de cisaillement à une épaisseur de coupe variable dépend de la fréquence du broutage. Il apparaît donc nécessaire de relier l'effort de coupe dynamique aux variations de l'aire du plan de cisaillement et à la force de cisaillement.

#### 1.7.1.2 Conditions expérimentales

La coupe est orthogonale à l'extrémité d'un tube en acier. Deux outils à plaquette en carbure sont diamétralement opposés. L'un des outils est monté rigidement et l'autre est



fixé à un porte-outil flexible permettant un mouvement normal à la surface de la pièce. Un générateur de vibrations électromagnétiques couplé au porte-outil flexible produit des vibrations sinusoïdales continues au point de contact Outil-Pièce. L'outil monté rigidement produit le cas de « la coupe avec un outil immobile et une surface antérieure ondulée » ou le cas de « la coupe avec un outil vibrant et une surface antérieure plane », fig. 1.13 :

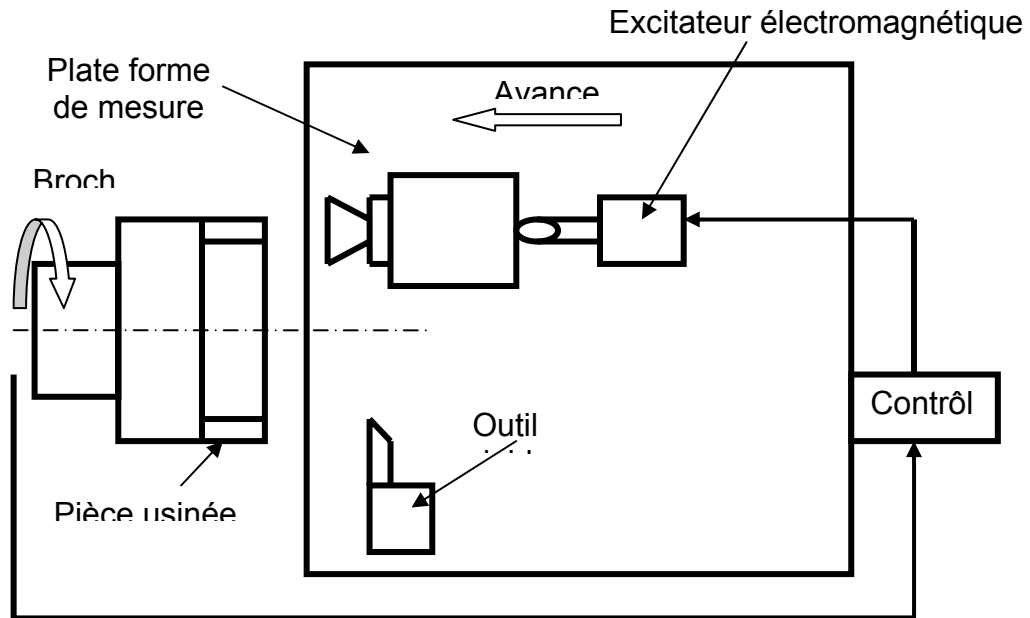


Fig. 1.13 : Schéma d'illustration de la méthode expérimentale de Mac Manus et Pearce [13].

### 1.7.1.3 Aperçu général sur l'étude du coefficient dynamique de coupe

A partir de 1964, les modèles physique et mathématiques du mécanisme de l'apparition des vibrations auto-entretenues sont connus. La corrélation entre ces modèles et la réalité semble être satisfaisante.

De nombreux centres de recherches universitaires et industriels dont le **C.E.R.M.O.** mirent au point de nouvelles techniques d'analyse et les introduisent dans la pratique industrielle. Un grand progrès résidera alors dans les moyens de mesure des caractéristiques dynamiques des structures ainsi que dans les techniques post-expérimentales de l'analyse des résultats.

Ces moyens permirent de mettre en œuvre un certain nombre de méthodes de mesure de la fonction de transfert de coupe ou du coefficient dynamique de coupe. On va résumer dans ce qui suit les trois méthodes principales.

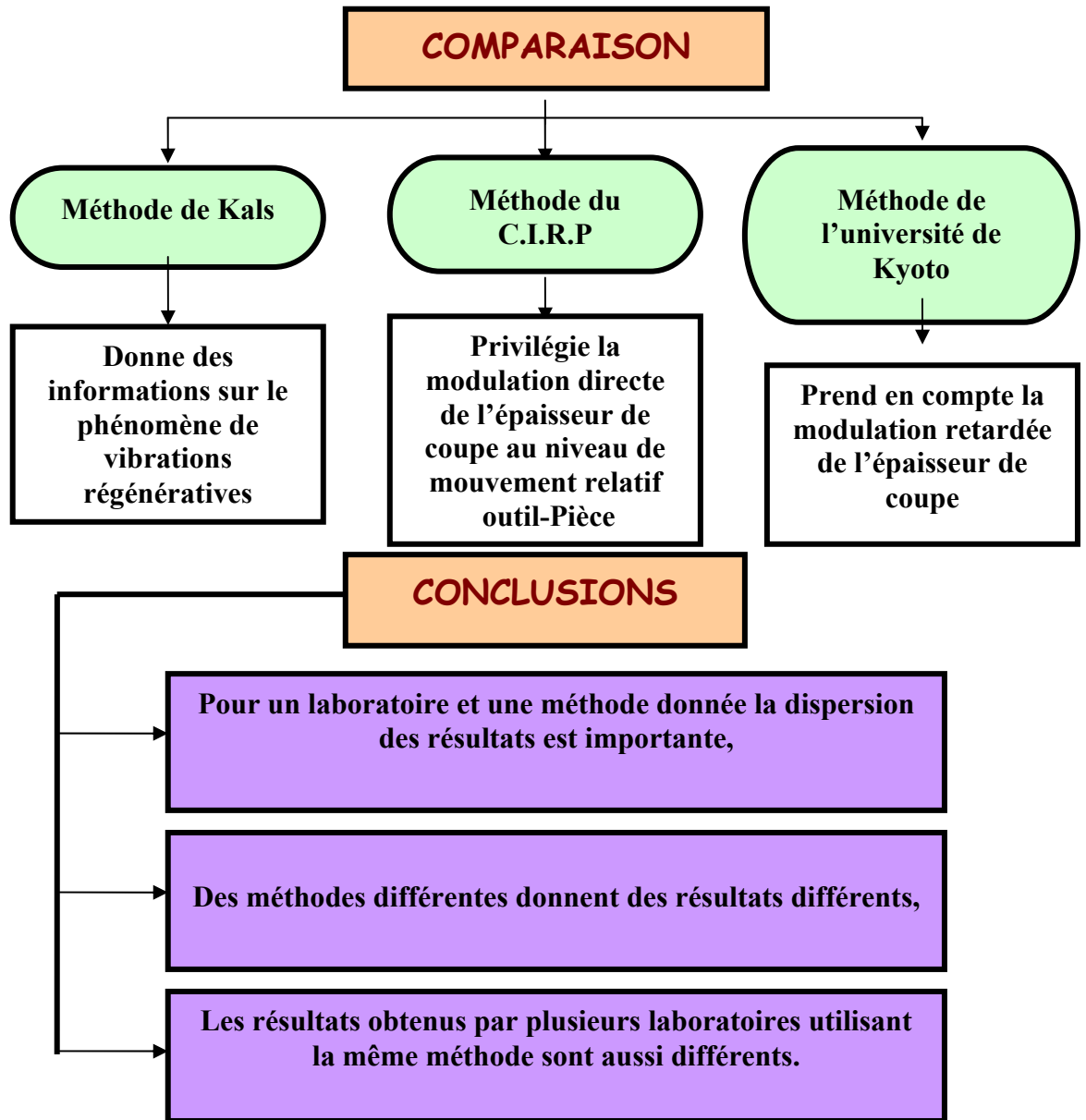


Fig. 1.14 : Comparaison entre les méthodes de Kals, du C.I.R.P et de l'Université de Kyoto.

## 1.8. Conclusions

Cette synthèse bibliographique a pour but de donner un panorama complet des différents modèles et théories utilisés à l'heure actuelle sur les vibrations de broutage.

Après avoir consulté un nombre considérable de publications et d'ouvrages, il apparaît que :

1. Peu de méthodes décrivant la dynamique des machines-outils en cours d'usinage sont développées sous des conditions dynamiques réelles.
2. Tous les modèles et théories utilisés nous ont permis de dégager les grandes lignes du problème que crée le phénomène de broutage et nous ont permis de comprendre le mécanisme de son apparition pendant l'usinage.
3. Elles donnent des explications qualitatives, mais ne permettent pas des prédictions qualitatives, et elles n'aboutissent non plus à des résultats quantitatifs.
4. Les études actuelles sur la stabilité en usinage s'appuient sur deux approches : l'analyse du système usinant (pièce, outil, machine-outil) modélisé comme un système asservi linéaire et la simulation numérique dans le domaine temporel. Ces deux approches sont complémentaires. La première permet d'obtenir les zones de stabilité dans l'espace des paramètres de coupe et la seconde permet de prédire la qualité et la géométrie usinée pour un point de fonctionnement donné. La première approche a pour principal objectif de calculer la frontière entre le domaine stable et le domaine instable où apparaissent les vibrations de broutage en cours d'usinage générés par une variation des efforts de coupe. Altintas [9] modélise ces interactions sous la forme d'une boucle d'asservissement dont le retour est le retard issu de la surface générée par la dent précédente (tour précédent). Pour pouvoir calculer la stabilité de cette boucle, l'auteur linéarise les équations décrivant le comportement du système usinant et les efforts de coupe. Cela revient à moyenniser l'effort de coupe sur un tour de fraise (un tour de la pièce) et à négliger le talonnage et les sauts de l'outil en dehors de la matière. En résultat, il obtient les domaines stables et instables en fonction des deux principaux facteurs : la profondeur de passe et la fréquence de passage des dents de l'outil de coupe. Davies [2] fait des hypothèses moins fortes et intègre dans son modèle les non-linéarités liées à la coupe. Il propose une solution analytique approchée intéressante pour l'usinage de parois minces.

La seconde approche consiste à simuler numériquement la géométrie de la surface usinée. La modélisation du comportement du système usinant prend en considération les phénomènes non linéaires. En effet, Montgomery (1991) gère à tout instant le nombre et l'engagement des dents dans la matière. Le phénomène de talonnage est pris en compte dans le calcul. La surface est discrétisée par un ensemble de points liés par des segments de droite. Coffignal (1997) propose un modèle outil effaceur de matière. Il génère la surface usinée par opérations topologiques entre la pièce et le volume balayé par l'outil. Cependant les modèles de génération de la surface usinée trouvent leurs limites en Usinage Grande Vitesse. En effet, pour obtenir une bonne précision, une discrétisation très fine de la surface est nécessaire. Le temps de calcul devient alors très long et des erreurs numériques peuvent apparaître dans la génération de la surface usinée.

## **CHAPITRE 2**

### **ETUDE DU PHENOMENE DE BROUTAGE**

#### 2.1. Introduction

Nous nous intéresserons ici à l'étude de l'instabilité de coupe causée par les vibrations auto-entretenues qu'on appelle communément le « broutage » (en anglais « chatter »). Il est possible de connaître les conditions de coupe qui nous permettent d'en faire l'étude séparée. Mais tout d'abord, qu'est-ce que l'instabilité de coupe et comment savoir si on est en présence de broutage proprement dit ou d'instabilité de coupe due à des vibrations forcées ? L'instabilité de coupe peut se définir comme étant des vibrations extrêmement violentes et dont l'amplitude croît avec le temps. Elles affectent la broche et toute la structure de la machine entraînant non seulement une mauvaise finition de la surface mais une possible rupture de l'outil et, dans les pires cas, la détérioration des paliers de la broche [18, 19]. Les vibrations peuvent atteindre des amplitudes tellement élevées qu'elles font sortir le bec de l'outil de la matière. Les vibrations auto-entretenues trouvent leur source dans le phénomène de la coupe proprement dit même si le procédé de coupe est totalement continu. Elles apparaissent, pour une machine 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, etc... . On peut reconnaître le broutage d'une vibration forcée par sa fréquence de vibration qui est constante, indépendante de la vitesse de rotation de la broche ou de tout autres éléments tournants de la machine ou sources d'excitation [20]. La fréquence de broutage est aussi égale à une fréquence propre du système qui est composé de la machine et de la coupe. Cette fréquence est légèrement plus élevée que la fréquence propre de la machine.

Nous allons, dans ce qui suit, essayer de mieux définir le broutage et afin d'en prévenir l'apparition. Nous ferons la description des différentes méthodes développées qui permettent de prédire rapidement les conditions de coupe qui maximisent le taux d'enlèvement de matière tout en restant dans le domaine stable. On peut ensuite dans un

travail ultérieur, faire des prévisions théoriques de stabilité en ce qui concerne notre outil de coupe et vérifier les résultats expérimentalement.

## 2.2. Types de broutage

Il existe deux types de broutage : le broutage non-régénératif (ou le broutage pur proprement dit) et le broutage régénératif. Bien que le premier soit préalable au deuxième, nous traiterons principalement du deuxième parce que c'est celui qui a la limite de stabilité la plus basse.

### 2.2.1. Broutage non régénératif

Le broutage non-régénératif peut subvenir même si l'opération d'usinage est parfaitement continue. Par exemple, si on fait une passe de filetage au tour à partir d'une pièce parfaitement cylindrique, il pourrait y avoir apparition du broutage. Mais d'où provient-il puisque la coupe est constante, sans variations ? En fait, le broutage tire son origine du 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. Lors d'une expérience citée dans la référence [19], l'auteur a mesuré des émissions acoustiques à une fréquence de 300 000 Hz qui accompagnaient la coupe, ce qui correspondait à un pas d'un grain d'acier (petits monocristaux formant celui-ci). Certains auteurs (par exemple [21]) classent alors le broutage entre les vibrations forcées et les vibrations auto-entretenues puisqu'il s'agit là d'une forme d'excitation forcée provenant de la coupe.

Si la broche est excitée par un bruit blanc par exemple, elle dissipera l'énergie quelle reçoit par amortissement en vibrant à la fréquence à laquelle elle peut dissiper le plus d'énergie, c'est à dire à 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 carrée 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). Mais 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-entretenue) pour entraîner l'instabilité. La plupart des auteurs [19, 22] l'expliquent par le couplage des modes (« mode coupling » en anglais). Pour l'expliquer, considérons la figure suivante [19] :

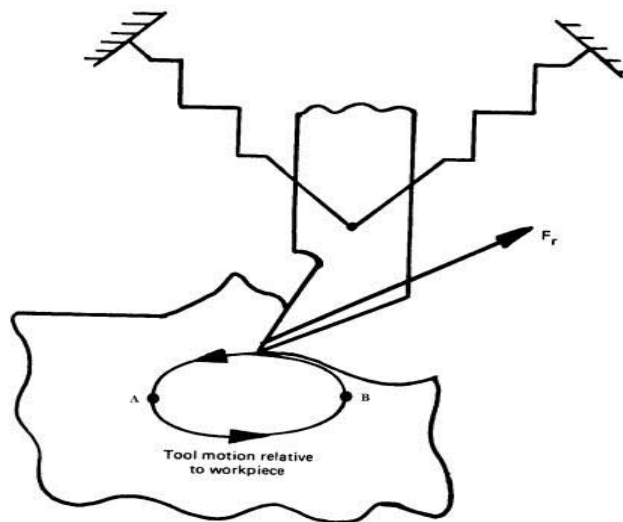


Figure 2.1: Mouvement relatif de l'outil par rapport à la matière [19].

Les deux ressorts qui tiennent l'outil sont perpendiculaires entre eux et représentent des directions dans lesquelles l'outil peut bouger, chacun étant un degré de liberté de l'outil ou un mode de vibration. Attention, ici, quand nous parlons de mode, nous parlons d'une direction dans laquelle l'outil peut se déformer et non des modes de déformation d'un système avec plusieurs masses, ressorts et amortisseurs en série. On parlera plutôt dans ce dernier cas de mode dans une direction donnée ou **modes directionnels**.

Ce modèle est utilisé parce qu'il permet de bien représenter l'outil bougeant dans tout le plan. De plus, lors de l'expérimentation, on mesure habituellement les fréquences propres dans deux directions différentes (ou deux modes différents) pour tenir compte du sens de la coupe par rapport à la machine. On peut modéliser chaque direction par des

systèmes masses, ressorts et amortisseurs à plusieurs modes directionnels. Les vibrations de l'outil sont alors une combinaison des mouvements dans ces deux directions. La moindre vibration entraînera un mouvement elliptique dans le sens de la flèche illustré par la figure précédente. En effet, si l'outil pénètre dans la pièce (profondeur de coupe augmente) par rapport à la profondeur de coupe nominale à cause d'une vibration causée par le bruit, il reculera par le fait même car les forces augmenteront ( $A \rightarrow B$ ). Par contre, si les forces diminuent (profondeur de coupe diminue), l'outil reviendra vers l'avant ( $B \rightarrow A$ ). On peut voir que lors de ce mouvement elliptique, l'énergie fournie par la coupe à l'outil ( $A \rightarrow B$ ) est supérieure à l'énergie dissipée dans la coupe par l'outil ( $B \rightarrow A$ ) car la profondeur de coupe est supérieure dans la partie inférieure du trajet elliptique. Il en résulte donc une accumulation d'énergie. En fonction de la forme de l'ellipse (donc des paramètres de coupe), l'oscillation de l'outil pourra être suffisante pour dissiper l'énergie (stabilité) ou insuffisante (instabilité). On voit donc qu'une vibration seulement verticale de l'outil ne serait pas suffisante pour entraîner une instabilité. Dû à la faible amplitude de l'excitation, la vibration de l'outil aurait vite fait d'en dissiper l'énergie. Par contre, la combinaison des deux modes vibratoires peut entraîner le mouvement elliptique et donc l'instabilité. Le pire des cas survient lorsque le mouvement est circulaire et donc les deux modes vibratoires sont identiques (machine symétrique, cas du fraisage en bout par exemple). Dans ce qui suit, nous n'irons pas plus loin dans l'explication de l'origine de cette vibration. Nous assumerons seulement que l'outil vibrera lors de la coupe à une fréquence  $f_c$  (ou  $\omega_c$ ), soit la fréquence de broutage.

### 2.2.2. Broutage régénératif

Le broutage régénératif est présent dans presque toutes les opérations de coupe. Nous étudierons plus en détail ce type de broutage car sa limite de stabilité est en générale plus faible que le broutage 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 suivante tirée de la référence [18] illustre très bien ce phénomène pour une opération de fraisage et une opération de tournage:



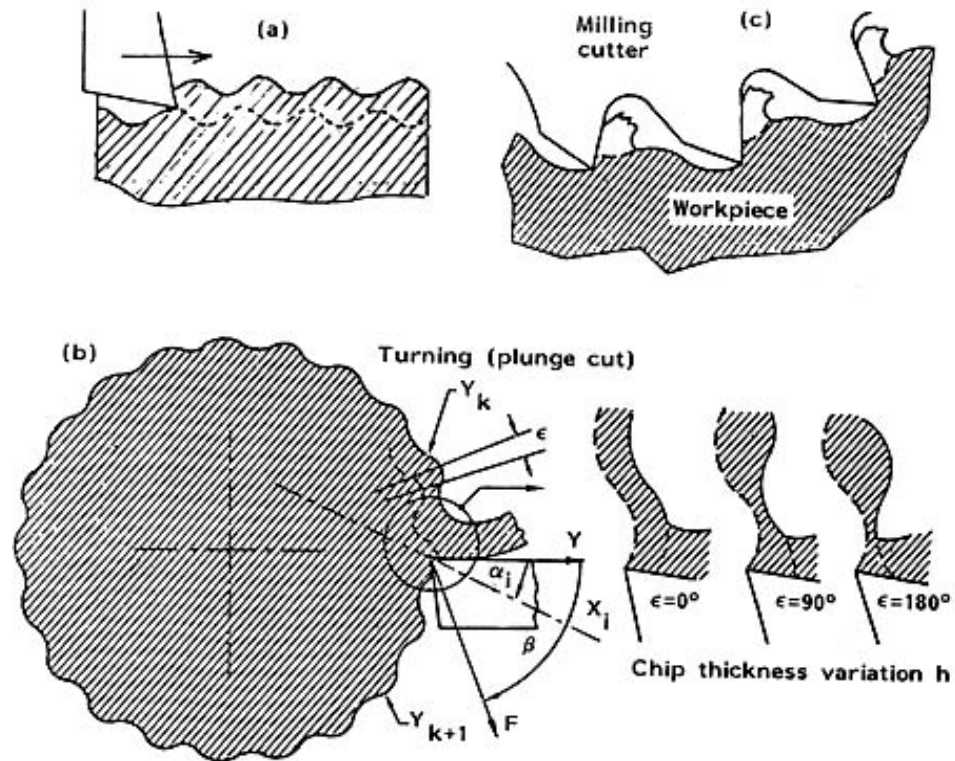


Figure 2.2 : Variation de l'épaisseur du copeau ((b) tournage, (c) fraisage) [18].

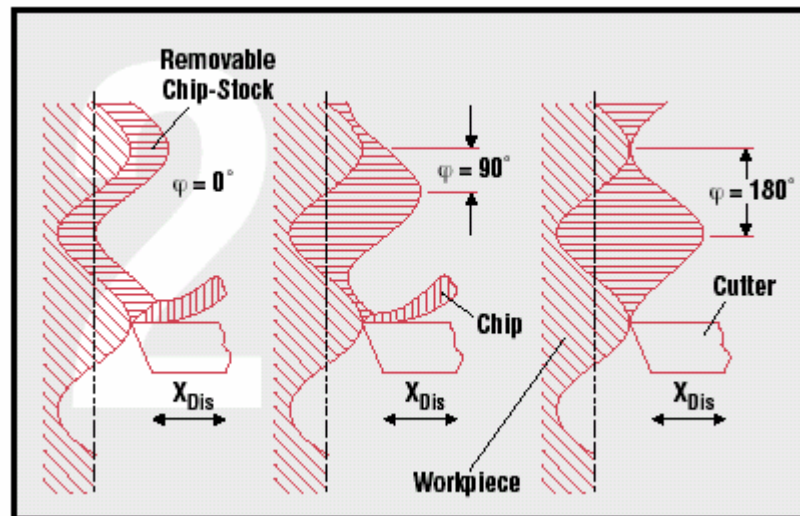


Figure 2.3 : Variation de l'épaisseur du copeau d'une coupe orthogonale.

On voit très bien ici la contrainte « géométrique » qui entraînera l'instabilité éventuelle. En fonction de la vitesse de coupe, du diamètre de la pièce et de la fréquence de broutage (qui correspond à la fréquence naturelle du système), l'outil verra une variation de l'épaisseur du copeau plus ou moins grande. Le paramètre «  $\mathcal{E}$  » représente le

déphasage de l'outil par rapport aux traces du tour précédent en [rads]. Pour une opération de tournage, il sera donné par la relation suivante :

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

Où  $f_c$  est la fréquence de brochage en [Hz],  $n$  est la vitesse de rotation en [tr/s] et  $N$  est le plus grand entier pour que  $\frac{\varepsilon}{2\pi} < 1$ .

Autrement dit, il y a  $N$  ondulations sur la circonférence de la pièce. Si  $\varepsilon = 0$ , l'épaisseur de coupe est constante et il n'y aura pas de brochage régénératif (à part une instabilité possible due à un brochage non-régénératif). Pour une opération de fraisage, on aura :

$$N + \frac{\varepsilon}{2\pi} = \frac{f_c}{nz} \quad (2.2)$$

où  $z$  représente le nombre de dent. On aura donc un nombre  $N$  d'ondulations entre chaque passage de dents comme sur la figure suivante:

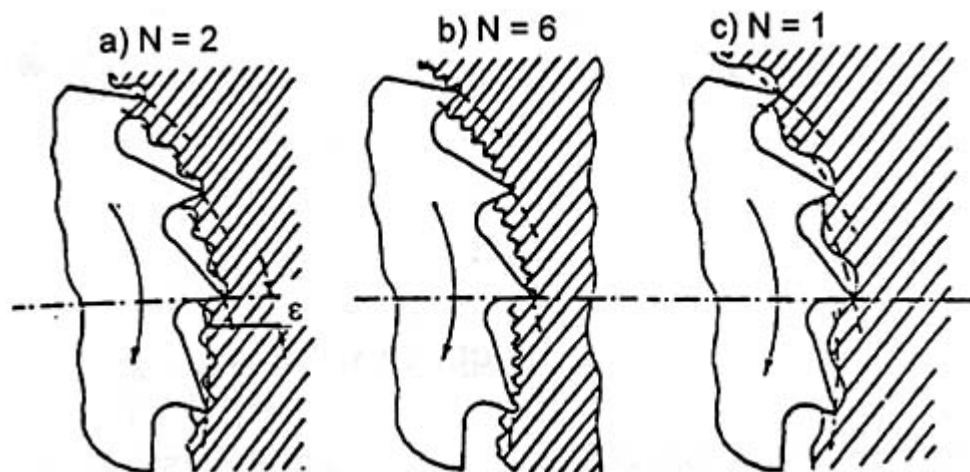


Figure 2.4: Nombre d'ondulation  $N$  entre chaque passage de dents.

### 2.3. Conditions simplificatrices

Le présent travail n'a pas pour objectif de résoudre totalement les problèmes complexes des vibrations de brochage, mais de présenter une analyse des effets des causes principales qui agissent sur ce phénomène. Ceci nous conduit à mener nos essais dans des cas réels de travail souvent rencontrés dans la pratique.

La complexité de l'étude dynamique du système machine-pièce-outil (POM), rend nécessaire une simplification de la géométrie de l'usinage que l'on décrira par un modèle bidimensionnel défini par un plan d'étude perpendiculaire à l'arête de coupe (figure 2.5).

Les efforts et les déplacements seront étudiés dans un plan perpendiculaire à l'arête de coupe et décrits dans un repère constitué de deux directions perpendiculaires entre elles et contenues dans ce plan: la direction tangentielle qui est la projection de la vitesse de coupe sur ce plan, et la direction radiale qui lui est perpendiculaire.

On remarque qu'il est possible que, dans le cas de certaines arêtes inclinées, la vitesse de coupe ne soit pas contenue dans le plan orthogonal à l'arête. Dans ce cas, la vitesse de coupe comprend une composante perpendiculaire au plan d'étude appelée vitesse de « glissement longitudinal ».

On considère que les efforts sont proportionnels à la largeur d'arête engagée.

Une machine-outil en cours d'usinage se comporte comme un système d'asservissement linéaire à boucle de retour et comportant deux fonctions de transfert: l'une caractérisant le processus de coupe et l'autre le comportement dynamique de la machine-outil.

Dans ce travail, seule la flexibilité du porte-outil ou de la pièce sera considérée, alors que la machine-outil est supposée infiniment rigide.

Nous étudierons dans ce qui suit, la limite de stabilité pour le broutage régénératif d'une opération de tournage. On verra que le cas du broutage non-régénératif est un cas particulier du développement théorique suivant [11].

Figure 2. 5 : Géométrie d'une coupe orthogonale.

#### 2.4. Limite de stabilité pour le broutage régénératif

La figure (2.6) représente un outil coupant de la matière à une vitesse  $v_c$ . L'outil est relié à la structure de la machine M qui tient aussi la pièce. L'outil produit une ondulation d'amplitude  $x$  à la surface de la pièce. Dans une passe précédente, l'outil avait produit une ondulation d'amplitude  $x_0$ .

a) Coupe orthogonale (tronçonnage)                      b) Génération de la surface ondulée

Figure 2.6 : Action de l'outil sur la matière et la structure.

On a donc :

$$\begin{aligned}x_o &= X_o \sin(\omega t) \\x &= X \sin(\omega t + 2\pi N + \varepsilon)\end{aligned}\tag{2.3}$$

où  $\omega$  est la fréquence de vibration naturelle du système ou fréquence de broutage.

On peut considérer  $x$  en retard ou en avance par rapport à  $x_o$  sans que cela ne change grand chose au traitement. En fait, puisque  $x$  et  $x_o$  sont à un tour ou une dent de différence, la notion d'avance ou de retard ne veut plus rien dire.

L'épaisseur de coupe  $h$  est donnée par :

$$h(t) = h_0 - [x(t) - x(t-T)]\tag{2.4}$$

Où  $T$  est le retard,  $h_0$  est l'épaisseur du copeau prévu qui est égal à l'avance dans notre cas (tronçonnage). Si on considère l'outil comme un système à un degré de liberté suivant la direction radiale, l'équation du mouvement de ce système peut être exprimée comme suit :

$$m_x \ddot{x}(t) + c_x \dot{x}(t) + k_x x(t) = F_f(t) = K_s b h(t) = K_s b [h_0 + x(t-T) - x(t)]\tag{2.5}$$

où  $K_s$  = Pression spécifique de coupe,

$b$  = Largeur de coupe.

$F_f$  = Force de coupe dynamique,  
En fraisage,  $b$  est la largeur de coupe axiale.

On considère que seulement la force variable  $F_f$  excitera la structure et pourra entraîner une instabilité. On peut représenter le phénomène précédent par le bloc diagramme en boucle fermée suivant [23] :

Figure 2.7 : Bloc diagramme en boucle fermée.

Le saut de l'outil dû aux vibrations excessives et l'influence des marques de vibration laissées par ce dernier sur la surface durant la dernière révolution peuvent rendre le calcul de l'épaisseur du copeau compliqué. La constante de coupe (pression spécifique de coupe)  $K_s$  change en fonction de l'amplitude de l'épaisseur du copeau instantané et de l'orientation de l'arête de coupe de l'outil par rapport à la pièce, ce qui rend le processus de coupe dynamique plus difficile. Le frottement de la face de dépouille avec la surface usinée provoque un amortissement dans le processus de coupe dynamique et par conséquent une atténuation des vibrations de broutage.

Un tel processus est tellement compliqué et non linéaire qu'on ne peut le modéliser analytiquement d'une manière correcte. Cependant plusieurs méthodes numériques utilisant des théories de stabilité linéaire ont été développées pour simuler les vibrations du système usinant en cours d'usinage.

En utilisant la transformée de Laplace, l'épaisseur du copeau devient :

$$h(s) = h_0 - x(s) + e^{-sT} x(s) = h_0 + (e^{-sT} - 1)x(s) \quad (2.6)$$

Cette épaisseur produit une force de coupe dynamique de la forme:

$$F_f(s) = K_s \cdot b \cdot h(s) \quad (2.7)$$

La force de coupe excite la structure et produit des vibrations courantes :

$$x(s) = F_f(s) \cdot \Pi(s) = K_s \cdot b \cdot h(s) \cdot \Pi(s) \quad (2.8)$$

Où  $\Phi(s)$  est la fonction de transfert de la structure :

$$\Pi(s) = \frac{x(s)}{F_f(s)} = \frac{w_n^2}{K_s(s^2 + 2\zeta w_n s + w_n^2)} \quad (2.9)$$

En substituant  $x(s)$  dans  $h(s)$  on trouve :

$$h(s) = h_0 + (e^{-sT} - 1) \cdot K_s \cdot b \cdot h(s) \cdot \Pi(s) \quad (2.10)$$

La fonction de transfert résultante entre le copeau de référence et le copeau dynamique est :

$$\frac{h(s)}{h_0(s)} = \frac{1}{1 + (1 - e^{-sT}) K_s \cdot b \cdot \Pi(s)} \quad (2.11)$$

La stabilité de la fonction de transfert de la boucle fermée est déterminée par les racines (s) de l'équation caractéristique :

$$1 + (1 - e^{-sT}) K_s \cdot b \cdot \Pi(s) = 0 \quad (2.12)$$

Prenant la racine de l'équation caractéristique  $s = \delta + j\omega_c$  :

\* Si la partie réelle de la racine est positive ( $\delta > 0$ ) : la solution dans le domaine temporel aura un terme exponentiel avec un exposant positif ( $e^{+\delta|t}$ ) , ce qui

implique que l'amplitude des vibrations de broutage augmente sans cesse et le système devient instable.

\* Si la partie réelle de la racine est négative ( $\delta < 0$ ) : les vibrations seront atténuées avec le temps ( $e^{-|\delta|t}$ ), le système devient stable et par conséquent nous aurons une coupe stable.

\* Si la partie réelle de la racine est égale à zéro ( $s = j\omega_c$ ) : le système est en stabilité critique et l'outil oscille avec des amplitudes de vibration constantes avec une fréquence de broutage  $\omega_c$ .

Pour l'analyse de stabilité des frontières critiques ( $s = j\omega_c$ ), la fonction caractéristique devient :

$$1 + (1 - e^{-j\omega_c T})K_s b_{\text{lim}} \Phi(j\omega_c) = 0 \quad (2.13)$$

Où  $b_{\text{lim}}$  est la largeur axiale de coupe.

On peut donc conclure qu'en dessous de cette limite, il n'y aura aucun broutage possible. Mais cela ne veut pas dire qu'au-dessus de cette limite il y aura automatique broutage.

On peut décomposer la fonction de transfert en deux parties, une réelle et l'autre imaginaire :

$$\Phi(j\omega_c) = G + iH \quad (2.14)$$

L'équation caractéristique devient :

$$\{1 + K_s b_{\text{lim}} [G(1 - \cos \omega_c T) - H \sin \omega_c T]\} + j \{K_s b_{\text{lim}} [G \sin \omega_c T + H(1 - \cos \omega_c T)]\} = 0 \quad (2.15)$$

Les deux termes (réel et imaginaire) doivent être égaux à zéro.

Considérons la partie imaginaire :

$$G \sin \omega_c T + H(1 - \cos \omega_c T) = 0 \quad (2.16)$$



Et :

$$\operatorname{tg} \square = \frac{H(\omega_c)}{G(\omega_c)} = \frac{\sin \omega_c T}{\cos \omega_c T - 1} \quad (2.17)$$

Où  $\square$  est l'argument.

Avec les transformations trigonométriques suivantes :

$$\cos \omega_c T = \cos^2(\omega_c T / 2) - \sin^2(\omega_c T / 2)$$

et

(2.18)

$$\sin \omega_c T = 2 \sin(\omega_c T / 2) \cos(\omega_c T / 2)$$

On a :

$$\operatorname{tg} \Psi = \frac{\cos(\omega_c T / 2)}{-\sin(\omega_c T / 2)} = \operatorname{tg}[(\omega_c T) / 2 - (3\pi) / 2] \quad (2.19)$$

$$\text{avec } \omega_c T = 3\pi + 2\square, \quad \square = \operatorname{tg}^{-1} \frac{H}{G}$$

La vitesse de la broche  $n$  en [tr/s] et la fréquence de vibration du brochage  $\omega_c$  en [rad/s] ou [Hz] affectent l'épaisseur du copeau dynamique et le nombre d'ondulations laissées sur la surface usinée par l'outil de coupe est déterminé par la relation suivante:

$$\frac{f_c}{n} = N + \frac{\varepsilon}{2\pi} \quad \text{pour le tournage}$$

$$\text{et } \frac{f_c}{nz} = N + \frac{\varepsilon}{2\pi} \quad \text{pour le fraisage} \quad (2.20)$$

Dans le cas où  $\varepsilon = 0$  ou  $\varepsilon = 2\pi$ , les modulations directes et retardées sont parallèles c'est-à-dire qu'il n'y aura pas de vibrations de brochage.

Dans le cas où il y a déphasage, l'épaisseur du copeau change continuellement :

$$2\pi f_c T = 2N\pi + \varepsilon \quad (2.21)$$

où N est le nombre de cycles en plein vibration, et  $\varepsilon = 3\pi + 2\pi$ .

La période de la broche est :

$$T = \frac{2N\pi + \varepsilon}{2\pi f_c} \Rightarrow n = \frac{60}{T} \quad (2.22)$$

On peut déterminer la largeur de coupe critique en égalisant la partie réelle de l'équation caractéristique à zéro :

$$1 + K_s b_{\text{lim}} [G(1 - \cos \omega_c T) - H \sin \omega_c T] = 0 \quad (2.23)$$

d'où :

$$b_{\text{lim}} = \frac{1}{K_s G [(1 - \cos \omega_c T) - (H/G) \sin \omega_c T]} \quad (2.24)$$

En substituant  $H/G = (\sin \omega_c T) / (\cos \omega_c T - 1)$  dans (2.24), on trouve :

$$b_{\text{lim}} = \frac{-1}{2K_s G(\omega_c)} \quad (2.25)$$

### 2.5. Limite de stabilité pour le broutage non-régénératif

Le cas du broutage non-régénératif est un cas particulier du bloc diagramme représenté précédemment. Il suffit d'y enlever la partie où on déphase une partie du signal pour obtenir  $\mathbf{x}_0$ . On obtient donc:

Figure 2.8: Bloc diagramme du broutage non-régénératif.

Le critère limite de stabilité devient donc :

$$\begin{aligned}
 & -G(\omega_c).K_s b - 1 = 0 \\
 & \text{donc} \\
 & b_{\text{lim}} = \frac{-1}{K_s G(\omega_c)}
 \end{aligned}
 \tag{2.26}$$

Cette équation est seulement satisfaite quand  $G(\omega_c)$  est purement réel. Pour un système à un degré de liberté (pouvant se déplacer seulement dans une seule direction), cela est satisfait seulement lorsque  $\omega_c = 0$  ou  $\omega_c = \infty$  et la valeur correspondante de  $G(\omega_c)$  à ces fréquences est 0. On a donc pour  $G(\omega_c) = 0$ ,  $b_{\text{lim}} = \infty$ . Ce qui veut dire qu'il ne peut y avoir de broutage non-régénératif pour un système à un degré de liberté.

Cela revient à dire que le trajet parcouru par l'outil doit absolument être elliptique pour qu'il y ait instabilité par ce type de broutage. Il doit donc y avoir deux directions (ou deux modes de vibration). Nous ne le ferons pas ici, mais on peut prouver (ref. [18]) que les systèmes du deuxième ordre remplissant cette condition (deux directions de déformation) ont une limite de stabilité qui est deux fois supérieure à la limite de stabilité obtenue par broutage régénératif.

## 2.6. Fonctions de transferts

### 2.6.1. Généralités

Le comportement dynamique d'une machine-outil en usinage est influencé généralement par les propriétés de sa structure mécanique caractérisée par la fonction de

transfert de la machine FTM d'une part et par la nature de sa sollicitation caractérisée par le processus de coupe ou fonction de transfert de la coupe FTC d'autre part.

L'interaction de ces deux fonctions de transferts est élaborée dans le but spécifique de servir à la détermination des raisons de l'apparition des vibrations de broutage.

### 2.6.2. Modélisation de la fonction de transfert

Nous allons d'abord représenter la fonction  $G(\omega_c)$  par un système de deuxième ordre à un degré de liberté (1 direction de déformation). Ensuite, nous allons montrer comment appliquer ce modèle au procédé de tournage à deux degrés de liberté (2 directions de déformations) perpendiculaires entre eux. Finalement, on verra comment modéliser chaque degré de liberté par un système masse, ressort et amortisseur. Nous avons modélisé la machine (tenant l'outil) par un système de deuxième ordre dans une direction donnée sur la figure suivante :

Figure 2.9: Modélisation d'un système de deuxième ordre.

La fonction  $G_d$  est la **fonction de transfert directe** qui fait le lien entre la force projetée dans la direction X :  $F_X$  (direction du ressort, masse et amortisseur) et le déplacement lui-même X. Ce système est du deuxième ordre, on a donc dans le domaine des fréquences :

$$G_d = \frac{X(\omega)}{F_X(\omega)} = \frac{\left(\frac{1}{k}\right)\omega_n^2}{(\omega_n^2 + 2\zeta\omega\omega_n j - \omega^2)} \quad (2.27)$$

dont la fréquence naturelle est :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.28)$$

Et où le facteur d'amortissement est égal à :

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}}$$

Si on suppose que la force en entrée  $F_X$  est sinusoïdale on aura :

$$\begin{aligned} F_X &= |F_X| \sin(\omega t) \\ X &= |X| \sin(\omega t + \Psi) \\ \text{où} \\ \frac{|X|}{|F_X|} &= |G_d(\omega)| \quad \text{et} \quad \Psi = \angle G_d(\omega) \end{aligned} \quad (2.29)$$

$\Psi$  varie entre 0 et  $-\pi$  pour un système de deuxième ordre.

De plus, on aura :

$$\text{Re}(G_d) = \frac{\left(\frac{1}{k}\right)\omega_n^2(\omega_n^2 - \omega^2)}{\left[ (\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2 \right]} \quad (2.30)$$

$$\text{où } \text{Re}(G_d)_{\min} = \frac{-1}{4k\zeta(1+\zeta)} \quad \text{à} \quad \omega_{\min} = \omega_n(1+\zeta) \quad (2.31)$$

$$\text{Im}(G_d) = \frac{-\left(\frac{2}{k}\right)\zeta\omega_n^3\omega}{\left[(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_n\omega)^2\right]} \quad (2.32)$$

$$\text{où } \text{Im}(G_d)_{\min} = \frac{-1}{2k\zeta} \quad \text{à } \omega_{\min} = \omega_n \quad (2.33)$$

La fonction de transfert qu'on mesure expérimentalement est  $G_d(\omega)$ , elle n'est pas toujours alignée avec la direction de la force comme on le voit sur la figure précédente. La sortie de la fonction de transfert directe doit donc être projetée dans la direction normale à la coupe (Y). On obtient la **fonction de transfert orienté**,  $G(\omega)$ , celle qui entre dans le calcul de la limite de stabilité. On a alors :

$$G(\omega) = lG_d(\omega) \quad (2.34)$$

où  $l$  : facteur d'orientation.

Ainsi:

$$b_{\lim} = \frac{-1}{2lK_s \text{Re}(G_d(\omega))} \quad (2.35)$$

Pour une opération de fraisage, il faut tenir compte de la profondeur axiale de coupe cumulée qui est la somme des largeurs axiales de coupe pour chaque dent en prise ( $m$  = nombre de dent en prise  $\neq$  nombre de dent de la fraise). Par exemple, pour une fraise à deux dents effectuant une opération de rainurage,  $m = 1$ . Pour une fraise à quatre dents dans la même opération,  $m = 2$ . En effet, même si la fraise a quatre dents, il ne peut y avoir plus de deux dents en prise simultanément sur la pièce. On obtient donc une largeur de coupe limite:

$$b_{\lim} = \frac{-1}{2mlK_s \text{Re}(G_d(\omega))} \quad (2.36)$$

On obtient finalement, pour un système de deuxième ordre, une profondeur de coupe minimale:

$$(b_{\text{lim}})_{\text{min}} = \frac{2k\zeta(1 + \zeta)}{mlK_s} \quad (2.37)$$

### 2.6.3. Fonction de transfert de la coupe

La fonction de transfert de la coupe FTC exprime la relation qui existe entre la variation de l'effort de coupe et le mouvement vibratoire qui le provoque [24, 10, 3, 25]. Elle donne la variation des deux composantes de l'effort de coupe en fonction du déplacement de l'arête de coupe. Ce déplacement intervenant à la fois par sa valeur  $x(t)$  et par celle de sa vitesse de déplacement  $x'(t)$ .

Modulation retardée

Modulation directe

Figure 2.10: Modulation de l'épaisseur du copeau en tournage.

Il est utile de préciser les phénomènes à l'origine des différentes composantes de l'effort de coupe.

L'outil étant en contact avec la pièce et le copeau par sa face de coupe et sa face en dépouille, on doit envisager quatre composantes principales.

- Arrachement du copeau sur la pièce, cet effort appliqué sur la face de coupe de l'outil est la principale composante de la force tangentielle.

- Pression de contact entre la face en dépouille et la surface de la pièce engendrée par le passage de l'arête de coupe. Cette pression de contact est surtout dans le cas des outils à faible acuité d'arête, la principale composante de la force de répulsion.
- Frottement de la face en dépouille sur la surface engendrée sur la pièce. Cette force est une composante secondaire de la force tangentielle.
- Frottement du copeau sur la face de coupe. Cette force est une composante secondaire de la force de répulsion.

La composante tangentielle de l'effort de coupe est surtout sensible à la valeur de l'épaisseur du copeau. Dans une première approximation, on peut considérer que lors d'une petite variation d'épaisseur, la composante tangentielle de la force de coupe est exprimée par le produit de cette variation d'épaisseur par un coefficient  $K_c$  homogène à une raideur et appelé pour cette raison « raideur de coupe » [3, 24].

Cette composante tangentielle de l'effort de coupe est ainsi fortement influencée par le déplacement radial de l'outil ainsi que la surface engendrée sur la pièce par la vibration de l'outil au tour précédent (dans le cas très fréquent où l'outil revient sur ses traces à chaque tour de pièce « effet de régénération »).

Le déplacement tangentiel de l'outil agit peu sur la valeur de l'effort de coupe. On peut donc négliger, dans une première approche, l'influence de ce phénomène.

Le déplacement radial de l'arête de coupe influence de façon extrêmement sensible l'angle compris entre la face en dépouille et la surface engendrée sur la pièce par le passage de l'arête de coupe. On peut considérer qu'il y a alors une véritable variation de l'angle effectif réel de dépouille par rapport à la valeur nominale de cet angle (fig. 2.11).



Figure 2.11: Variation de l'angle en dépouille avec l'avance de l'outil.

A la position « A », l'angle en dépouille est minimal, voir même négatif. Dans cette position, il se produit un talonnage conduisant à une augmentation de la composante de répulsion.

Une faible variation de l'angle de dépouille effective conduit à une variation considérable de cette force de répulsion. On devra donc tenir compte de cette variation de la composante de répulsion, surtout dans le cas des outils présentant de faible acuité d'arête, principalement les outils en carbure.

Une variation de la force de répulsion entraîne une variation de la force de frottement de la pièce sur la face en dépouille. Il est possible, dans une première approche, de négliger cette variation de la force tangentielle.

La force de frottement du copeau sur la face de coupe est peu sensible au déplacement de la pointe de l'outil.

La variation des composantes de coupe est fonction non seulement du mouvement vibratoire, mais aussi de sa vitesse.

#### 2.6.4. Fonction de transfert du système usinant P.O.M

La fonction de transfert de la machine FTM représente la flexibilité dynamique directionnelle de la structure en fonction de la fréquence. Elle est bien définie par les modèles issus des techniques d'analyse dynamique des structures.

Le comportement dynamique de notre système flexible est défini par des essais effectués en utilisant des excitations par choc [26].

#### 2.6.4.1. Hypothèses sur le système usinant POM

En réalité le comportement dynamique du système usinant POM lors de l'usinage n'est pas linéaire. Cependant, il peut, en général, être considéré comme linéaire pour de petites amplitudes du mouvement vibratoire autour de celles qui existent pendant une coupe stable en négligeant certains phénomènes à caractère discontinu. A cet égard, on peut étudier la stabilité d'un tel système lors de l'usinage à l'aide de la théorie des systèmes linéaires, malgré que son comportement dynamique est essentiellement non linéaire en dehors de l'état stable [27]. Pour des raisons d'efficacité, cette étude est basée sur un modèle linéaire dont la théorie constitue un ensemble cohérent fondé sur des bases mathématiques solides et connues.

L'analyse dynamique menée sur la machine-outil en cours d'usinage consiste à identifier le seuil du broutage qui correspond à la transition de l'état stable à l'état instable.

#### 2.6.4.2. Hypothèses sur le processus de coupe

L'effort de coupe instantané sous des conditions de coupe dynamique dépend non seulement de la variation de l'épaisseur de coupe instantanée, mais aussi de la vitesse du mouvement vibratoire et de la variation de la vitesse de rotation résultant de la vibration tangentielle. En réalité, le mouvement relatif entre le bec de l'outil et la pièce suit une loi très complexe car un tel mouvement peut exciter simultanément plusieurs modes de vibrations du système. Il est cependant nécessaire de se baser sur les hypothèses qui permettent de simplifier l'étude théorique de la stabilité dynamique de coupe. On se limitera au cas où seulement deux modes de directions perpendiculaires l'une par rapport à l'autre sont excités simultanément. Le modèle utilisé pour cette étude est un système à deux degrés de liberté.

Dans un souci de simplification, on peut admettre que le phénomène de broutage peut exister (pour le cas d'un système à un degré de liberté) soit dans la direction perpendiculaire à la surface de coupe (lorsque la rigidité relative suivant la direction horizontale est très inférieure à celle suivant la direction tangentielle), soit dans la direction de la vitesse de coupe, soit encore simultanément dans les deux directions (système à deux

degrés de liberté) lorsque les rigidités relatives suivant les deux modes principaux ne sont pas négligeables l'une par rapport à l'autre.

### 2.7. Traçage des lobes de stabilité

On peut résumer la procédure de traçage des lobes de stabilité comme suit :

- 1- Déterminer la fréquence de broutage ( $\omega_c$ ) de la partie réelle négative de la fonction de transfert ;
- 2- Calculer l'angle de phase de la structure pour  $\omega_c$  (voir Equation (2.17)) ;
- 3- Calculer la largeur de coupe critique (voir Equation (2.25)) ;
- 4- Calculer la vitesse de la broche avec (Eq(2.22)) pour chaque lobe de stabilité  $N=1,2,3\dots$
- 5- Répéter la procédure par un balayage des fréquences de broutage autour de la fréquence naturelle de la structure.

## **CHAPITRE 3**

### **MODELE ANALYTIQUE DE LA COUPE**

#### 3.1. Introduction

L'obtention des zones dites de stabilité dans l'espace des paramètres de coupe, c'est-à-dire la détermination des frontières entre le domaine stable et le domaine instable, passe obligatoirement, premièrement par un choix judicieux d'un modèle mathématique qui représente le vrai système, et deuxièmement par le choix d'un processus de coupe (usinage par enlèvement de matière) qui peut être manipuler facilement du point de vue analytique. On a opté pour un processus de coupe classique qui est le tournage (coupe orthogonale), car le problème des vibrations de broutage est souvent rencontré lors des opérations d'usinage sur tour. Ce problème se manifeste généralement au cours des opérations d'alésage des trous profonds en utilisant des barres d'alésage.

#### 3.2. Modèle analytique à deux degrés de liberté

##### 3.2.1. Système à deux degrés de liberté

On a vu précédemment que les vibrations de l'outil lors de l'usinage sont considérées comme bidirectionnelles, car sa trajectoire décrit dans la pièce une courbe AB en forme d'ellipse. Le système est donc considéré à deux degrés de liberté, lequel peut se schématiser de façon simplifiée par une masse  $m$  sollicitée par deux ressorts de raideurs  $k_x$  et  $k_y$ , et deux amortisseurs de caractéristiques  $c_x$  et  $c_y$ , suivant deux directions perpendiculaires (ces deux directions coïncident avec les directions de la vitesse de coupe et de la normale à la surface de coupe) (figure 3.1).

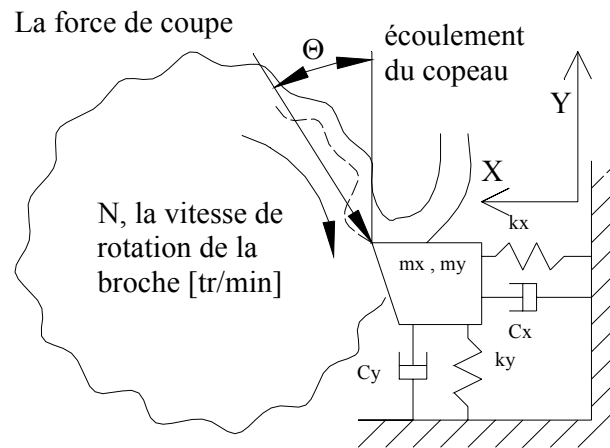


Figure 3.1 : Modèle d'un système à deux degrés de liberté.

### 3.2.1.1. Équation du mouvement

Pour arriver à un modèle qui peut être manipulé avec des méthodes analytiques certaines simplifications ont été faites. D'abord on suppose que la force de coupe est proportionnelle à la section du copeau et qu'elle agit sur la surface de la pièce avec un angle constant. La rigidité et l'amortissement de la machine-outil sont considérées comme étant linéaires. Ainsi, les équations du mouvement sont :

Suivant l'axe des x :

$$m_x \ddot{x} + c_x \dot{x} + k_x x = -\alpha' F \quad (3.1)$$

où :  $\alpha' = \sin \Theta$

suivant l'axe des y :

$$m_y \ddot{y} + c_y \dot{y} + k_y y = -\beta' F \quad (3.2)$$

où :  $\beta' = \cos \Theta$

L'approximation de la force de coupe est :

$$F = bK_s (x(t) - x(t - \tau)) \quad (3.3)$$

où : b est la largeur de la coupe,  $K_s$  est la pression spécifique de la coupe, et  $\tau$  est le retard. Pour le cas d'un degré de liberté on a :

$$\tau = 60 / n \quad (3.4)$$

où :  $n$  est la vitesse de rotation de la broche en tr/min.

### 3.2.1.2. Transformation de l'équation du mouvement

Pour le modèle à deux degrés de liberté, la grandeur du retard n'est pas constante. Ceci est dû au déplacement suivant la direction  $y$ . Vu que les termes constants du retard rendent facile l'étude des équations du mouvement, nous allons convertir ces termes sous forme de longueur d'arc  $u$  :

$$u = Vt + y \quad (3.5)$$

où :  $V$  est la vitesse linéaire de l'outil par rapport à la pièce donnée par :

$$V = \pi dn / 60 \quad (3.6)$$

$d$  : diamètre de la pièce.

Pour transformer les équations, on a besoin de faire l'approximation suivante:

$$\frac{du}{dt} = V + \dot{y} \approx V \quad (3.7)$$

Cette approximation est justifiée par le fait que  $V$  est plus grande que  $\dot{y}$  pour les situations typiques.

Les équations du mouvement deviennent :

Suivant l'axe  $x$  :

$$m_x \left( \frac{du}{dt} \right)^2 x'' + c_x \frac{du}{dt} x' + k_x x = -\alpha' b K_s (x(u) - x(u - d\pi)) \quad (3.8)$$

Suivant l'axe y :

$$m_y \left( \frac{du}{dt} \right)^2 y'' + c_y \frac{du}{dt} y' + k_y y = -\beta' b K_s (x(u) - x(u - d\pi)) \quad (3.9)$$

Les termes  $x'$ ,  $y'$ , ... désignant les dérivées par rapport à la longueur d'arc au lieu du temps. Maintenant le retard est constant au lieu d'un temps variable.

### 3.2.1.3. Formes de la matrice et de l'équation caractéristique

Les équations seront simplifiées par la division de l'équation suivant l'axe des x par  $m_x (du/dt)^2 = m_x V^2$ , et l'équation suivant l'axe des y par  $m_y (du/dt)^2 = m_y V^2$ .

Considérons les changements de notation suivants:

$$\begin{aligned} \tilde{c}_x &= \frac{c_x}{m_x V} & \tilde{k}_x &= \frac{k_x}{m_x V^2} & \tilde{F}_x &= \frac{-\alpha' b K_s}{m_x V^2} \\ \tilde{c}_y &= \frac{c_y}{m_y V} & \tilde{k}_y &= \frac{k_y}{m_y V^2} & \tilde{F}_y &= \frac{-\beta' b K_s}{m_y V^2} \end{aligned} \quad (3.10)$$

Les équations du mouvement deviennent :

Suivant l'axe x :

$$x'' + \tilde{c}_x x' + \tilde{k}_x x = \tilde{F}_x (x(u) - x(u - d\pi)) \quad (3.11)$$

Suivant l'axe y :

$$y'' + \tilde{c}_y y' + \tilde{k}_y y = \tilde{F}_y (x(u) - x(u - d\pi)) \quad (3.12)$$

Les équations du mouvement peuvent être écrites sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x'' \\ y'' \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \tilde{c}_x & 0 \\ 0 & \tilde{c}_y \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x' \\ y' \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \tilde{k}_x - \tilde{F}_x & 0 \\ -\tilde{F}_y & \tilde{k}_y \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \tilde{F}_x & 0 \\ \tilde{F}_y & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x(u - d\pi) \\ y(u - d\pi) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.13)$$

En utilisant la transformée de Laplace et le déterminant, on trouve l'équation caractéristique suivante :

$$D(\lambda) = \lambda^4 + (\tilde{c}_y + \tilde{c}_x)\lambda^3 + (\tilde{k}_y + \tilde{c}_x\tilde{c}_y + \tilde{k}_x - \tilde{F}_x)\lambda^2 + (\tilde{c}_x\tilde{k}_y + (\tilde{k}_x - \tilde{F}_x))\lambda + \tilde{k}_y(\tilde{k}_x - \tilde{F}_x) + (\lambda^2 + \tilde{c}_y\lambda + \tilde{k}_y)\tilde{F}_x e^{-\lambda d\pi} \quad (3.14)$$

### 3.2.1.4. Forme de la méthode de la D-partitions

Maintenant, il est nécessaire d'écrire l'équation caractéristique sous la forme ci-dessous afin d'utiliser la méthode de la D-partitions pour vérifier la stabilité du système ([22, 23]).

Les nouveaux termes de l'équation caractéristique sont :

$$a_4 = 1/\tilde{F}_x, \quad a_3 = (\tilde{c}_y + \tilde{c}_x)/\tilde{F}_x, \quad a_2 = (\tilde{k}_y + \tilde{c}_x\tilde{c}_y + (\tilde{k}_x - \tilde{F}_x))/\tilde{F}_x$$

$$a_1 = (\tilde{c}_x\tilde{k}_y + (\tilde{k}_x - \tilde{F}_x))/\tilde{F}_x, \quad a_0 = (\tilde{k}_y(\tilde{k}_x - \tilde{F}_x))/\tilde{F}_x \quad (3.15)$$

Et substituant ces termes dans (3.14), on trouve :

$$D(\lambda)/\tilde{F}_x = a_4\lambda^4 + a_3\lambda^3 + a_2\lambda^2 + a_1\lambda + a_0 + (\lambda^2 + \tilde{c}_y\lambda + \tilde{k}_y)e^{-\lambda d\pi} \quad (3.16)$$

Posons D égale à zéro, nous obtenons :

$$e^{\lambda d\pi} = \frac{-(\lambda^2 + \tilde{c}_y\lambda + \tilde{k}_y)}{a_4\lambda^4 + a_3\lambda^3 + a_2\lambda^2 + a_1\lambda + a_0} \quad (3.17)$$

En séparant (3.17) en deux parties, on trouve :

$$w_1 = e^{\lambda d\pi}$$



$$w_2 = -\frac{\lambda^2 + \tilde{c}_y \lambda + \tilde{k}_y}{a_4 \lambda^4 + a_3 \lambda^3 + a_2 \lambda^2 + a_1 \lambda + a_0} \quad (3.18)$$

Posons  $\lambda = i\omega$ , les racines de D s'obtiennent pour  $|w_2(i\omega)| = 1$ , donc :

$$1 = \frac{|(\tilde{k}_y - \omega^2) + i\tilde{c}_y \omega|}{|(a_4 \omega^4 - a_2 \omega^2 + a_0) + i(a_1 \omega - a_3 \omega^3)|} \quad (3.19)$$

Lorsque (3.19) est élevée au carré, on obtient :

$$(a_4 \omega^4 - a_2 \omega^2 + a_0)^2 + (a_1 \omega - a_3 \omega^3)^2 = (\tilde{k}_y - \omega^2)^2 + \tilde{c}_y^2 \omega^2 \quad (3.20)$$

En développant (3.20), nous trouvons:

$$a_4^2 \omega^8 + (-2a_4 a_2 + a_3^2) \omega^6 + (2a_4 a_0 + a_2^2 - 2a_3 a_1 - 1) \omega^4 + (-2a_2 a_0 + a_1^2 \tilde{k}_y - \tilde{c}_y^2) \omega^2 + a_0^2 - \tilde{k}_y^2 = 0 \quad (3.21)$$

Les racines de cette équation doivent maintenant être déterminées. Puisque (3.19) a été élevée au carré pour en déduire (3.20), le nombre de racines trouvées seront deux fois le nombre qui est actuellement présent dans le système ; en conséquence, ce sont seulement les racines réelles positives de l'équation qui vont être étudiées. Chaque racine réelle positive  $y_j$  est substituée dans (3.18) pour trouver  $w_2(iy_j)$ . L'argument de chaque racine est calculé comme suit:

$$\alpha_j = \tan^{-1} \frac{\Im(w_2(iy_j))}{\Re(w_2(iy_j))} \quad (3.22)$$

Le problème de la stabilité des systèmes à retard est discuté par G. Stepàn dans la référence [30]. Ce dernier donne une méthode générale pour une large classe d'équations différentielles à retard; la méthode des D-partitions. En fait, ce n'est qu'une méthodologie d'application de la première méthode de Lyapunov pour les systèmes qui présentent une

infinité de solutions de l'équation caractéristique attachée à l'équation différentielle du système.

La stabilité d'un système est modélisée par une équation du type :

$$\ddot{x}(t) + 2\zeta\omega_0\dot{x}(t) + \omega_0^2x(t) = -\frac{K_s \cdot b}{m} \cdot (x(t) - x(t - \tau)) \quad (3.23)$$

Cette équation va avoir une fonction caractéristique D de la forme:

$$D(s) = s^2 + 2\zeta\omega_0s + \omega_0^2 + \frac{K_s \cdot b}{m} \cdot (1 - e^{-s\tau}) \quad (3.24)$$

Donc, d'après (3.16), une D-courbe représente la frontière de stabilité correspondant à une solution de l'équation caractéristique  $D(\lambda) = 0$  qui traverse l'axe imaginaire du plan complexe. Ces courbes sont définies par :

$$\begin{cases} \text{Re}(D(j\omega)) = 0 \\ \text{Im}(D(j\omega)) = 0 \end{cases} \quad (3.25)$$

Les D-variétés dans le cas général sont des surfaces de dimension 1 dans l'espace des paramètres mais elles reviennent à des courbes pour un espace plan défini par deux paramètres. Les D-courbes construisent, par réunion des régions instables, la frontière de stabilité du système considéré. Ces équations donnent une frontière de stabilité que les chercheurs dans le domaine appellent des lobes de stabilité (Figure 3.3).

On trace alors sur un même graphe, la représentation de  $w_2$  et celle de  $w_1$ , qui est un cercle. Les intersections des deux tracés donnent les conditions limites de stabilité.

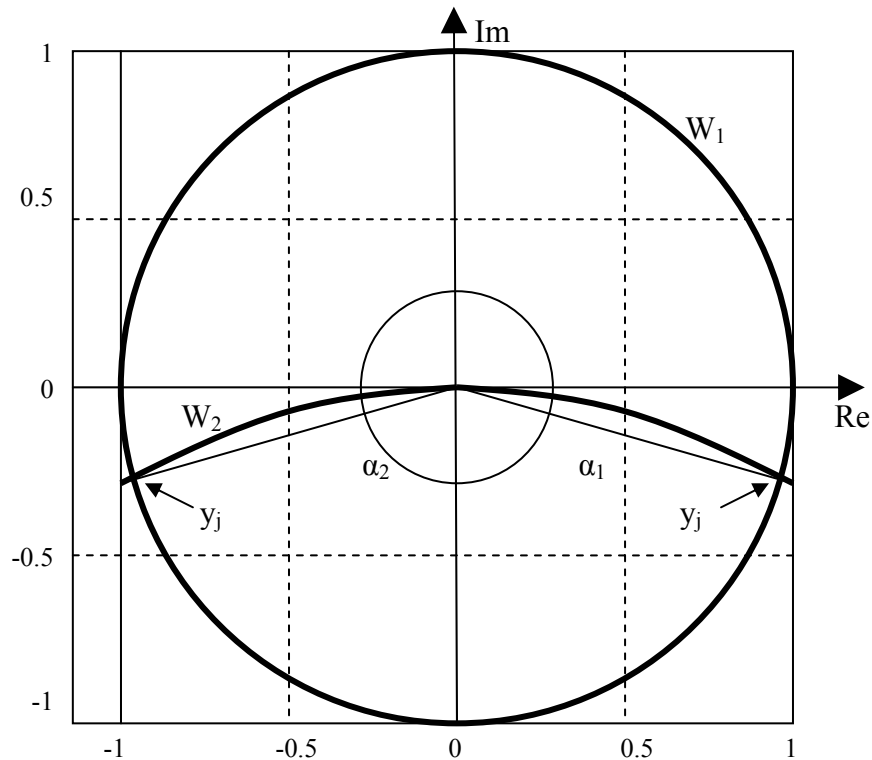


Figure 3.2 : Tracé de  $w_2$ , du cercle unité  $w_1$  et des racines dans le plan complexe.

Il existe plusieurs régions d'instabilité parce que  $\alpha_1$  et  $\alpha_2$  sont définis à  $2\pi k$  près,  $k=0,1,2,3,\dots$ . Ces plages correspondant aux lobes de stabilité.

### 3.3. Génération du diagramme de stabilité

Dans le but de produire des informations plus utiles un programme a été élaboré afin de déterminer la largeur de coupe  $b$  pour une gamme donnée de vitesse de la broche (voir Figure 3.3). Sur ce diagramme, le traçage du trait horizontal droit est basé sur les résultats de la référence [31], qui indiquent la limite de la stabilité pour un modèle à un degré de liberté. Les lobes sont produits par le modèle à deux degrés de liberté décrit ci-dessus.

Cette méthode est employée pour étudier la stabilité des systèmes à deux degrés de liberté et aussi ceux à un degré de liberté.

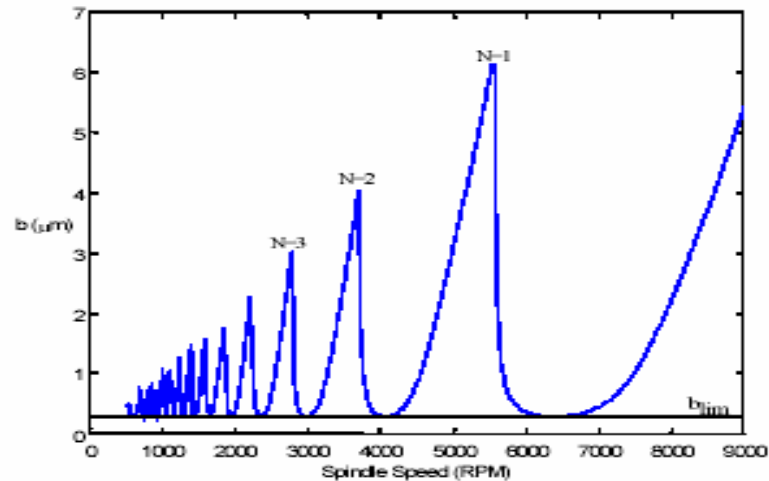


Figure 3.3 : Diagramme de stabilité pour un modèle à 2ddl.

### 3.4. Conclusion

En se basant sur les résultats du modèle analytique du système à deux degrés de liberté, nous constatons que le mouvement suivant la direction  $y$  n'a aucun effet sur la limite de stabilité dans la coupe orthogonal. Cependant, ce modèle a des limites, qui sont dues aux simplifications faites pour arriver à un système maniable. Il est possible que ces simplifications aient pu affecter les résultats.

En outre, cette technique peut seulement prévoir la limite du brochage, elle ne peut rien dire au sujet du comportement d'instabilité. Pour examiner ce comportement après le brochage, il est souhaitable d'utiliser un modèle complet qui peut satisfaire la nature non-linéaire du système. Il serait très difficile d'étudier un tel modèle analytiquement. Par contre, nous avons amélioré un modèle numérique du processus (voir chapitre 4).

## **CHAPITRE 4**

### **MODELE NUMERIQUE DE LA COUPE**

#### 4.1. Introduction

Pour mieux comprendre le modèle de la coupe à deux degrés de liberté, nous nous proposons de présenter un code de simulation numérique du processus qui existe déjà (voir appendice C) [32]; il est écrit en langage C<sup>++</sup>. Après avoir apporté quelques modifications et ajouter un sous programme tenant compte de la rugosité, nous avons utilisé ce code pour simuler les différents processus de coupe en tournage et pour surmonter certaines contraintes rencontrées dans le modèle analytique en réduisant le vrai système à l'aide d'une approximation linéaire.

#### 4.2. Les caractéristiques du modèle numérique

- Ce code source simule le comportement dynamique du système usinant POM.
- Il est opérationnel pour simuler le système usinant en un et deux degrés de liberté.
- Le programme calcule l'épaisseur de coupe en chaque incrément de temps par une comparaison entre la position actuelle et la position précédente du bec de l'outil de coupe.
- La simulation prévoit la réponse temporelle du système usinant POM décrit par le modèle mathématique suivant les axes X et Y (équations 3.1, 3.2 et 3.3).
- Vu que la variation du retard dans le système à deux degrés de liberté rend l'étude des équations du mouvement difficile, le programme de simulation calcule la réponse temporelle de ce système en introduisant une longueur d'arc de cercle dans le modèle au lieu de la période retard  $\tau$  (voir les explications dans le chapitre 3).
- Dans le schéma d'intégration, le programme de simulation utilise une méthode adaptée de Runge-Kutta RK45. Le calcul d'état du système (déplacement et vitesse de l'outil de coupe) se fait en une série d'incrément de temps discrets, sachant que l'état du système

en chaque incrément de temps est basé sur l'état du système pendant l'incrément de temps précédent.

- Le programme optimise automatiquement la taille de chaque incrément de temps. Par conséquent, la réponse temporelle du système est obtenue en peu de temps comparativement au cas où la taille de l'incrément de temps est fixée d'avance. Ceci implique un temps d'exécution court.
- La position relative de l'outil par rapport à la pièce est stockée pour chaque incrément de temps. A la fin de l'exécution, le programme affiche les résultats (temps, position, vitesse, accélération de l'outil de coupe et épaisseur du copeau) dans un fichier de résultats.
- Quand on veut lancer une application de simulation de n'importe quel processus de coupe, un fichier de configuration par défaut vient s'afficher sur l'écran (voir appendice B). Ce fichier permet à l'utilisateur de changer les paramètres selon les conditions de coupe voulues au lieu de le faire dans le code source.
- On trouve sur le fichier de configuration la rigidité, la masse effective et le coefficient d'amortissement dans les directions X et Y. On peut également changer les paramètres de la pièce tels que le diamètre, la vitesse de rotation de la pièce et la pression spécifique de coupe ainsi que l'avance en m/tr.
- Le programme est opérationnel pour un certain nombre de modes. C'est le fichier de configuration qui nous permet de sélectionner le mode désiré. Le premier mode désigne une simulation dans le domaine temporel. Avec ce mode, le programme simule le comportement dynamique du système usinant pour une durée désirée de temps sous les conditions spécifiées dans le fichier de configuration. L'exécution du programme s'effectuera jusqu'à atteindre le nombre maximum d'incrément de temps sélectionné dans le fichier.
- En plus de la simulation des processus d'usinage conventionnels, on peut simuler l'usinage à vitesse variable de la broche.

- Le plus intéressant dans la performance de ce programme est que la simulation génère des diagrammes de stabilité permettant l'examen des oscillations dans le système simulé à différentes vitesses de rotation de la broche et pour différentes largeurs de coupe.

Le programme détermine la croissance et la décroissance des oscillations pour un nombre spécifié de rotations de la pièce.

Pour produire un diagramme de stabilité complet, le programme commence par examiner la stabilité du système en deux largeurs de coupe spécifiées dans le fichier setup. S'il trouve que la limite supérieure est instable et la limite inférieure est stable, il vérifie la stabilité à l'intérieur de ces limites. Ensuite il vérifie la limite de stabilité par la méthode de bisection. Si, par exemple, il la trouve entre la limite supérieure et le milieu, il répète cette opération jusqu'à l'encadrement de cette limite avec la tolérance spécifiée.

Cette opération est répétée pour chaque vitesse de broche. C'est ainsi qu'on construit le diagramme de stabilité.

- En plus de ce qu'on vient de citer, le programme peut prédire la rugosité de la surface usinée (voir appendice D).

#### 4.3. Résultats de la simulation numérique

La simulation est prévue pour prédire le comportement dynamique du système usinant de différents systèmes avec différents paramètres.

Ces systèmes sont soit à deux degrés de liberté soit à un degré de liberté avec des propriétés différentes suivant les directions x et y. Comme résultat, on trouve quelques processus de coupe stables et d'autres instables.

#### 4.3.1. La simulation d'un processus de coupe stable

On veut prédire le comportement dynamique du processus de coupe dont les caractéristiques sont les suivantes :

Tableau 4.1 : Caractéristiques d'un processus de coupe stable.

La rigidité suivant x [MN/m]	5.5
Le rapport d'amortissement suivant x	2.16%
La rigidité suivant y [MN/m]	3.3
Le rapport d'amortissement suivant y	1.3%
Le diamètre de la pièce [m]	0.050
La vitesse de la pièce [tr/min]	600
La vitesse d'avance de l'outil [m/tr]	0.00001
La largeur de coupe [m]	0.0005
La pression spécifique de coupe [GN/m <sup>2</sup> ]	1.0
L'angle de la force de coupe [°]	20
La fréquence naturelle suivant y [Hz]	332

En se basant sur les propriétés données ci-dessus, il est prévu d'avoir un déplacement statique de l'outil dans les deux directions (x et y) :

Suivant la direction x :

$$K_s b t_0 \sin \theta / k_x = \frac{1 * 10^9 * 0.0005 * 0.00001 * \sin(20^0)}{5.5 * 10^6} = 3.11 * 10^{-7} m \quad (4.1)$$

Suivant la direction y :

$$K_s b t_0 \cos \theta / k_y = \frac{1 * 10^9 * 0.0005 * 0.00001 * \cos(20^0)}{3.3 * 10^6} = 1.42 * 10^{-6} m \quad (4.2)$$

Ces prédictions sont confirmées par les résultats de la simulation (voir figures 4.1 et 4.2). On peut voir que l'outil au premier contact avec la pièce va atteindre la valeur prévue



et, rapidement, l'épaisseur du copeau approche la valeur de la largeur de coupe spécifiée (voir figure 4.6).

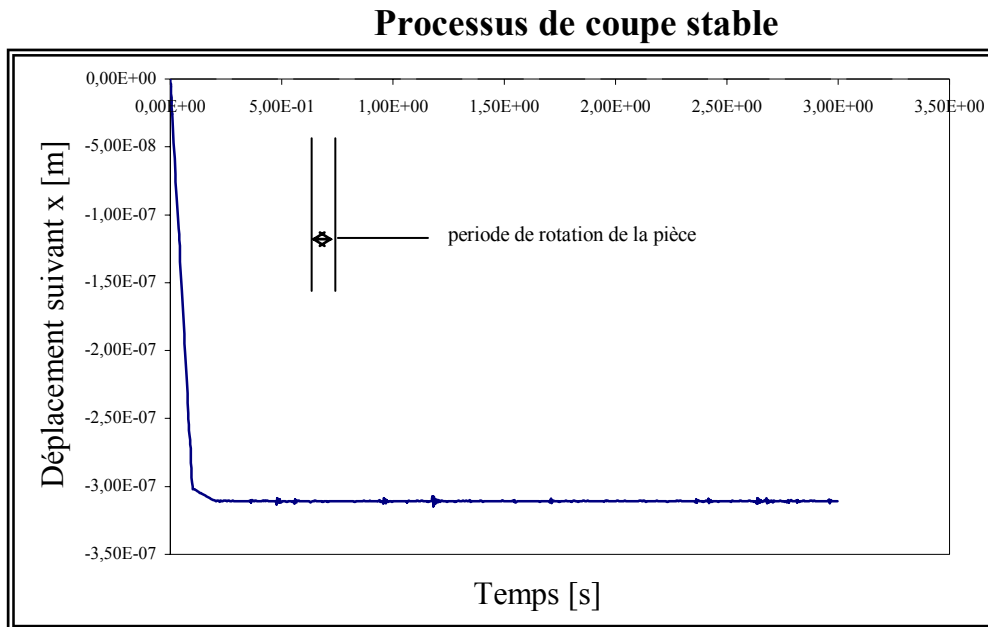


Figure 4.1 : Déplacement suivant x d'un processus de coupe stable.

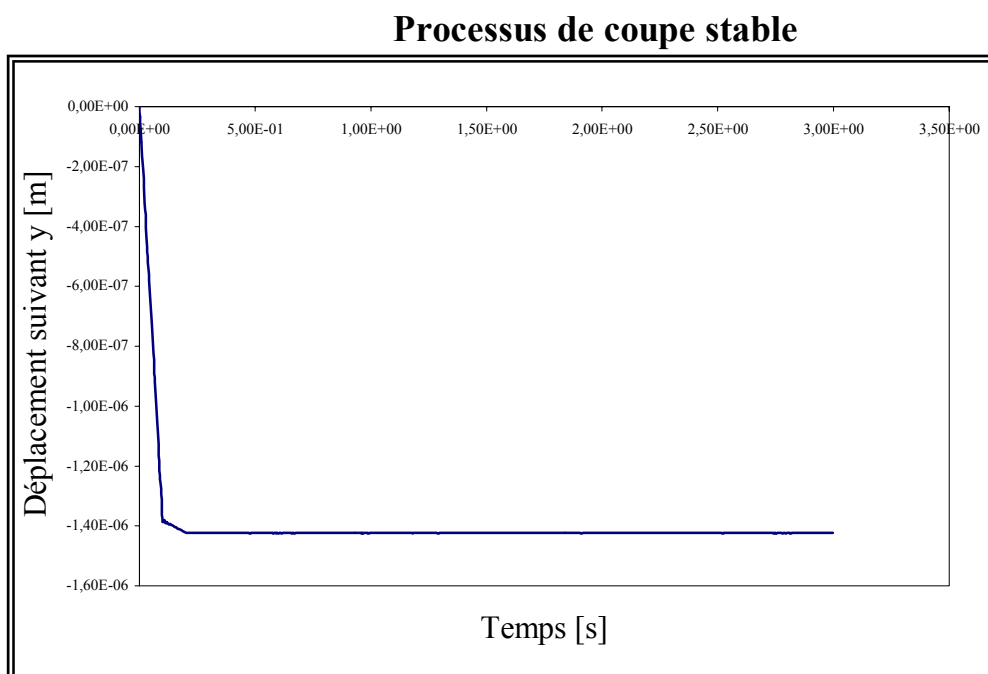


Figure 4.2 : Déplacement suivant y d'un processus de coupe stable.

### Processus de coupe stable

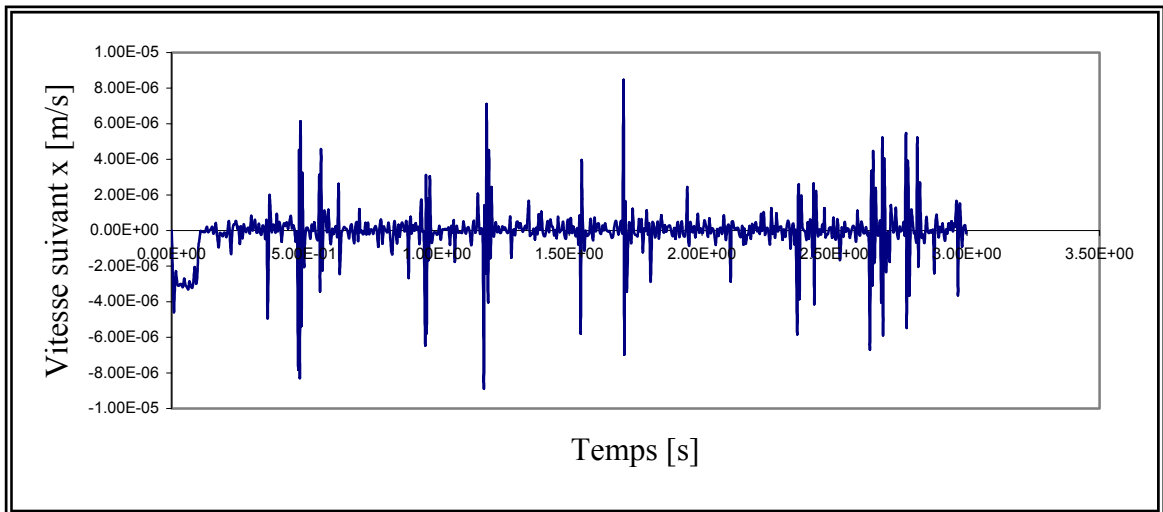


Figure 4.3 : Vitesse suivant x d'un processus de coupe stable.

### Processus de coupe stable

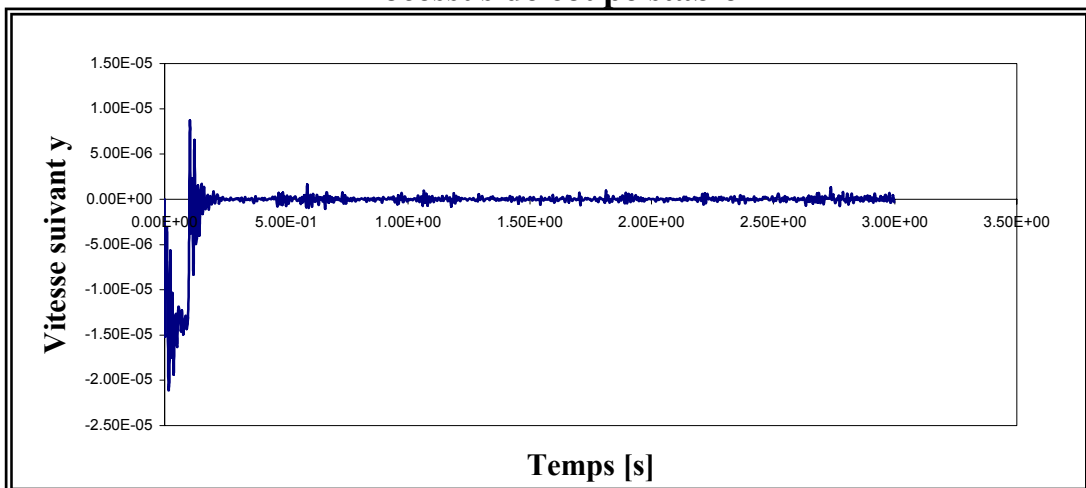


Figure 4.4 : Vitesse suivant y d'un processus de coupe stable.

### Processus de coupe stable

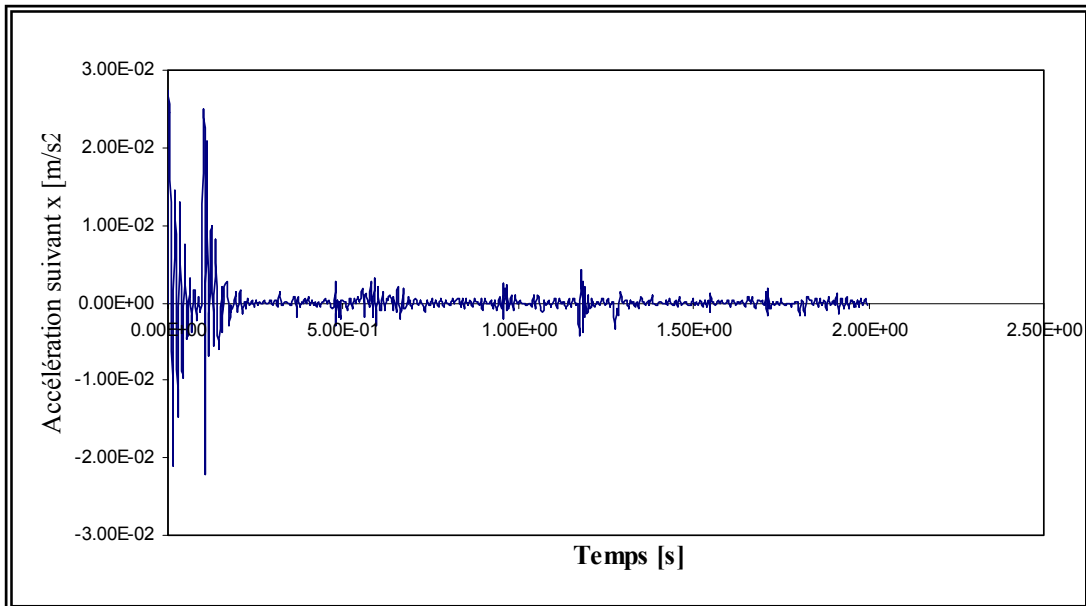


Figure 4.5 : Accélération suivant  $x$  d'un processus de coupe stable.

### Processus de coupe stable

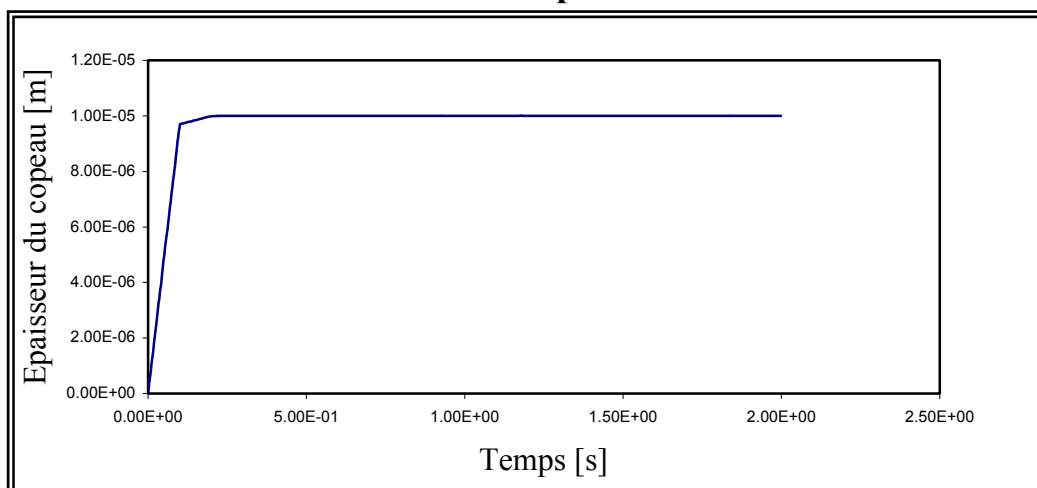


Figure 4.6 : Epaisseur du copeau d'un processus de coupe stable.

### Processus de coupe stable

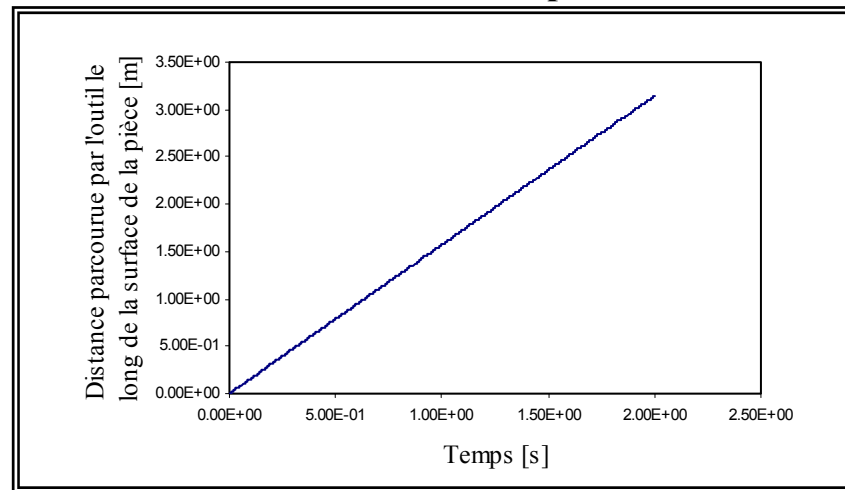


Figure 4.7 : Distance parcourue par la pointe de l'outil de coupe  
Le long de la surface de la pièce.

### Processus de coupe stable

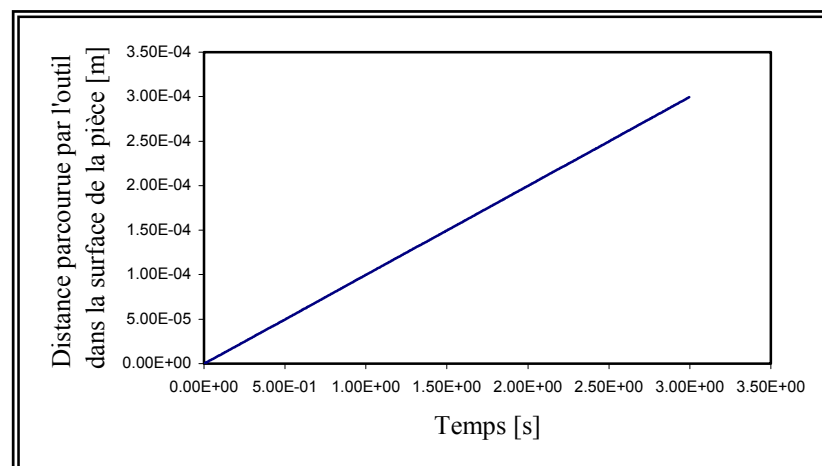


Figure 4.8 : Distance parcourue par la pointe de l'outil dans la matière.

### 4.3.2. Génération du diagramme de stabilité

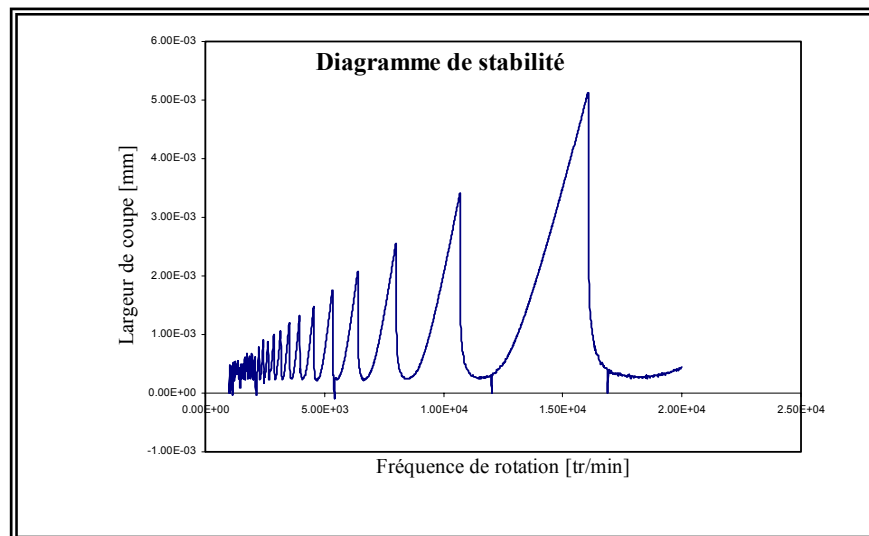


Figure 4.9 : Diagramme de stabilité.

### Processus de coupe stable

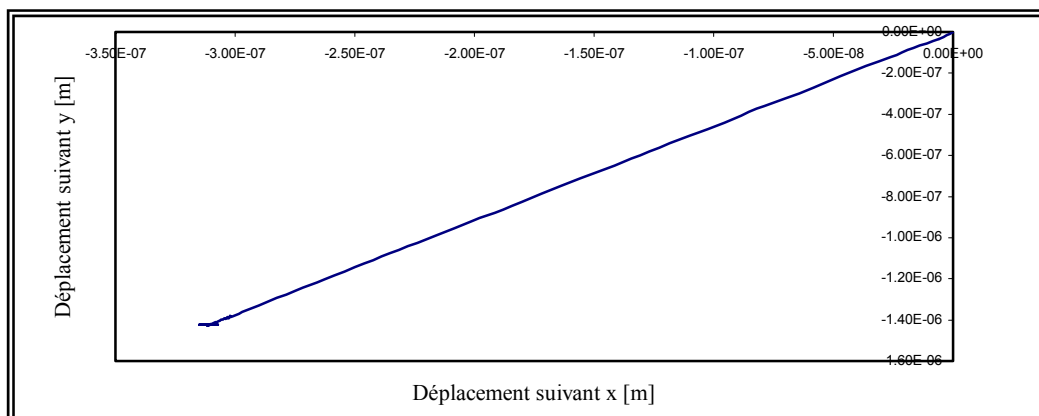


Figure 4.10 : Déplacement du bec de l'outil .

### 4.3.3. Simulation d'un processus de coupe instable

Pour ce type de processus de coupe, on peut prendre les paramètres ci-dessous :

- La rigidité suivant x et y est la même c'est-à-dire : 3.3 [MN/m].
- L'amortissement suivant l'axe des x : 0.9% et suivant l'axe des y : 0.13%.
- $K_s = 1.6$  [GN/m<sup>2</sup>]

Les résultats de ce processus de coupe montrent que les amplitudes des oscillations croissent quand l'outil de coupe quitte la matière produisant une coupe interrompue. On peut voir sur les figures ci-dessous des réponses du système qu'au début l'outil de coupe est continuellement en contact avec la pièce, mais après on remarque que le niveau d'oscillation croît pour chaque rotation de la pièce.

#### Processus de coupe instable

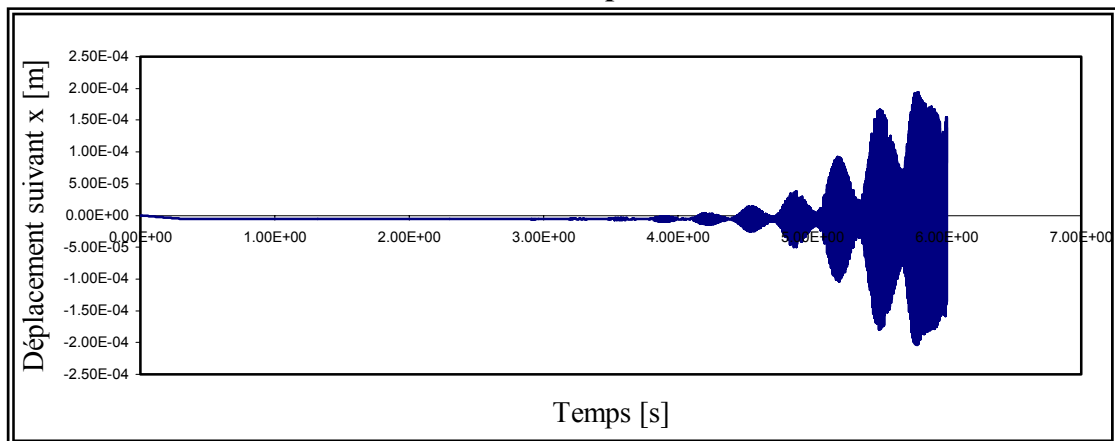


Figure 4.11 : Déplacement suivant x d'un processus de coupe instable.

#### Processus de coupe instable

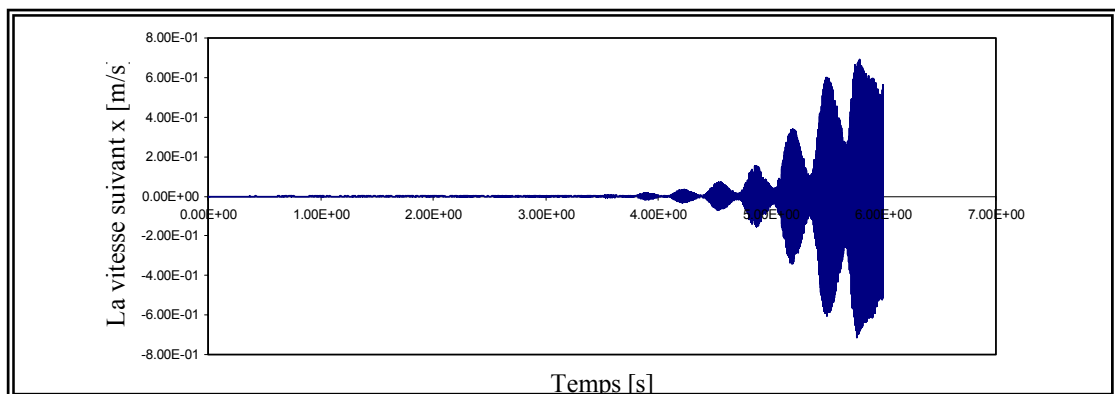


Figure 4.12 : La vitesse suivant x d'un processus de coupe instable.

### Processus de coupe instable

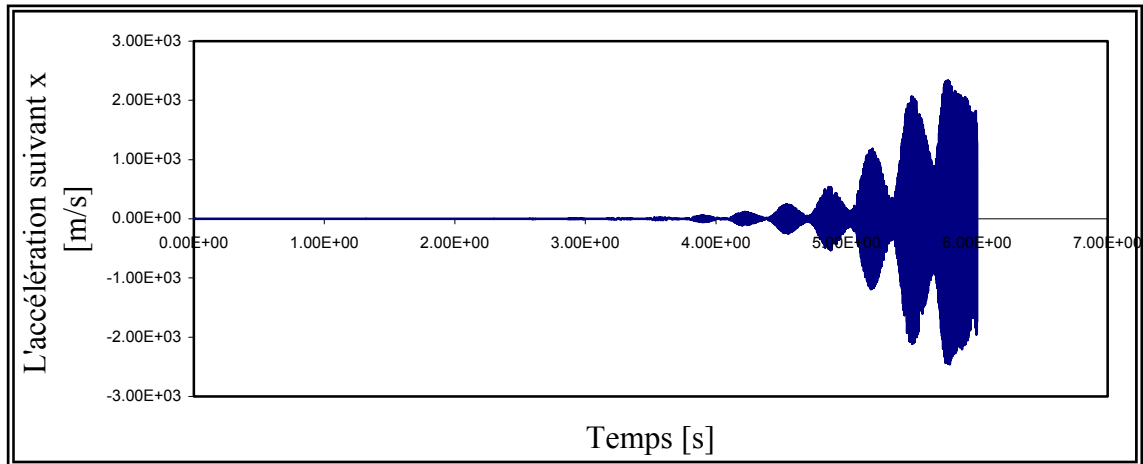


Figure 4.13 : L'accélération suivant x d'un processus de coupe instable.

### Processus de coupe instable

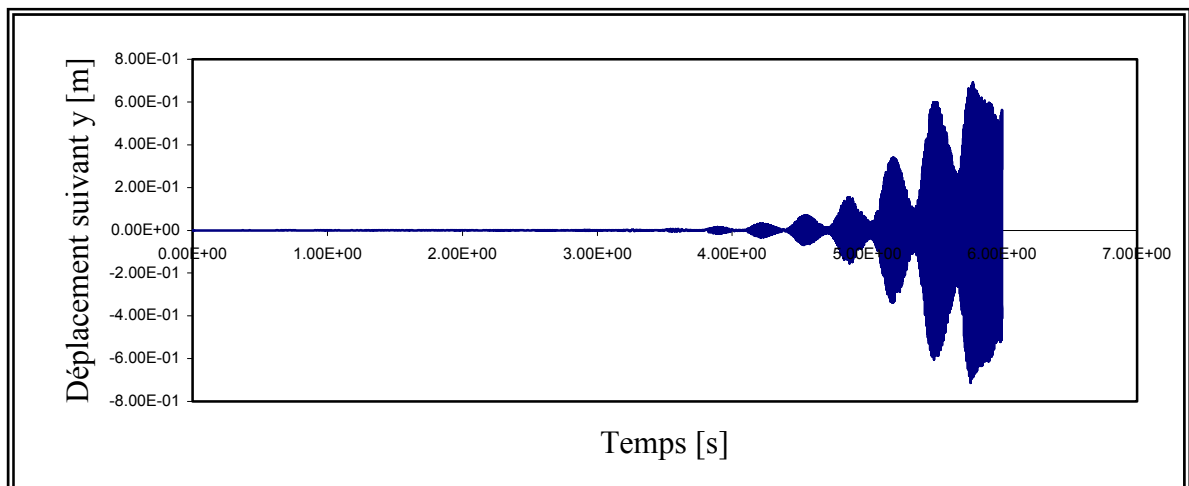


Figure 4.14 : Le Déplacement suivant y d'un processus de coupe instable.

### Processus de coupe instable

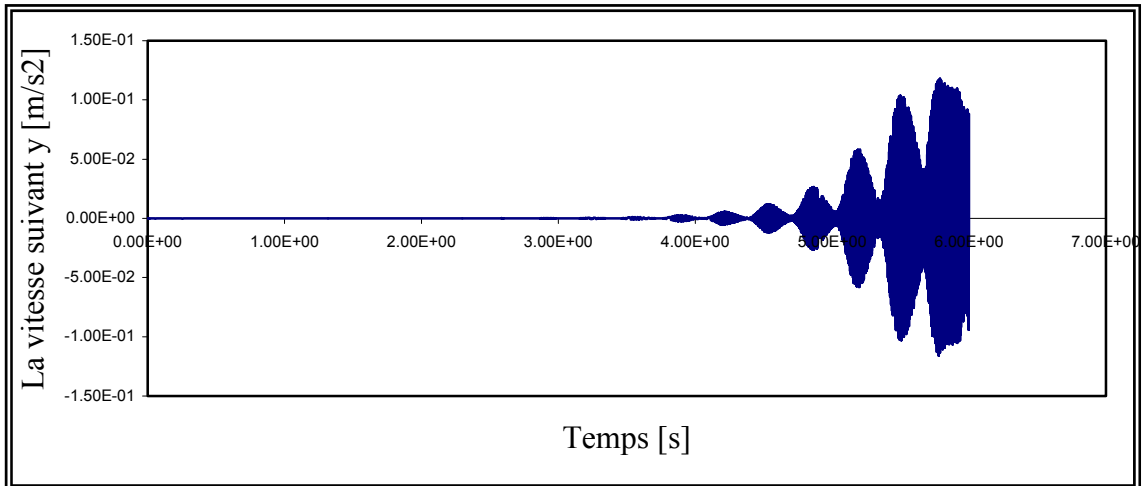


Figure 4.15 : La vitesse suivant  $y$  d'un processus de coupe instable.

### Processus de coupe instable

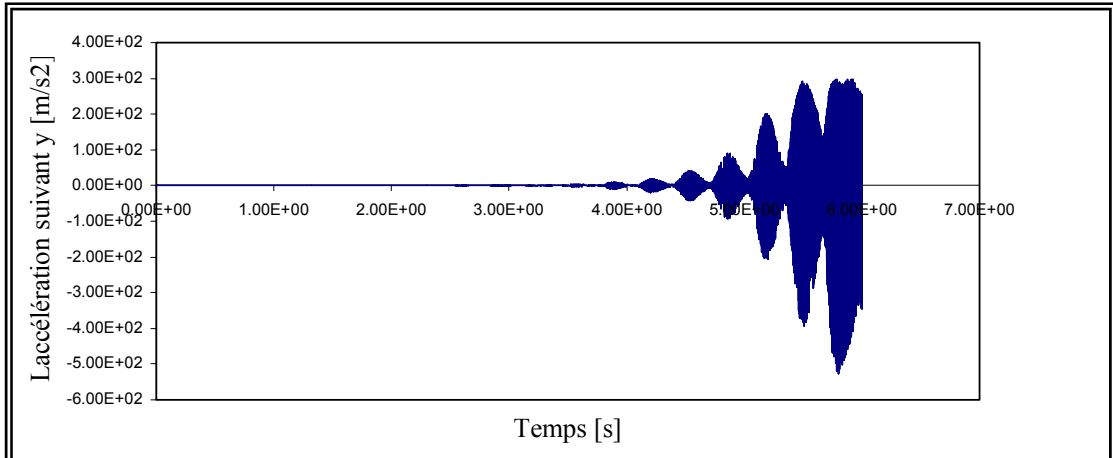


Figure 4.16 : L'accélération suivant  $y$  d'un processus de coupe instable.



### Processus de coupe instable

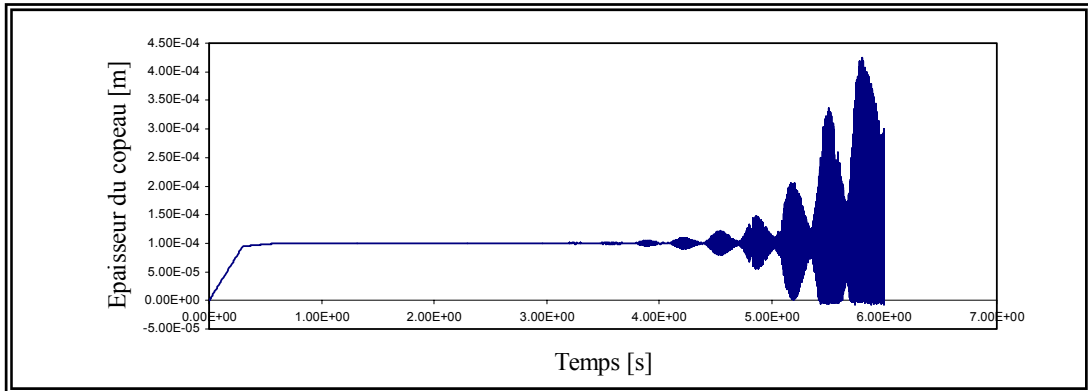


Figure 4.17 : Epaisseur du copeau d'un processus de coupe instable.

### processus de coupe instable

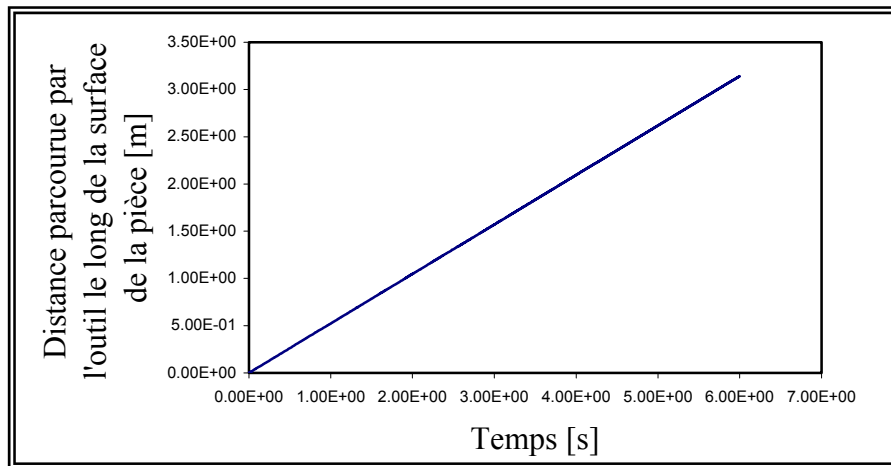


Figure 4.18 : Distance parcourue par la pointe de l'outil de coupe le long de la surface de la pièce d'un processus de coupe instable.

### Processus de coupe instable

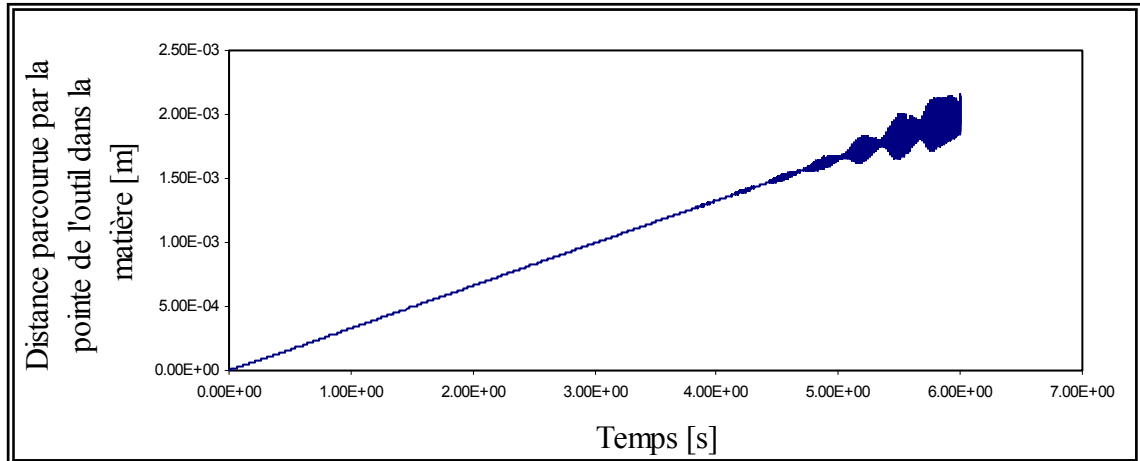


Figure 4.19 : La distance parcourue par la pointe de l'outil dans la matière.

### Processus de coupe instable

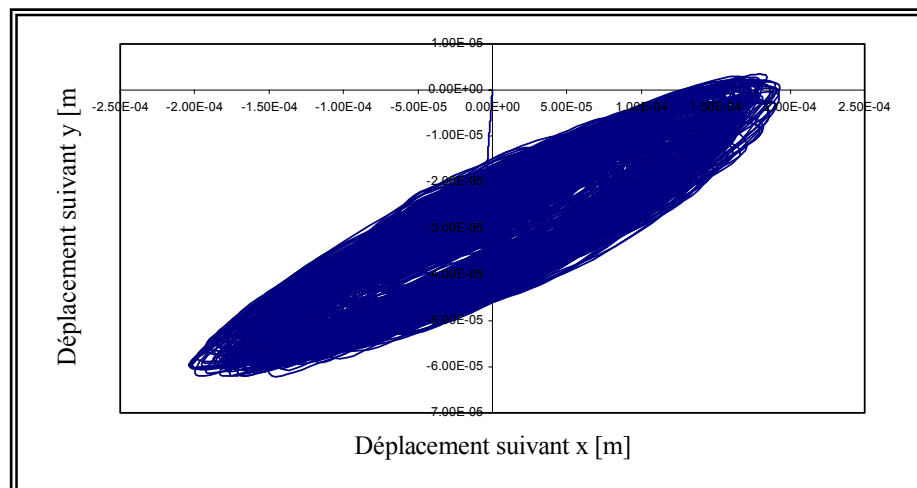


Figure 4.20 : Les déplacements de la pointe de l'outil suivant x et y d'un processus de coupe instable.

#### 4.3.4. Simulation d'un processus de coupe instable non interrompu

Les oscillations du système instable précédent croissent quand l'outil de coupe commence à quitter la pièce. Dans certains systèmes instables, on constate que l'oscillation atteint un certain niveau sans que l'outil quitte la pièce.

Ce phénomène a été constaté dans des systèmes ayant les mêmes paramètres suivant les deux directions (x et y).

Prenant l'exemple d'un système dont la coupe est instable non interrompue avec les paramètres suivants :

La rigidité suivant x et suivant y : 5.0 [MN/ m]

Le coefficient d'amortissement suivant x et suivant y : 1.7%

La pression spécifique de coupe : 1.0 [GN/m<sup>2</sup>]

Le diamètre de la pièce : 0.035 [m]

La vitesse de rotation : 400(tr/min)

La profondeur de coupe : 0.0001 [m]

La largeur de coupe : 0.0007 [m]

L'angle de la coupe : 20°

#### Processus de coupe instable non interrompu

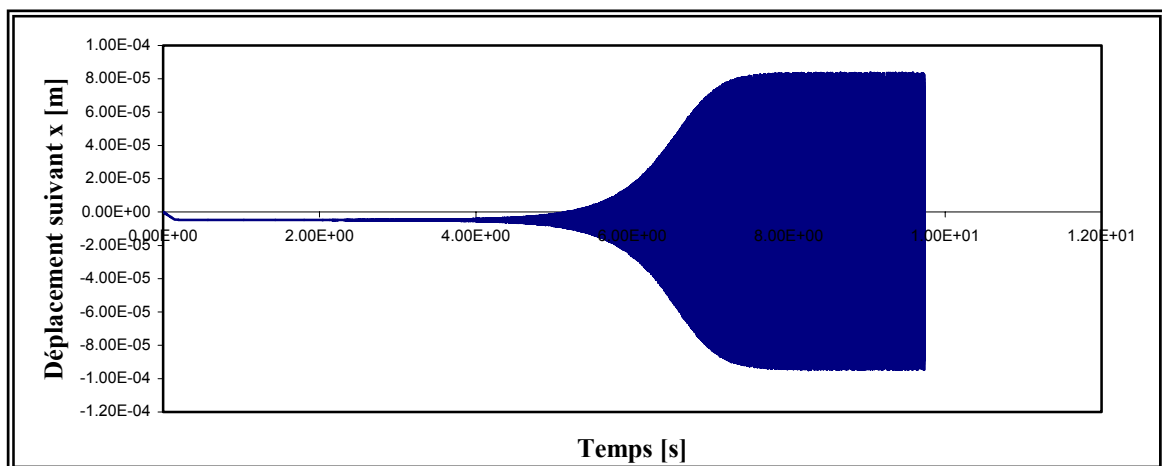


Figure 4.21 : Déplacement suivant x d'un processus de coupe instable non interrompu.

### processus de coupe instable non interrompu

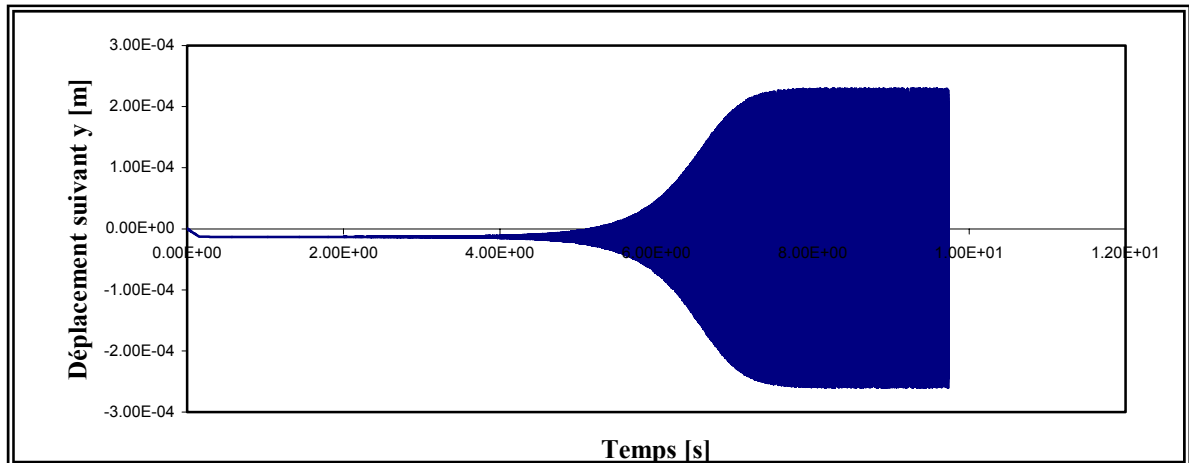


Figure 4.22 : Déplacement suivant y d'un processus de coupe instable non interrompu.

### Processus de coupe instable non interrompu

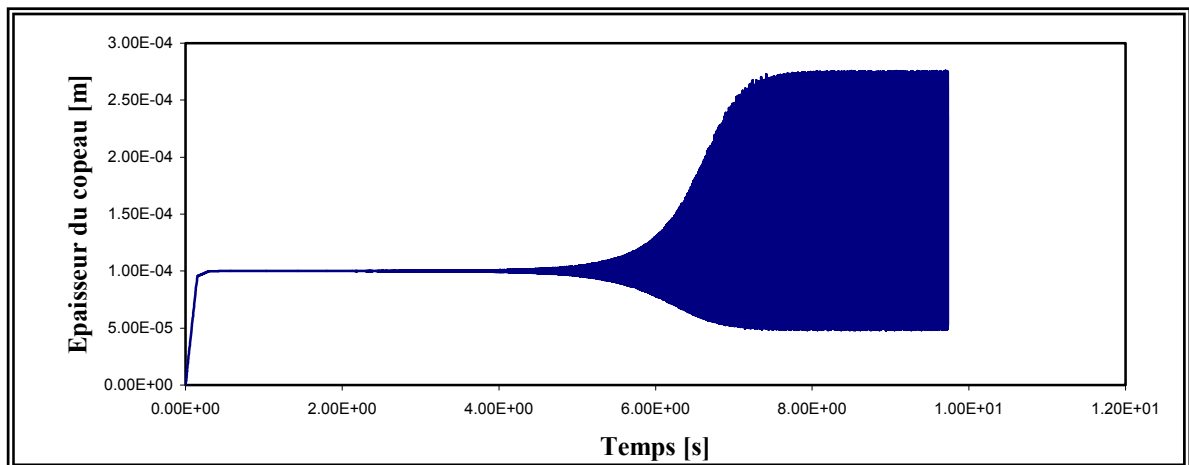


Figure 4.23 : Epaisseur du copeau d'un processus de coupe instable non interrompu.

### Processus de coupe instable non interrompu

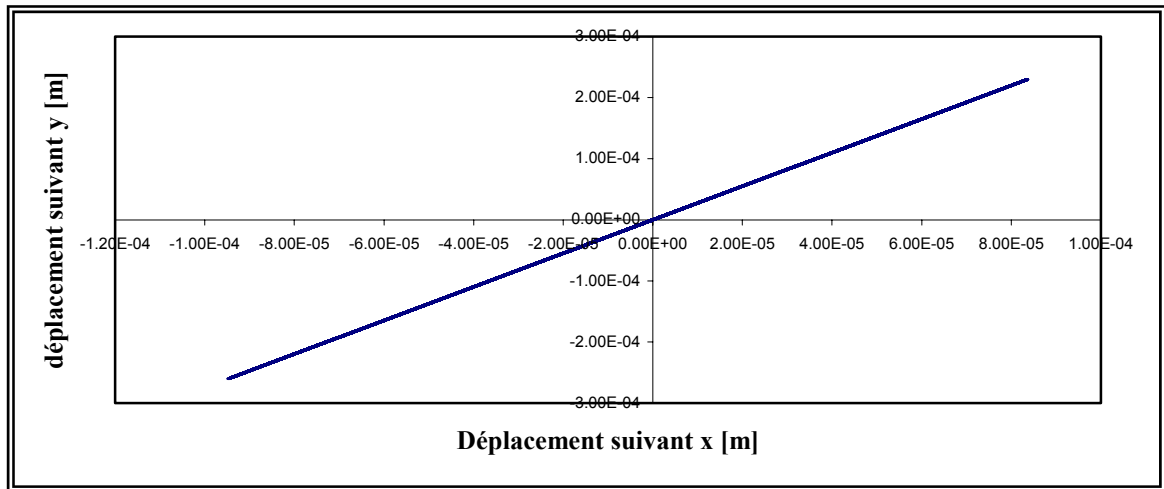


Figure 4.24: Déplacement du bec d'outil d'un processus de coupe instable non interrompu.

Après avoir effectué un certain nombre de simulations, il a fallu vérifier la précision des résultats obtenus. Dans cette optique, nous avons utilisé un appareil de mesure, de contrôle et de comparaison : le PJ 300H. Ce dernier est employé dans les laboratoires de métrologie pour le contrôle des pièces mécaniques par la projection de leurs contours par agrandissement.

Le but de l'utilisation de cet appareil est de mesurer l'épaisseur des copeaux engendrés par l'opération d'usinage sur le tour et de comparer le comportement dynamique du vrai système POM avec celui de la simulation en prenant les mêmes paramètres de coupe. En général, les résultats de la simulation concordent avec ceux de l'expérimentation.

#### 4.4. Conclusion

On peut dire que le code de simulation présenté dans ce chapitre est un outil performant et fiable. C'est un moyen efficace pour simuler le comportement dynamique du système usinant POM des différents processus de coupe sur le tour.

On peut aussi l'utiliser pour construire et tracer les abaques pour les opérations d'usinage en tournage.

Le code de simulation présenté ici a beaucoup d'avantages mais il ne donne pas des informations sur l'état de surface engendrée par la coupe.

## **CHAPITRE 5**

### **EXPERIMENTATION ET DISCUSSION DES RESULTATS**

#### 5.1. Introduction

Nous présentons ici les expérimentations conduites dans le cadre de cette thèse afin de valider certaines hypothèses faites dans notre analyse de la dynamique des procédés de coupe. Ces expérimentations ont été réalisées avec l'aide d'une équipe du laboratoire d'instrumentation de la direction de maintenance SONATRACH, LAGHOUAT. Pour la détection des vibrations du broutage, on a utilisé comme instrument le MOVIOLOG fft2 (voir fig. 5.3).

#### 5.2. Détermination des valeurs critiques des paramètres de coupe

##### 5.2.1. La vitesse de coupe

Afin de vérifier le bien fondé des considérations précédentes, il nous a paru intéressant de déterminer l'évolution de la variation de l'amplitude de vibration en fonction de la vitesse de coupe.

Les essais effectués dans ce sens sont longs et difficiles à mener parce qu'ils nécessitent plusieurs tests avec des vitesses de coupe différentes sur des surfaces différentes. Dans ce cas, l'influence de plusieurs autres phénomènes rentre en jeu, tels que l'usure de l'outil, le changement de la surface, la non répétitivité des essais etc.... Ceci conduit à des résultats dispersés qui ne permettent pas d'appréhender les limites du phénomène de broutage ainsi que son évolution. Afin de remédier à cet inconvénient, nous nous sommes fixé comme objectif, de mettre au point et d'expérimenter une méthode de mesure qui peut nous fournir une variation continue de la vitesse de coupe [30 et 33].

Les expériences que nous avons entreprises consistent à dresser un disque plein à l'aide d'un outil volontairement en porte-à-faux afin de favoriser l'apparition du phénomène de broutage. Le dressage de la surface se fait du centre vers l'extérieur du disque. La vitesse de rotation étant constante, la vitesse de coupe va augmenter de façon

continue selon la relation  $V_c = r\Omega$ . Où  $r$  représente le rayon du disque et  $\Omega$  sa vitesse angulaire. Les autres paramètres de coupe sont tenus constants pour chaque essai.

- Epreuve d'essai et conditions de coupe

- ❖ Épreuve d'essai N°1

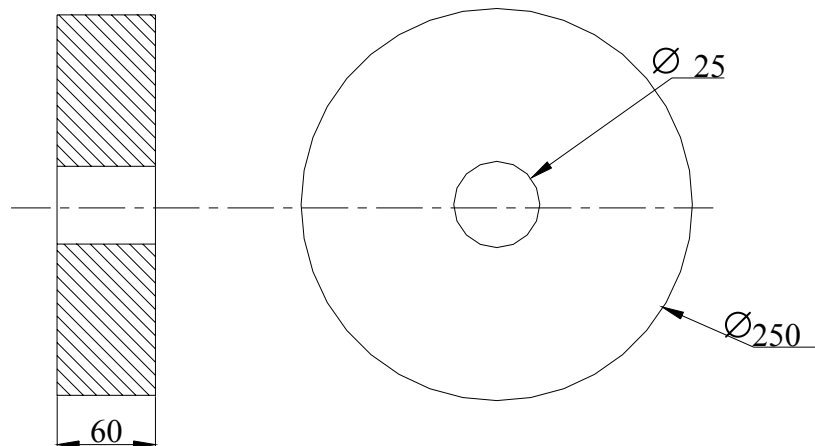


Figure 5.1 : Epreuve d'essai N°1.

Une série d'expériences a été entreprise sur une pièce cylindrique de 250 mm de diamètre extérieur, de 25 mm de diamètre intérieur et de 60 mm d'épaisseur. La pièce est en acier XC 38 (voir Figure 5.1).

- ❖ Conditions de coupe

Vitesse de rotation de la pièce :  $n = 500$  tr/min

Avance transversale de l'outil :  $f = 0.2$  mm/tr

Profondeur de passe :  $a_p = 0.2$  mm

- ❖ Caractéristiques de l'outil (la partie active est en carbure métallique).

Porte-à-faux de l'outil :  $l_0 = 250$  mm

Module d'élasticité de l'acier :  $E = 21000$  daN/mm<sup>2</sup>

Masse volumique de l'acier :  $\rho = 7.8$  Kg/dm<sup>3</sup>

### 5.2.2 La largeur de coupe

Une autre série d'expériences a été entreprise pour déterminer la largeur de coupe critique sur une pièce ayant une conicité de 1 :20, de 50 mm (diamètre minimal) et de 70 mm de longueur. La pièce est aussi en acier XC38 (voir Figure 5.2).

- Conditions de coupe et éprouvette d'essai
- ❖ Éprouvette d'essai N°2

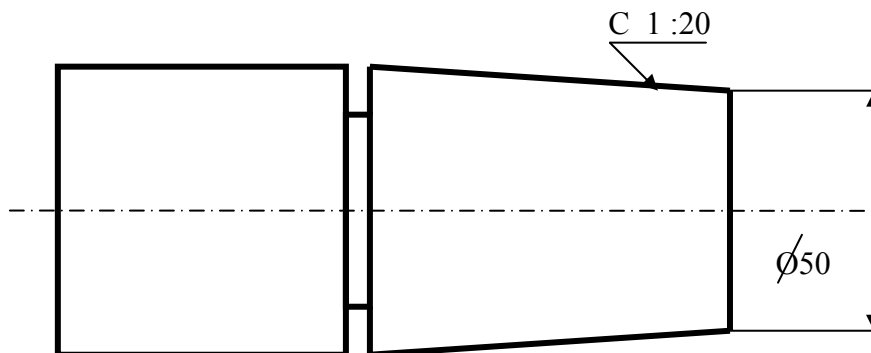


Figure 5.2 : Éprouvette d'essai N° 2.

- ❖ Conditions de coupe

Vitesse de rotation de la pièce :  $n = 500$  tr/min

Avance transversale de l'outil :  $f = 0.2$  mm/tr

Profondeur de passe : de 0 jusqu'à  $b_{ccr}$  (varie en fonction de vitesse d'avance jusqu'à atteindre la largeur de coupe critique).

- ❖ Caractéristiques de l'outil :

Porte-à-faux de l'outil :  $l_0 = 250$  mm

Module d'élasticité de l'acier :  $E = 21000$  daN/mm<sup>2</sup>

Masse volumique de l'acier :  $\rho = 7.8$  Kg/dm<sup>3</sup>



### 5.2.3. Banc d'essai

Le banc d'essai et les équipements de mesure et d'acquisition sont représentés sur les photos ci-dessous :



Photo N°1



Photo N°2

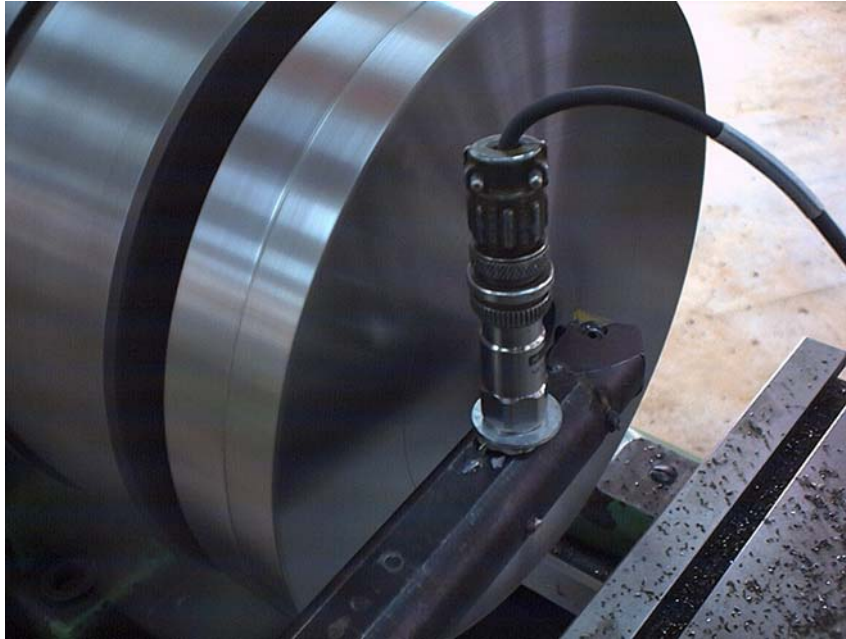


Photo N°3

Figure 5.3 : Banc des essais et équipements de mesure et d'acquisition.

### 5.3. Calcul de la fréquence naturelle théorique

L'outil supposé comme étant une poutre encastrée à une extrémité dans le porte-outil et libre à l'autre, possède une fréquence naturelle théorique [34, 35]:

Considérons une console chargée à son extrémité (figure 5.4).

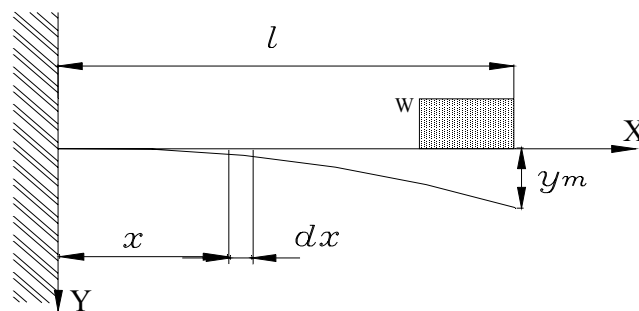


Figure 5.4 : vibration d'une console chargée à son extrémité.

En admettant que durant les vibrations, l'expression de la déformée est équivalente à celle correspondante au cas où le poids  $W$  est appliqué statiquement, on obtient par le raisonnement suivant :

- Énergie cinétique du poids de la poutre console seule :

$$T_{\max} = \int_0^l \frac{1}{2} \frac{w}{g} \left( \dot{y}_{\max} \frac{3x^2l - x^3}{2l^3} \right)^2 dx = \frac{33}{140} wl \frac{\dot{y}_{\max}^2}{2g} \quad (5.1)$$

$w$  : le poids par unité de longueur.

- Équation d'énergie du système poutre + poids  $W$  :

$$\frac{\dot{y}_{\max}^2}{2g} \left( W + \frac{33}{140} wl \right) = k \frac{y_{\max}^2}{2} \quad (5.2)$$

Où  $k = \frac{3EI}{l^3}$  désigne la constante de raideur de la poutre encastree.

On remarque également que même dans le cas extrême où  $W=0$  et la masse équivalente

$\frac{33}{140} wl$  est totalement concentrée à l'extrémité de la console, la période de vibration est

égale à :

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{\delta_{st}}{g}} = 2\pi \sqrt{\frac{1}{g} \frac{33}{140} wl \left( \frac{l^3}{3EI} \right)} = \frac{2\pi}{3.567} \sqrt{\frac{wl^4}{EIg}} \quad (5.3)$$

$$\text{Soit : } f_c = \frac{1}{T} \Rightarrow f_c = \frac{3.567}{2\pi l_0^2} \sqrt{\frac{EI}{\rho S}} \quad (5.4)$$

Où  $S$  est la section du corps de l'outil qui vaut 803.84 mm et  $l_0$  est le porte à faux de l'outil est qui vaut 250 mm.

Ce qui nous donne une fréquence naturelle théorique d'environ 368.49 Hz.

Cette valeur est plus grande que celle obtenue par le choc, car le système vibrant n'est pas composé seulement du porte-outil mais aussi du dispositif de la tourelle (voir figure 5.6, figure 5.7, et figure 5.8).

#### 5.4. Résultats expérimentaux et discussion

Comme nous l'avons signalé dans les chapitres précédents, les vibrations de broutage se manifestent souvent à une fréquence proche de la fréquence naturelle de l'outil, ce qui rend cette information très utile.

La fréquence propre du porte-outil est aisément obtenue en exerçant un choc (de façon caractéristique) suivant une direction de  $45^\circ$  sur son extrémité libre (voir figure 5.4). Il faut toutefois remarquer qu'un choc imparfait peut conduire à un spectre trompeur. Une meilleure façon d'effectuer cette mesure consiste à exercer le choc à l'aide d'un capteur.



Photo N°4

Figure 5.5 : Choc sur l'extrémité libre de l'outil.

### 5.4.1. Résultats obtenus par acquisition sur le MOVILOG fft2

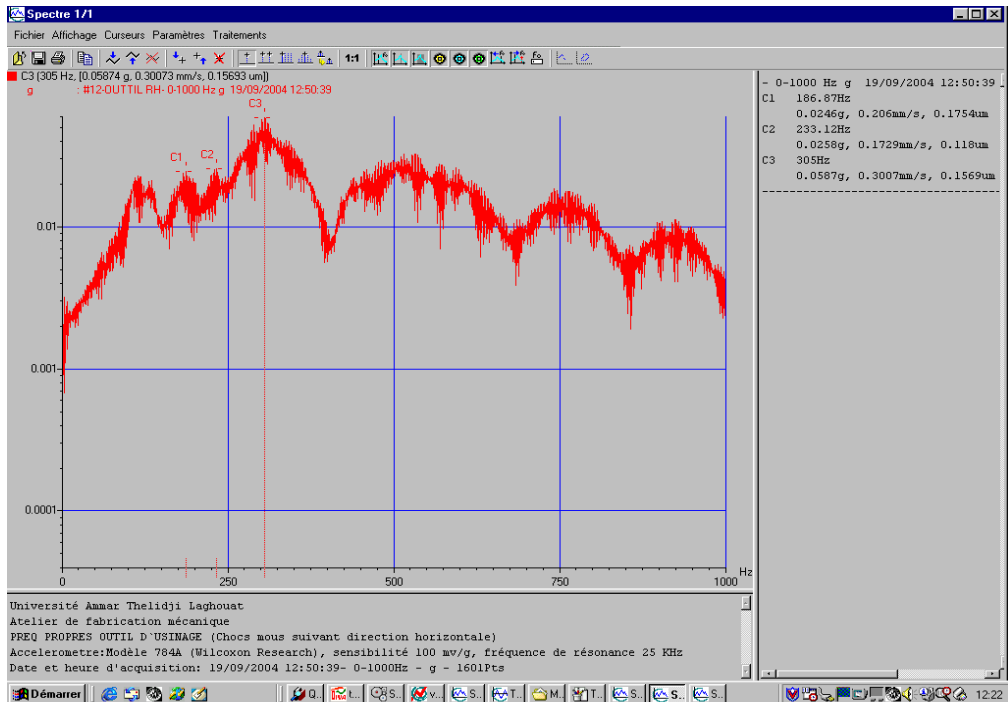


Figure 5.6 : Spectre de la fréquence naturelle obtenu par un choc mou.  
(suivant une direction horizontale)

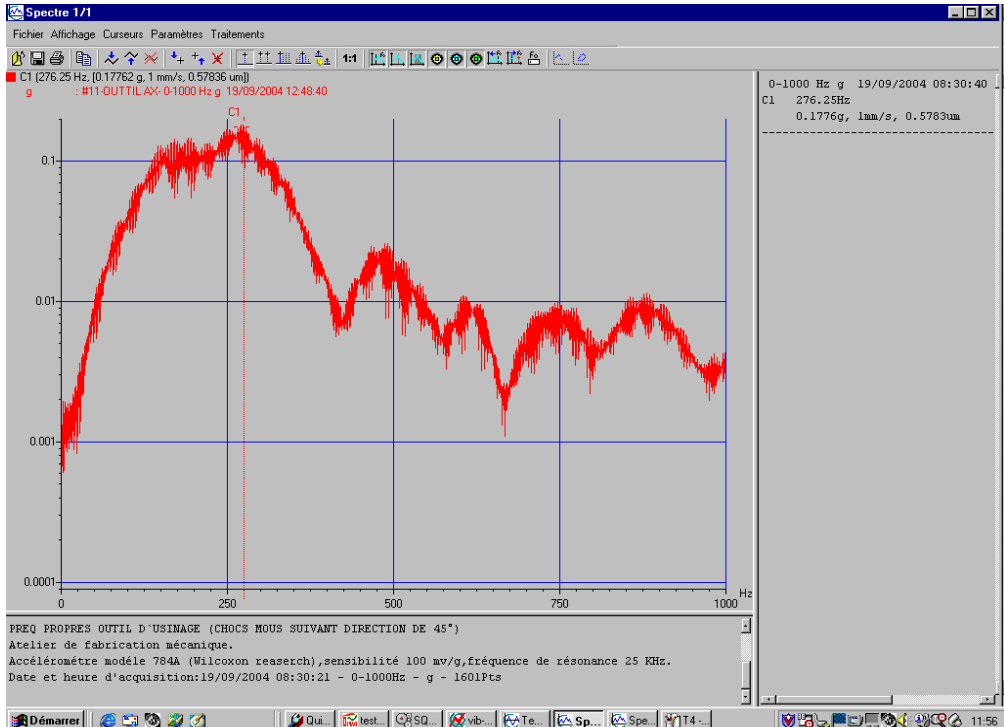


Figure 5.7 : Spectre de la fréquence naturelle obtenu par un choc mou.  
(suivant une direction de 45 )

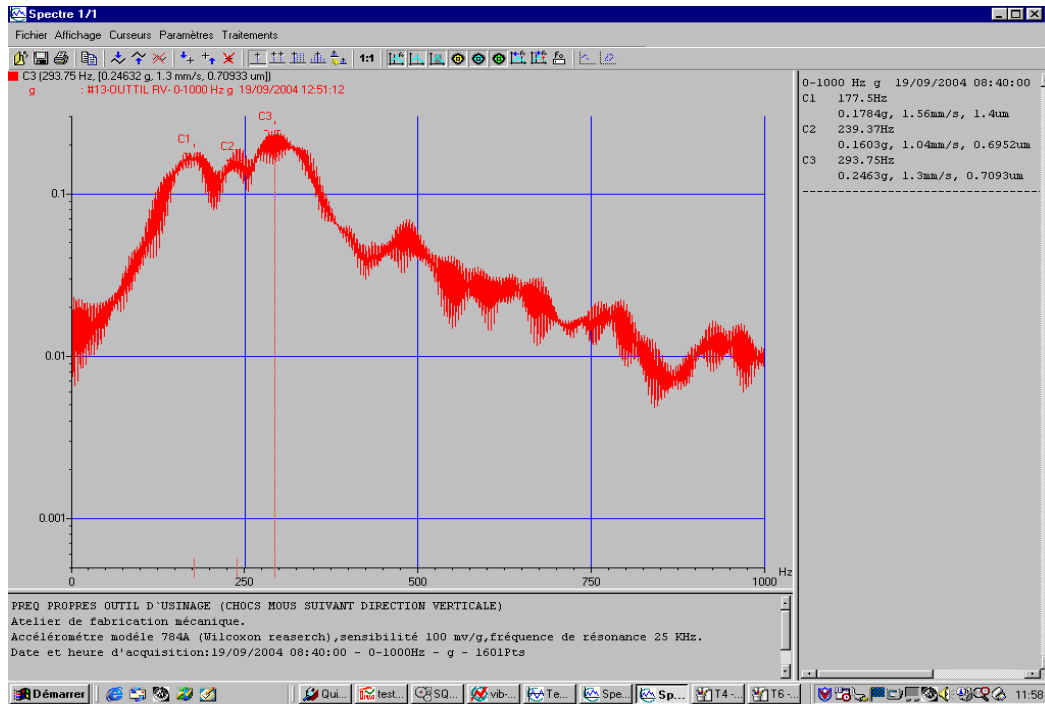


Figure 5.8 : Spectre de la fréquence naturelle obtenu par un choc mou  
(suivant une direction verticale)

La fréquence naturelle des signaux enregistrés suivant une direction de  $45^\circ$  est approximativement de 276.25 Hz.

Après avoir effectué des expérimentations sur l'éprouvette d'essai N°1, on a enregistré des signaux selon une suite de durée d'acquisition (voir figures ci-dessous):

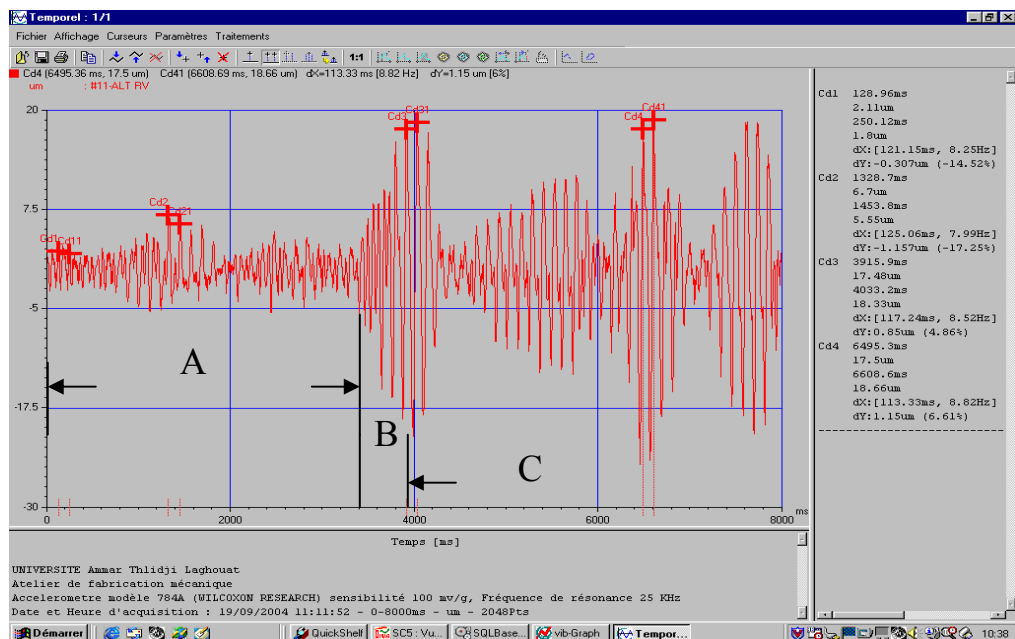


Figure 5.9 : Signal enregistré avec une durée d'acquisition de 8s.

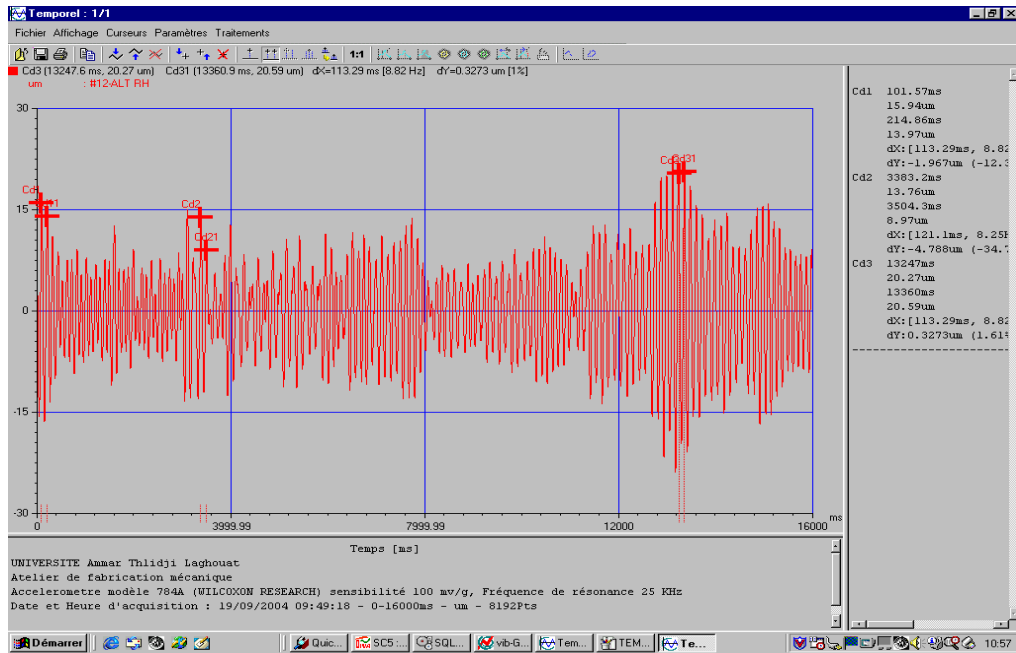


Figure 5.10 : Signal enregistré avec une durée d'acquisition de 16s.

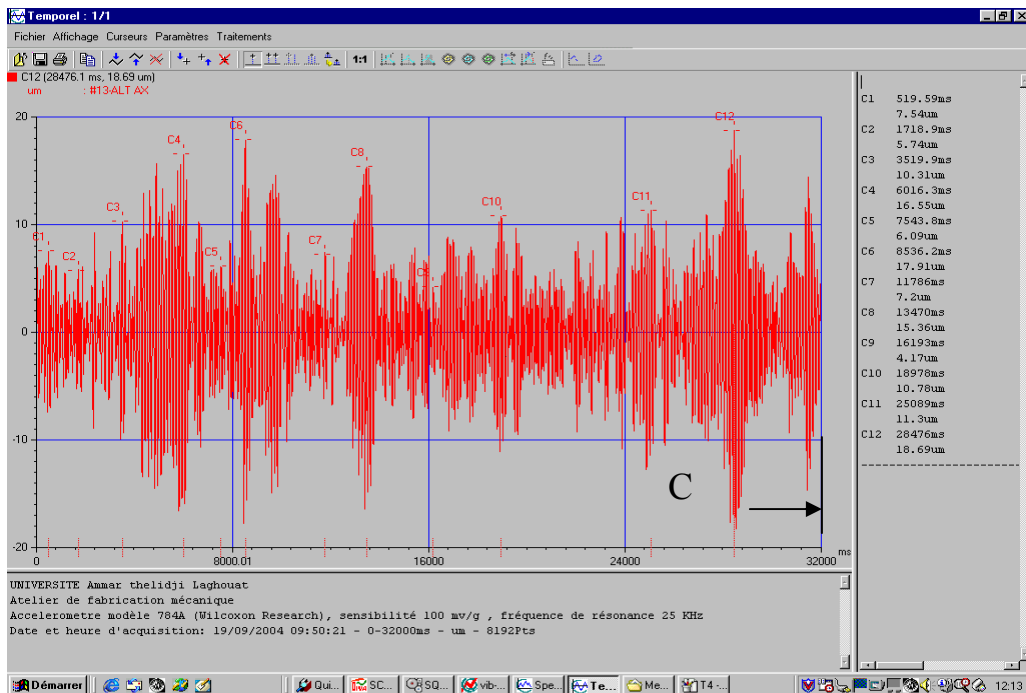


Figure 5.11 : Signal enregistré avec une durée d'acquisition de 32s.

Ceci nous permet d'étudier le comportement dynamique du bec de l'outil à chaque instant de la coupe. On peut donc déterminer instantanément l'amplitude des vibrations en fonction de la vitesse de coupe correspondante de la manière suivante :

Sachant que : l'opération sur tour est une opération de dressage pour l'éprouvette N°1.

La vitesse d'avance transversale de l'outil :  $f = 0.2 \text{ mm/tr}$  ;

La fréquence de rotation de la pièce :  $n = 500$  tr/min ;

Avec la vitesse de coupe :  $V_c = \frac{\pi dn}{1000}$  [m/min] ;

On a comme diamètre instantané :  $d_T = 25 + \frac{2(0.2 * 500)}{60} * t$  [mm]

$t$  : le temps [s].

Les résultats ainsi obtenus sont regroupés dans un tableau, qui est utilisé pour tracer le graphe de la figure 5.12 ci-dessous.

**Erreur ! Des objets ne peuvent pas être créés à partir des codes de champs de mise en forme.**

Figure 5.12 : Influence de la variation de la vitesse de coupe sur l'amplitude de vibration.

Avec les expérimentations effectuées sur l'éprouvette d'essai N°2, nous avons enregistré le signal ci-dessous :

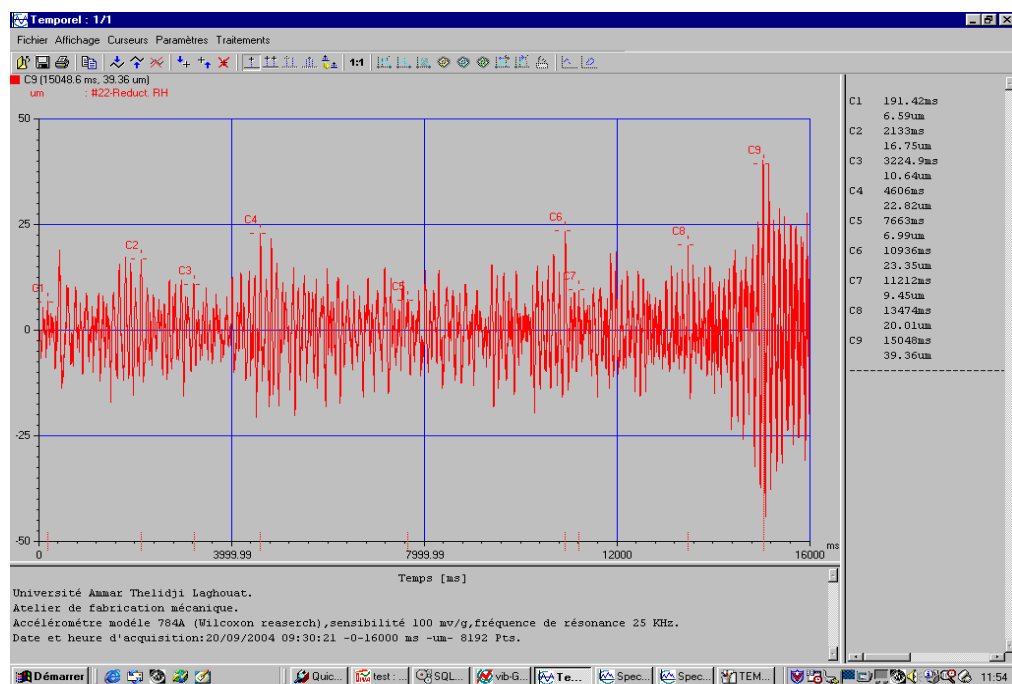




Figure 5.13 : Signal enregistré avec une durée d'acquisition de 16s.

On procède de la même façon pour l'éprouvette d'essai N°2, mais cette fois on détermine instantanément l'amplitude des vibrations du bec de l'outil en fonction de la largeur de coupe correspondante.

L'essai sera effectué sur tour (opération de chariotage) sachant que :

La vitesse d'avance longitudinale de l'outil :  $f = 0.2 \text{ mm/tr}$  ;

La fréquence de rotation de la pièce :  $n = 500 \text{ tr/min}$  ;

On peut déterminer la largeur de coupe en chaque instant comme suit :

$$b = \frac{0.2 * 500 * \text{tg}2^\circ}{60} * t \text{ [mm]}$$

Ceci nous permet de déterminer instantanément l'amplitude des vibrations du bec de l'outil en fonction de la largeur de coupe (voir figure 5.13).

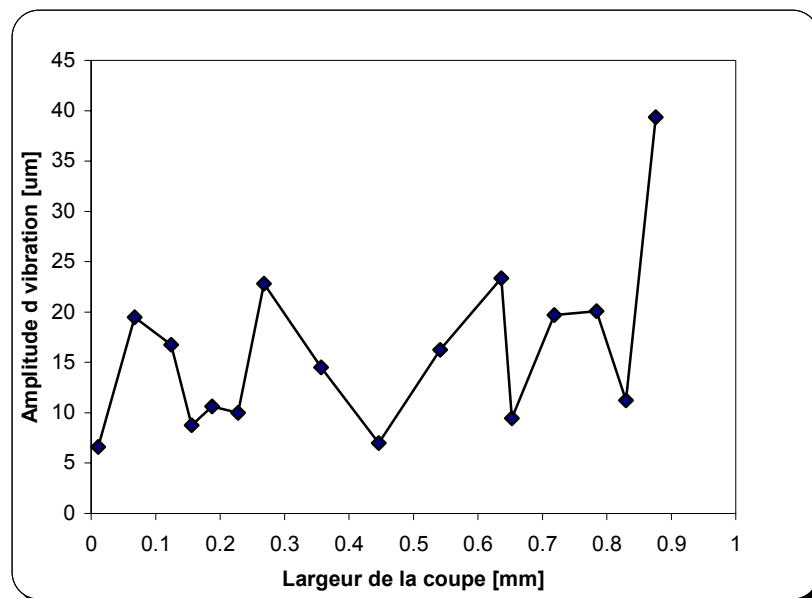


Figure 5.14 : Influence de la variation de la largeur de coupe sur l'amplitude des vibrations.

D'après les figures 5.9, 5.10, 5.11 et 5.12, on voit clairement qu'il existe effectivement trois comportements d'usinage :

\* La zone A correspond à une coupe stable, l'amplitude des vibrations de broutage est presque nulle.

\* La zone B correspond à une coupe instable. Le passage de l'usinage stable à l'usinage instable se fait brusquement et l'amplitude de broutage prend brusquement une valeur  $A_0$  assez importante et commence à augmenter de façon linéaire avec l'augmentation de la vitesse de coupe. A la valeur  $A_0$  de l'amplitude correspond une vitesse critique  $V_{ccr} = 57.67$  mm/min qui caractérise le seuil du broutage.

\* La zone C correspond à un broutage non linéaire. Au-delà d'une certaine vitesse de coupe, l'outil qui a déjà brouté perd ses caractéristiques initiales de coupe. Les vibrations de broutage étant fortement influencées par les variations de ces caractéristiques vont s'amplifier sans suivre leur progression linéaire. Plus ces vibrations augmentent plus les caractéristiques de l'outil subissent des changements importants qui modifient totalement l'évolution des amplitudes.

C'est pour cela que cette zone beaucoup moins intéressante, car très peu exploitable rigoureusement.

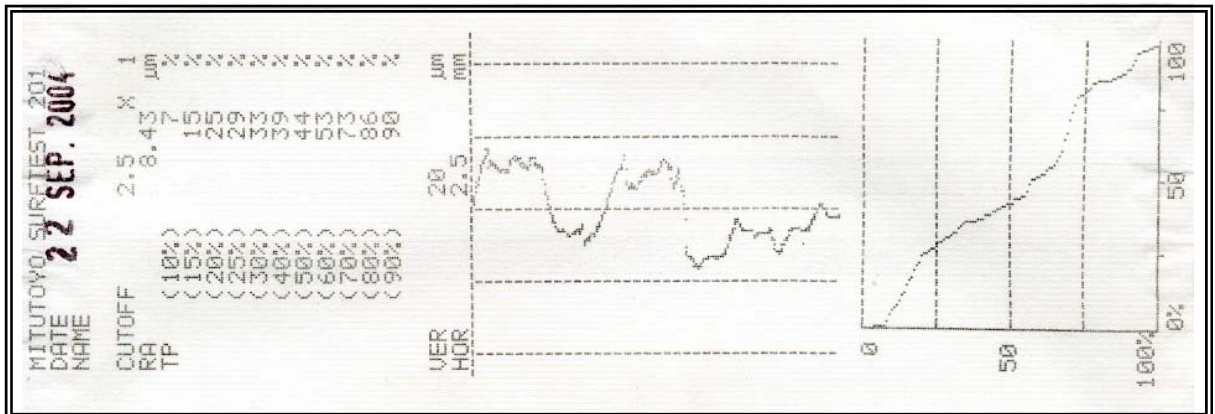
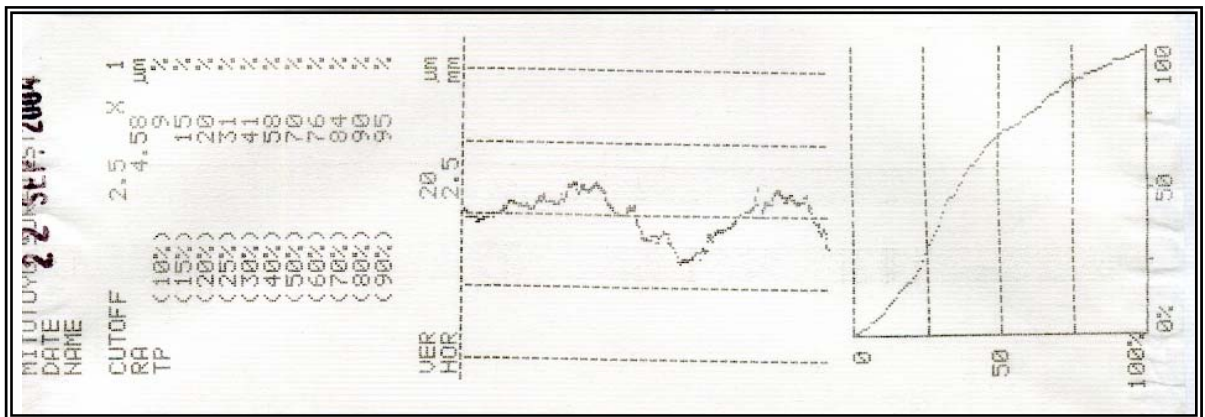
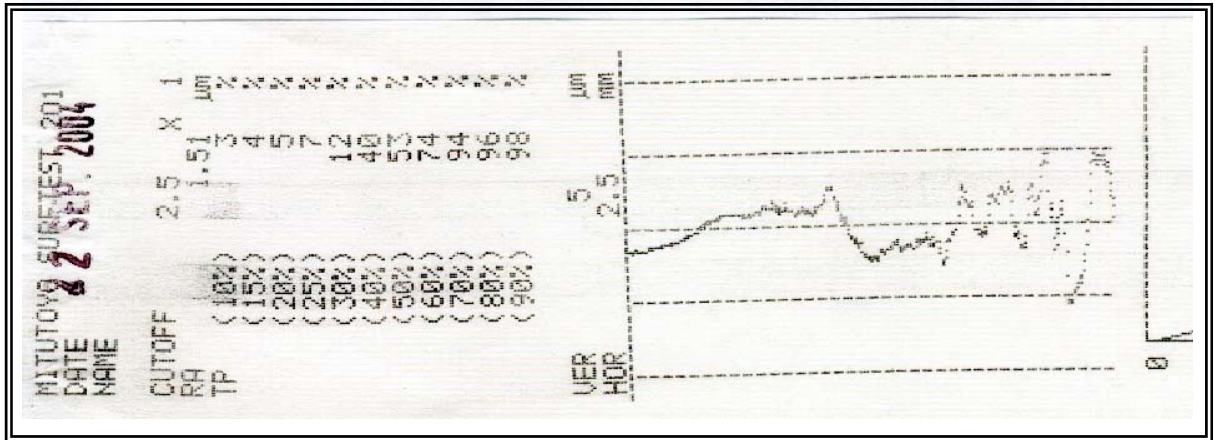
#### 5.4.2. Résultats obtenus par le surfest 201

Pour mettre en évidence ces trois zones, nous avons effectué un control de vérification de l'état de surface des deux éprouvettes d'essai (éprouvette N°1 et éprouvette N°2) avec un appareil de rugosité (Surftest 201 series 178 Mitutoyo).



Figure 5.15 : Photo du Surftest 201- control d'état de surface de l'éprouvette N°1.

✓ Pour l'éprouvette d'essai N°1



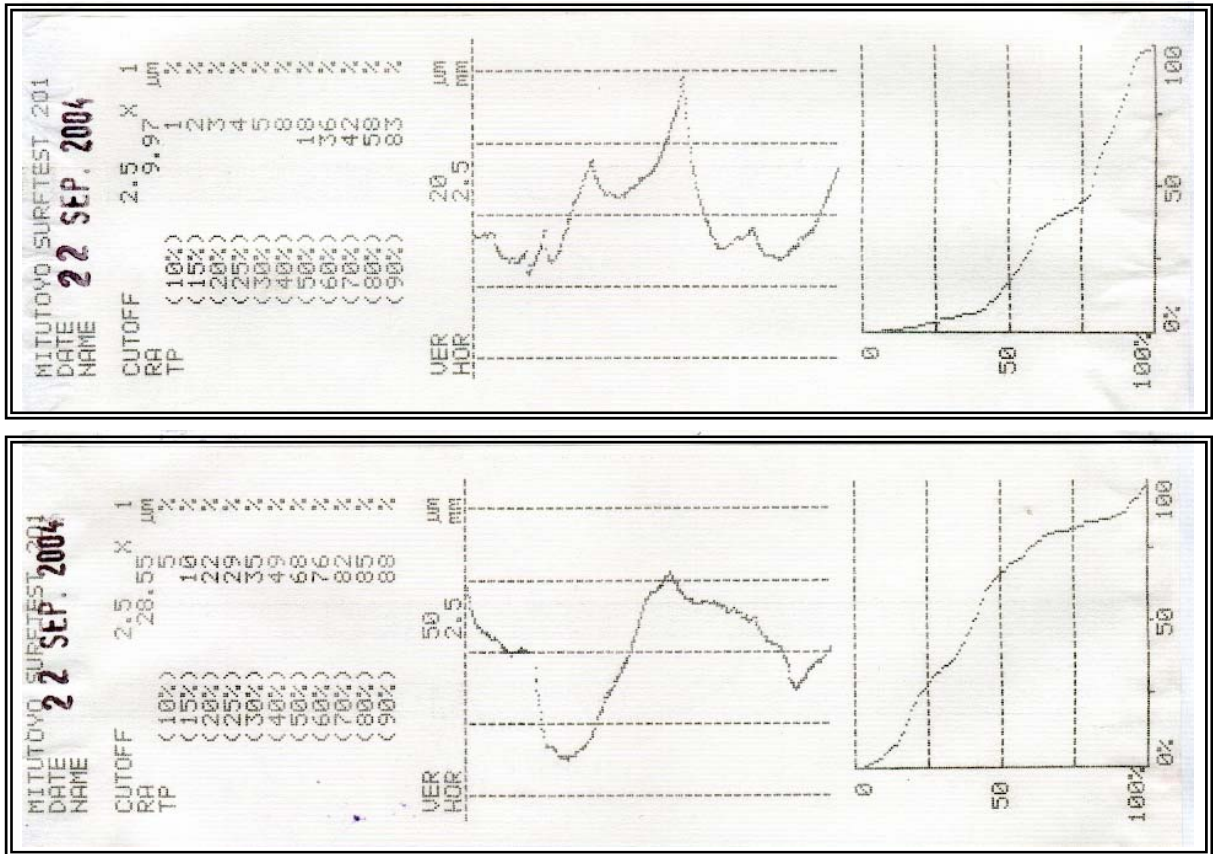
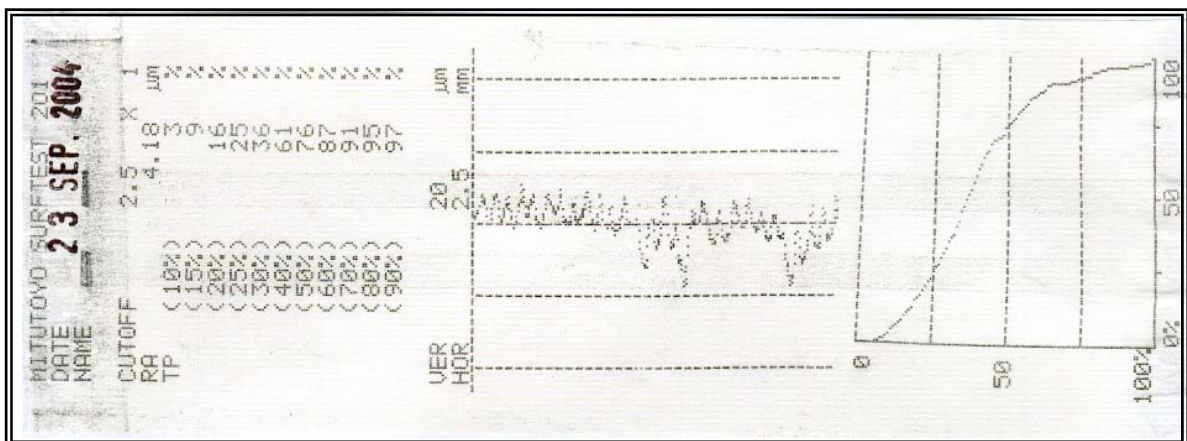
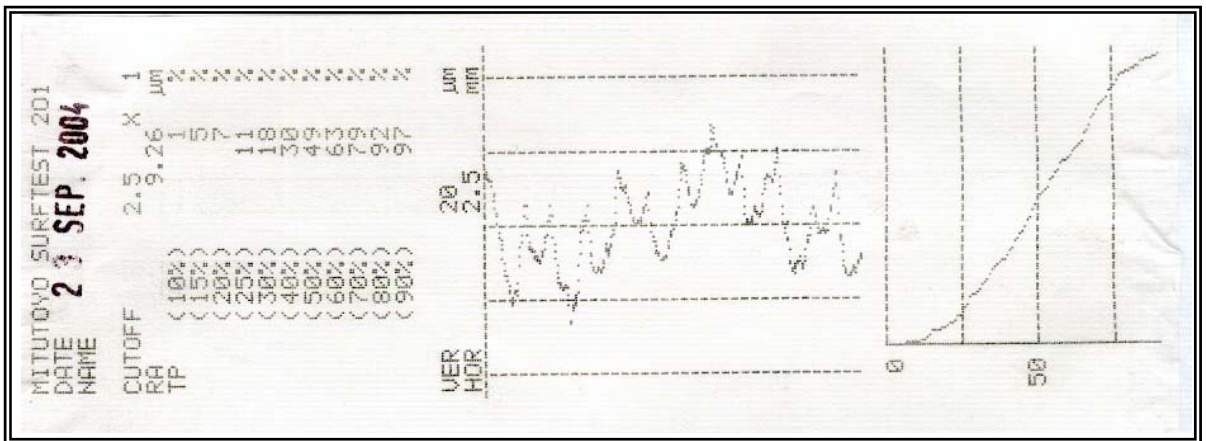
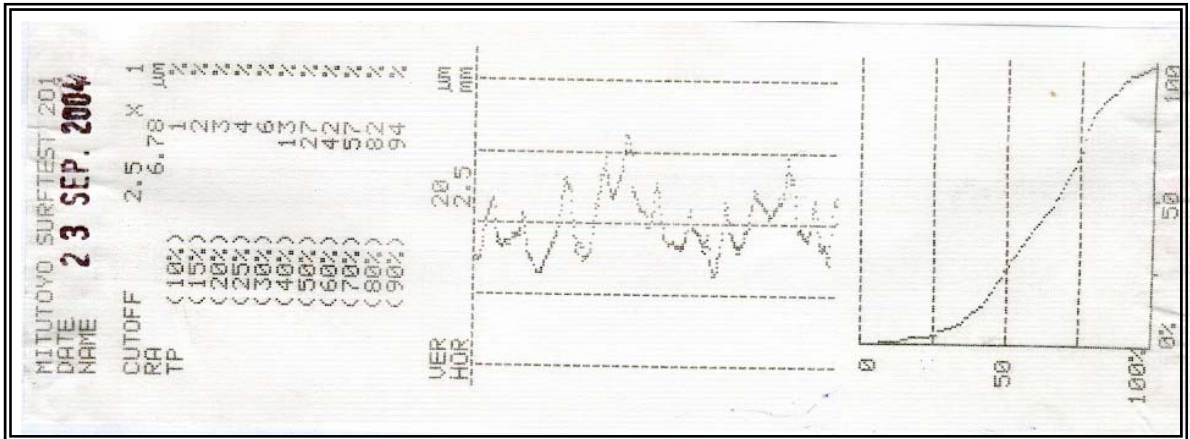
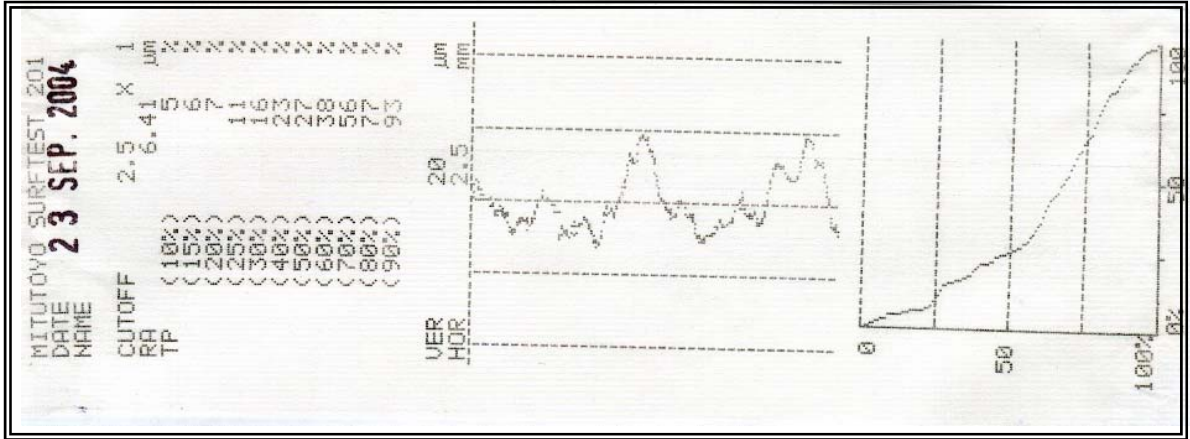


Figure 5.16 : Rugosité enregistrée de la surface de l'éprouvette N°1.

✓ Pour l'éprouvette d'essai N°2





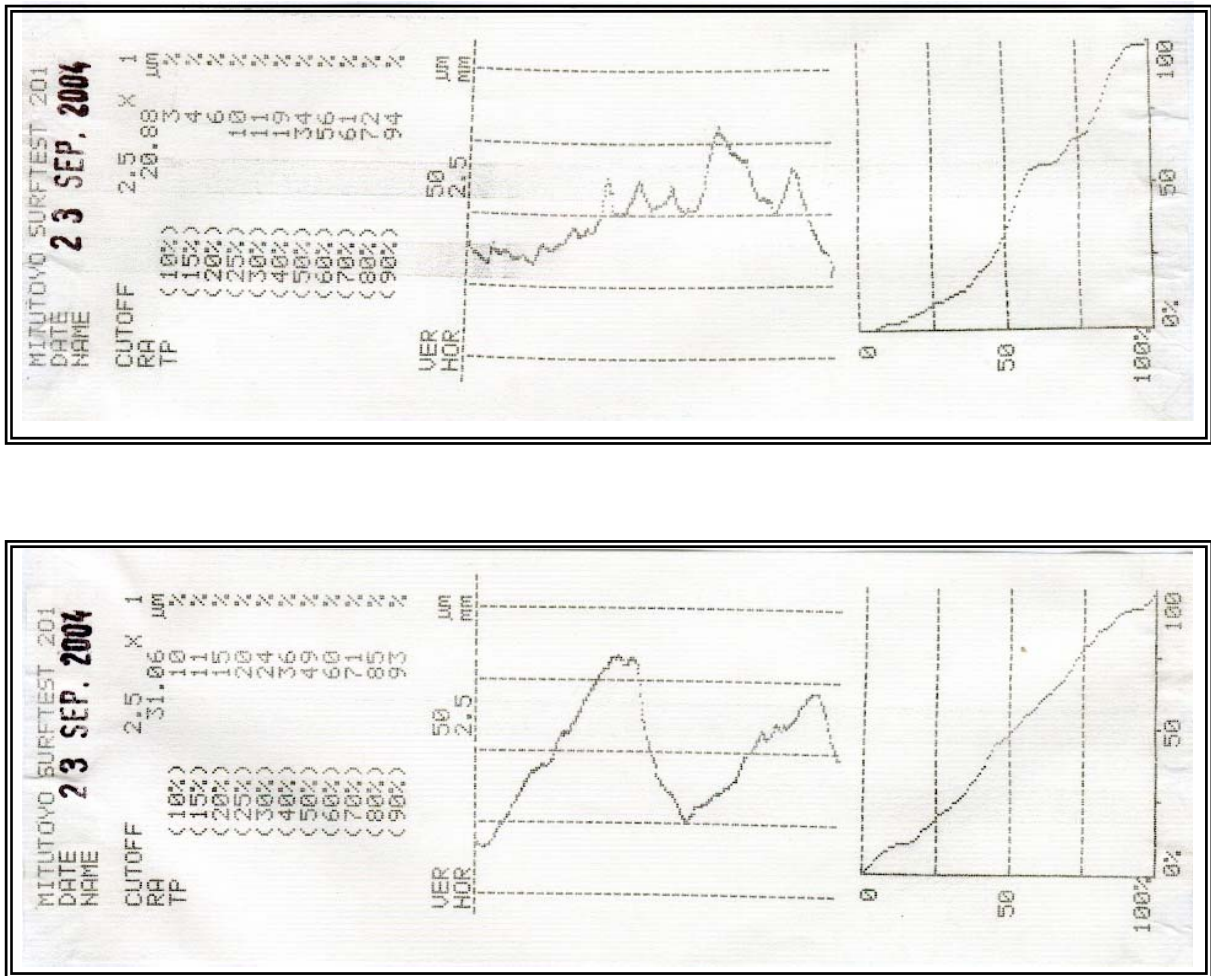


Figure 5.17 : Rugosité enregistrée de la surface de l'éprouvette N°2.

On voit clairement qu'en parcourant la surface des éprouvettes, le palpeur de l'appareil de rugosité a enregistré l'écart moyen arithmétique et les défauts macro géométriques du profil. Les enregistrements montrent la zone A où Ra est dans les normes pour une surface de finition pendant un usinage stable (pas de broutage). Cependant, arrivant à un certain seuil (zone B), l'amplitude enregistrée (Ra) prend des valeurs énormes, expliquant l'entrée du palpeur de l'appareil dans la zone C (Zone d'instabilité d'usinage –broutage-).

### 5.5. Méthodes pratiques permettant la réduction des vibrations de broutage

Pour que le principe du mécanisme de l'apparition des vibrations de broutage soit clair, il faut analyser l'effet et le rôle que jouent dans ce phénomène les propriétés dynamiques de la structure vibrante de la machine-outil d'une part et le processus de coupe d'autre part.

Le processus de coupe est caractérisé par la présence d'une variation de l'effort de coupe sous l'effet de divers paramètres tels que la largeur de coupe, l'épaisseur du copeau, la vitesse de coupe, la géométrie de la pointe de l'outil, les matériaux usinant et usinés etc....

Ce phénomène permet la transformation de l'énergie potentielle en énergie cinétique capable de compenser les pertes par dissipation. L'énergie apportée au système vibrant sera d'autant plus grande que la variation de l'effort de coupe est plus grande.

Le comportement dynamique du système usinant est caractérisé par le déplacement élastique de la pointe de l'outil sous l'effet de la variation de l'effort de coupe engendrée par la coupe.

Le bon fonctionnement d'une machine-outil repose donc essentiellement sur ces deux aspects. L'action sur le comportement dynamique de l'une des deux fonctions de transferts peut décider de l'état du système considéré. Il y a donc lieu de s'intéresser aux facteurs susceptibles de faire varier ces deux fonctions de transferts.

#### 5.5.1. Action sur le processus de coupe

Vu le développement de l'automatisation des machines-outils, des outils de coupe, et compte tenu des exigences croissantes de la productivité tant sur le plan qualitatif que sur le plan quantitatif, l'opérateur voudrait pouvoir arriver à respecter ces exigences en effectuant un nombre de passe le plus faible possible, tout en augmentant le débit de production. C'est à partir de ce moment que le problème de stabilité de coupe commence à jouer un rôle prépondérant.

L'augmentation de la section du copeau enlevée par un outil de coupe ainsi que l'augmentation de la vitesse de coupe adoptée peuvent se faire au détriment de la réserve de la stabilité du processus de coupe.

Le bureau des méthodes doit en être averti afin qu'il puisse choisir le régime de coupe ( $V_c$ ,  $f$ ,  $a_p$ , ...) en intervenant sur la fonction de transfert de l'usinage afin d'augmenter le plus possible la stabilité de coupe.

### 5.5.2. Influence de la vitesse de coupe

Dans l'étude théorique que nous avons proposé aux chapitres 3 et 4, nous avons constaté qu'il y avait une dépendance de l'effort de coupe dynamique vis-à-vis de la vitesse de coupe.

La force tangentielle ainsi que la force de répulsion augmentent lorsque la vitesse de coupe augmente jusqu'à une certaine valeur appelée vitesse critique. La force tangentielle paraît être la plus influencée, ce qui signifie que le rapport  $F_t/F_r$  augmente avec la vitesse de coupe.

En étudiant une période de la vibration de l'outil de coupe en broutage, on constate que durant la moitié de la période durant laquelle les deux composantes de l'effort de coupe ont les mêmes directions que le mouvement de coupe, celles-ci produisent un travail positif. Pendant la seconde moitié de la période le travail effectué par ces deux composantes est négatif. Si l'on remarque que pendant la première période la force générée est beaucoup plus grande que celle générée pendant la seconde moitié, on en conclut que pendant la durée totale de la période, il y a production de travail positif qui se manifeste par un accroissement graduel de l'amplitude de vibration de l'outil jusqu'au moment où l'outil perd ses caractéristiques géométriques.

D'autre part, on sait que la longueur d'onde  $\lambda$  de l'oscillation augmente avec la vitesse de coupe, par contre la pente  $\sigma$  de l'oscillation diminue pour une même amplitude d'oscillation  $A$  (Figure 5.18).

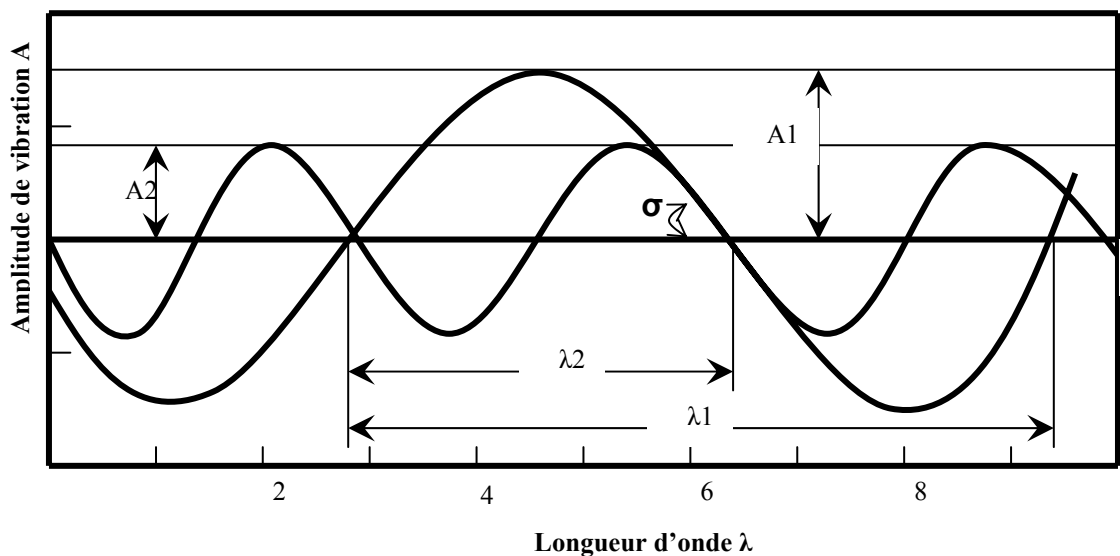




Figure 5.18 : Variation de la longueur d'onde en fonction de l'amplitude.

Si l'on considère deux oscillations de même pente, on remarque que lorsque la longueur d'onde de l'oscillation augmente (donc lorsque la vitesse de coupe augmente), l'amplitude de cette oscillation augmente aussi. Autrement dit, l'amplitude de vibration de l'outil augmente avec la vitesse de coupe à partir de l'apparition de broutage, c'est-à-dire à partir d'une vitesse de coupe critique correspondant au seuil de broutage jusqu'à la vitesse de coupe à laquelle l'outil perd ses caractéristiques géométriques correspondant à une zone qu'on peut considérer comme catastrophique. On peut résumer ces considérations par la figure 5.19.

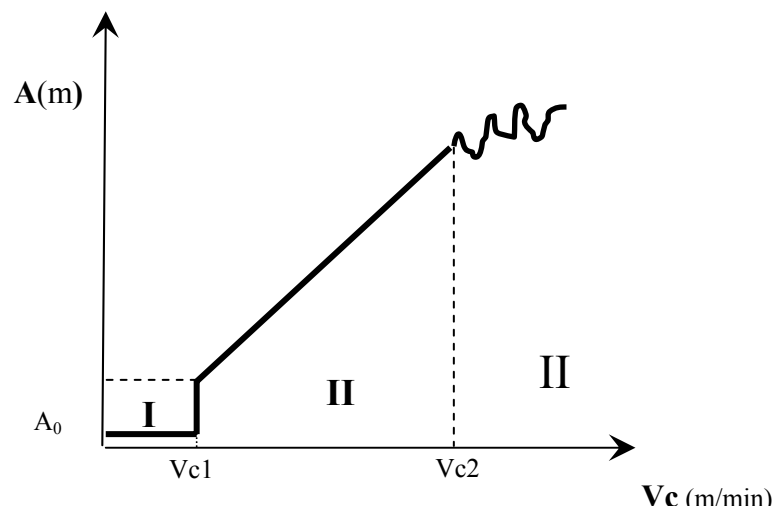


Figure 5.19 : Amplitude en fonction de la vitesse de coupe.

- \* La zone I correspond à une coupe stable.
- \* La zone II correspond à un broutage linéaire.
- \* La zone III correspond à un broutage non linéaire.

## 5.6. Usinage à vitesse variable

### 5.6.1. Introduction

L'hypothèse émise qui consiste à supposer une trajectoire elliptique de la pointe de l'outil en cours d'usinage instable est confirmée. En effet, l'aire de cette trajectoire nous permet d'imposer une loi de stabilité proche de la réalité. De plus, si nous pouvions imposer à l'outil une trajectoire voulue, le phénomène de broutage serait résolu. Il suffirait de décrire une surface nulle, c'est-à-dire un mouvement rectiligne alterné.

Afin de remédier au problème du broutage lors de l'usinage, nous proposons dans ce qui suit un processus de coupe appelé « usinage à vitesse variable ». Nous pensons que ce type de processus de coupe peut être employé avec succès pour augmenter la stabilité d'usinage sur les machines-outils conventionnelles (exemple : le tour).

### 5.6.2. Effets de l'usinage à vitesse variable

La stabilité de l'usinage peut être améliorée en variant la vitesse de la broche continuellement pendant les opérations d'usinage. Cela a deux effets :

Le premier effet est le changement continu de la longueur de la période retard qui peut perturber l'effet régénérateur.

Le second effet est le changement de la vitesse avec laquelle la surface onduleuse a été générée durant le dernier passage de l'outil de coupe.

Puisque l'outil de coupe oscille avec une fréquence plus ou moins constante pendant la coupe, la longueur d'onde des marques laissées sur la surface dépendra de la vitesse à laquelle la surface se déplace derrière l'outil de coupe. Si la vitesse de la broche est constante, on aura automatiquement une surface onduleuse avec une longueur d'onde constante. Par conséquent, la fréquence avec laquelle l'outil passe à travers ces ondulations au prochain passage sera identique à celle de leurs créations. Si la vitesse de la broche n'est pas la même d'un passage à l'autre, l'outil de coupe traversera ces ondulations à des fréquences différentes de la fréquence naturelle de l'outil en provoquant la réduction de leurs capacité d'exciter l'outil.

### 5.6.3. Machine-outil utilisée

Afin d'obtenir des résultats appréciables, on doit utiliser une machine-outil dont les commandes des mouvements de coupe et d'avance sont séparés, c'est-à-dire il n'y a pas de relation entre la boîte des vitesses et la boîte des avances.

Dans l'atelier de fabrication de l'Université Ammar Telidji – Laghouat, où nous avons effectué toutes nos expériences, il n'y a pas, parmi les machines-outils disponibles, une seule machine-outil moderne qui possède des commandes séparées.

Pour effectuer les essais envisagés qui permettent de mettre en évidence l'influence de la variation de la vitesse de coupe sur la stabilité d'un processus de coupe considéré comme instable, il a fallu concevoir un montage d'usinage qui peut être monté sur la table d'une perceuse à colonne PC23 Almo (voir figure 5.20). Cette dernière comporte un variateur de

vitesse dont la transmission du mouvement est assurée par courroies.



Photo 1

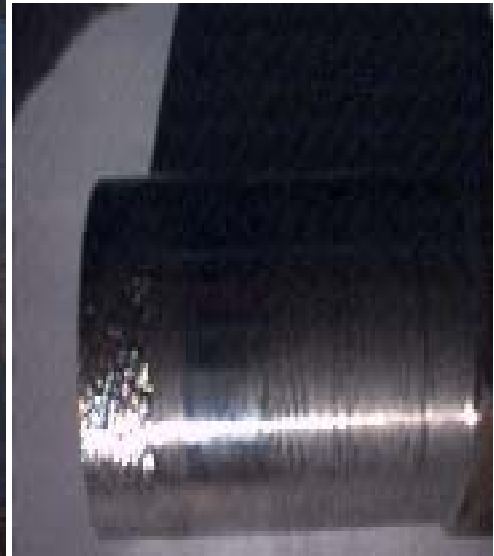


Photo 2

Figure 5.20 : Montage d'usinage sur perceuse PC23 (photo 1) et pièce éprouvette (photo 2).

#### 5.6.4. Essais expérimentaux

En utilisant le dispositif illustré sur la figure 5.20 nous avons réussi à effectuer des essais sur la perceuse PC23. Nous avons exécuté deux séries d'opérations de chariotage sur la pièce éprouvette N°3 (voir Figure 5.21) avec les mêmes caractéristiques de l'outil et le même régime de coupe sauf pour la vitesse de coupe que nous avons choisi constante pour la première série et variable pour la deuxième.

- ❖ Conditions de coupe:
- ❖ Le diamètre de la pièce éprouvette :  $d = 38 \text{ mm}$  (tiré d'après la loi de coupe et  $V_{ccr}$ );  
 La vitesse d'avance :  $f = 0.2 \text{ mm/tr}$  ;  
 La profondeur de coupe :  $a_p = 0.2 \text{ mm}$ .

❖ Caractéristiques de l'outil

Porte-à-faux de l'outil :  $l_0 = 250 \text{ mm}$

Module d'élasticité de l'acier de l'outil :  $E = 21000 \text{ daN/mm}^2$

Masse volumique de l'acier de l'outil :  $\rho = 7.8 \text{ Kg/dm}^3$ .

❖ Rugosité de la pièce éprouvete avant les essais

Le surfest 201 a enregistré avant le début des essais, la rugosité de la surface de l'éprouvete N°3 suivante :



Figure 5.21 : Rugosité enregistrée sur l'éprouvete N°3 avant les essais.

• 1<sup>ère</sup> Etape des essais

Nous avons effectué des opérations de chariotage cylindrique sur la pièce éprouvete N°3 avec les conditions de coupe et les caractéristiques d'outil citées auparavant. Il faut noter ici que la vitesse de coupe est constante durant toute cette étape.

• 2<sup>ème</sup> Etape des essais

Nous avons effectué des opérations de chariotage cylindrique sur une pièce éprouvete identique à celle utilisée dans la première étape. Ici, la vitesse de coupe est variable (variation continue de 500 tr/min jusqu'à 1150 tr/min).

5.6.5. Résultats expérimentaux et discussion

✓ Résultats de la 1<sup>ère</sup> étape des essais

Durant la première étape, nous avons constaté dès le début de l'opération de chariotage cylindrique que l'outil vibre avec des amplitudes relativement grandes. Celles-ci ont fini par atteindre des amplitudes énormes qui ont conduit à la rupture du bec de l'outil.

On peut dire concernant cette première étape, qu'avec un tel régime de coupe, on aura automatiquement un broutage c'est-à-dire un usinage instable (voir figure 5.22).

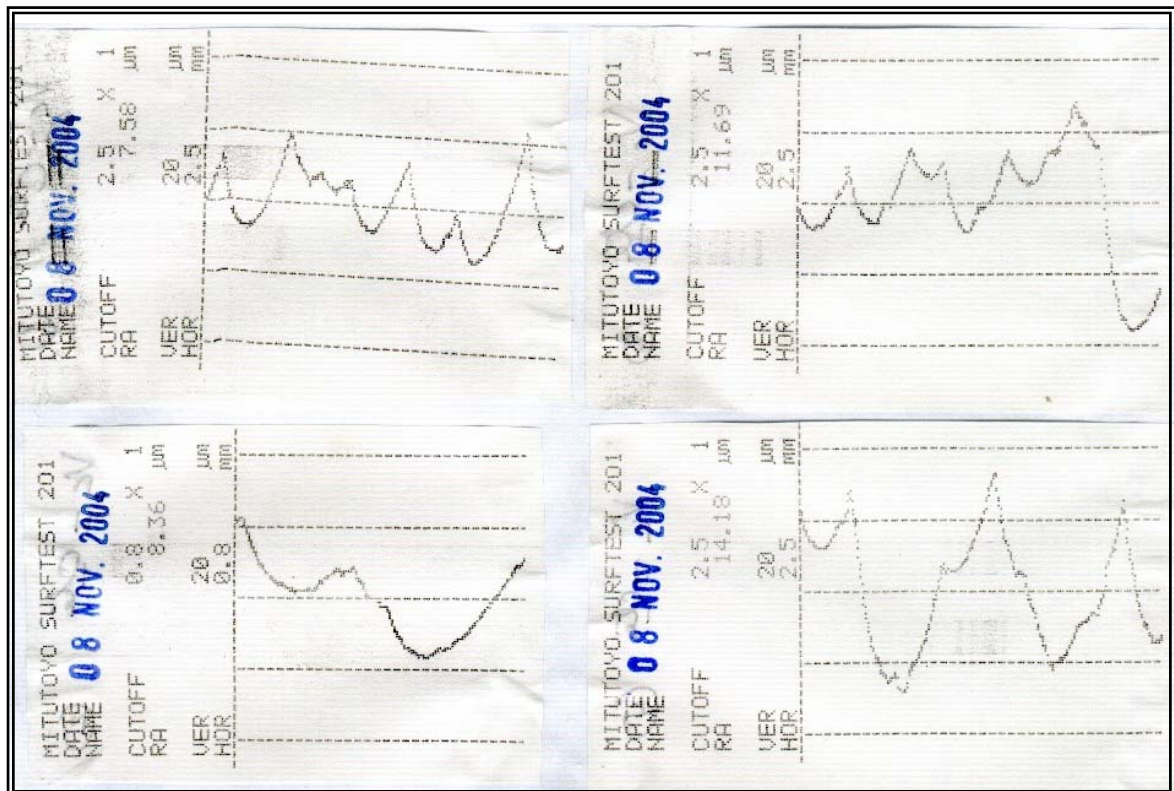


Figure 5.22 : Rugosité enregistré d'une surface usinée à vitesse constante.

✓ Résultats de la 2<sup>ème</sup> étape des essais

Dans cette deuxième étape d'expérimentation, nous avons utilisé le même régime de coupe qui a provoqué le broutage dans la première étape, mais en prenant cette fois, une vitesse de coupe variable durant l'opération de chariotage.

Concernant la vitesse d'avance, nous l'avons gardé constante durant la première moitié de la longueur chariotée (taux d'avance variable). Puis, durant la deuxième moitié, nous l'avons varier manuellement.

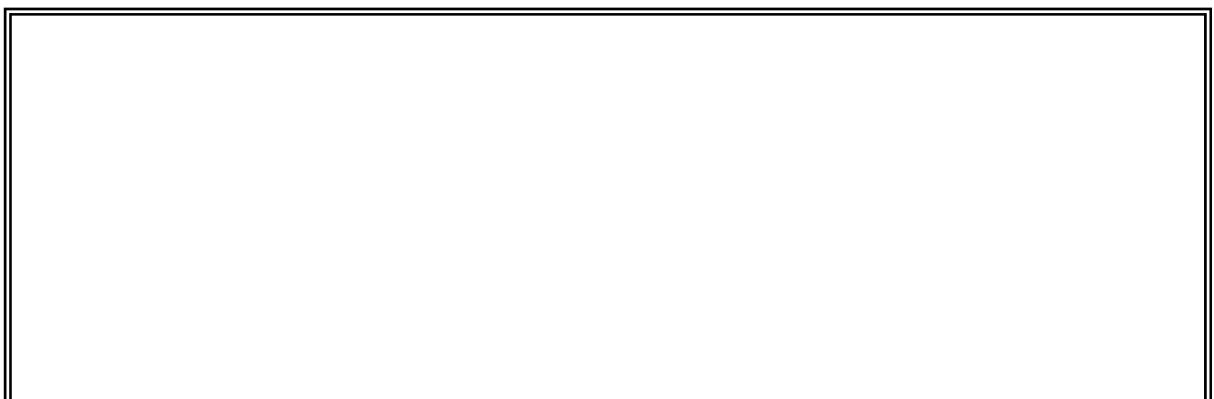




Figure 5.23 : Rugosité enregistré d'une surface usinée à vitesse de coupe variable et vitesse d'avance constante.

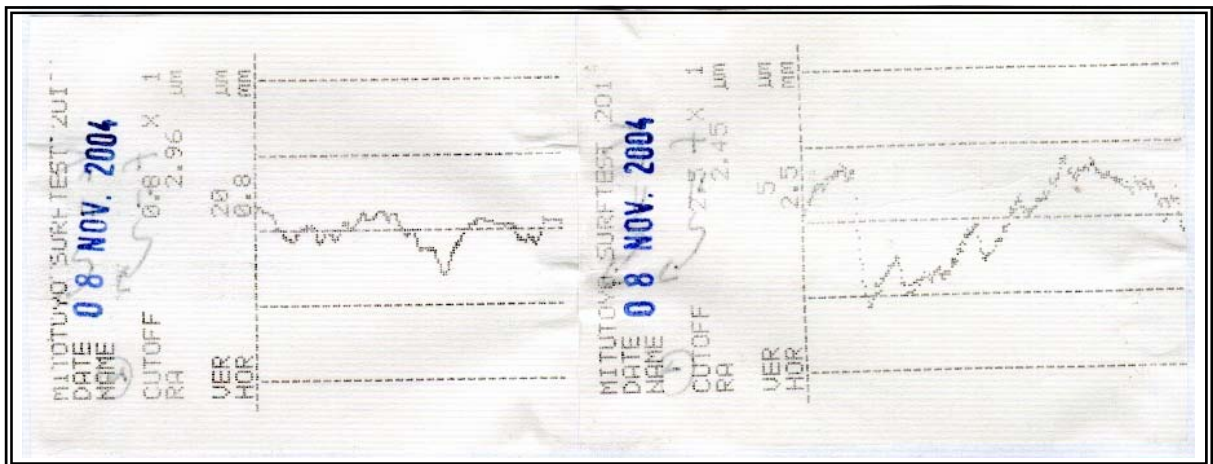


Figure 5.24 : Rugosité enregistré d'une surface usinée à vitesse de coupe variable et vitesse d'avance variable.

**NB :** Les essais sur les éprouvettes N°1 et N°2, ont confirmé la concordance qui existe entre les résultats acquis par le MOVILOG fft2 et ceux enregistrés par le Surf test 201. Ainsi, le Surf test 201 peut être utilisé comme appareil de contrôle et de vérification dans les essais sur l'éprouvette N°3.

#### 5.6.6. Résultats de la simulation à vitesse variable

Nous allons simuler le processus de coupe instable du chapitre 4 en prenant cette fois une variation de la vitesse de la broche qui suit une loi sinusoïdale dont la fréquence est de 0,25 Hz.

Les figures de 5.25 à 5.30 résument les résultats obtenus

### Usinage à vitesse variable

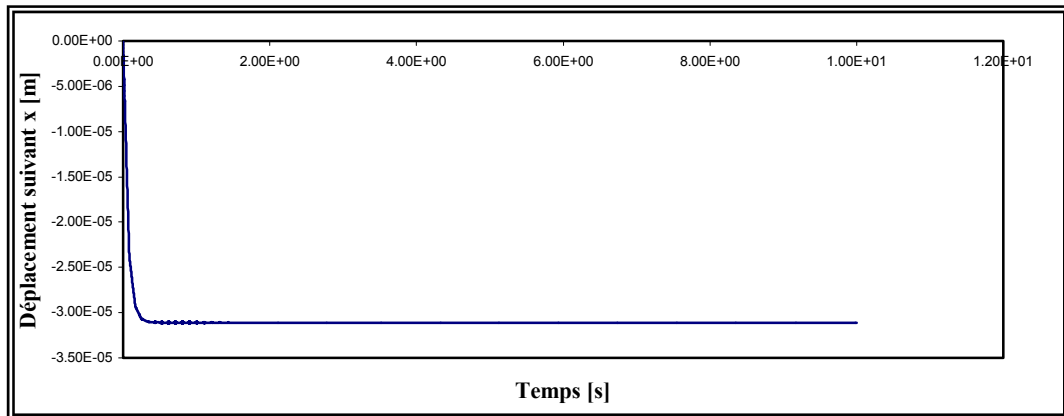


Figure 5.25 : Déplacement suivant x, usinage à vitesse variable (vitesse d'avance variable).

### Usinage à vitesse variable

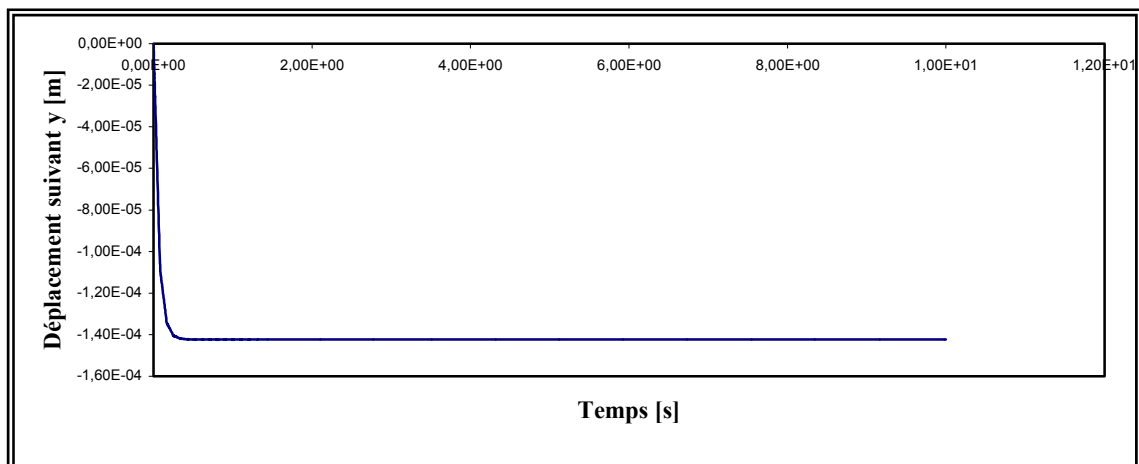


Figure 5.26 : Déplacement suivant y, usinage à vitesse variable (vitesse d'avance variable).

### Usinage à vitesse variable

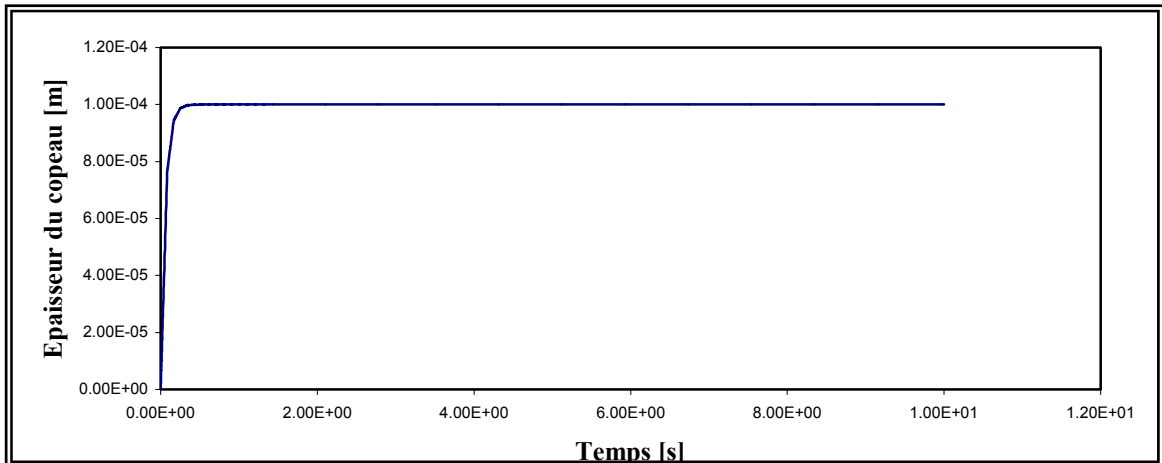


Figure 5.27 : Epaisseur du copeau, usinage à vitesse variable.

### Usinage à vitesse variable

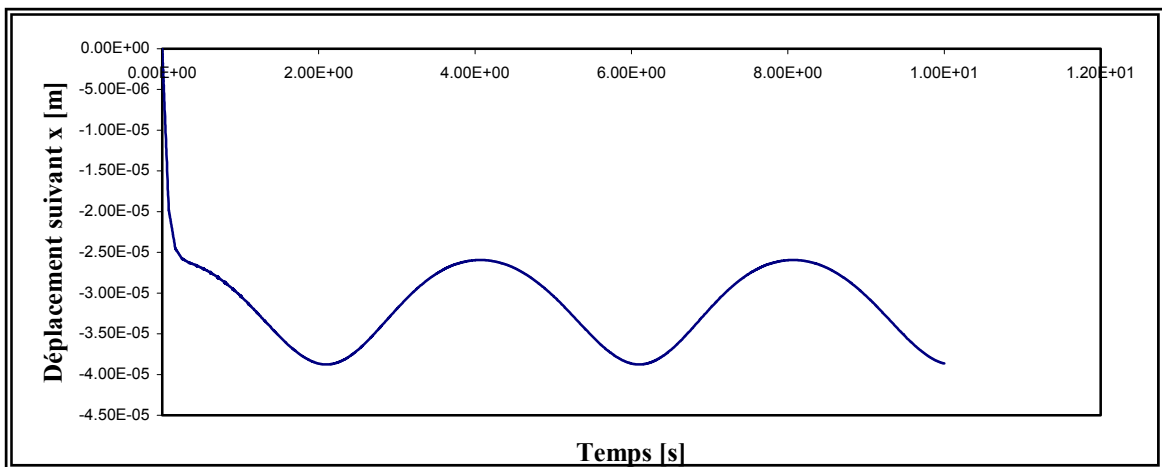


Figure 5.28 : Déplacement suivant x, usinage à vitesse variable (vitesse d'avance constante).



### Usinage à vitesse variable

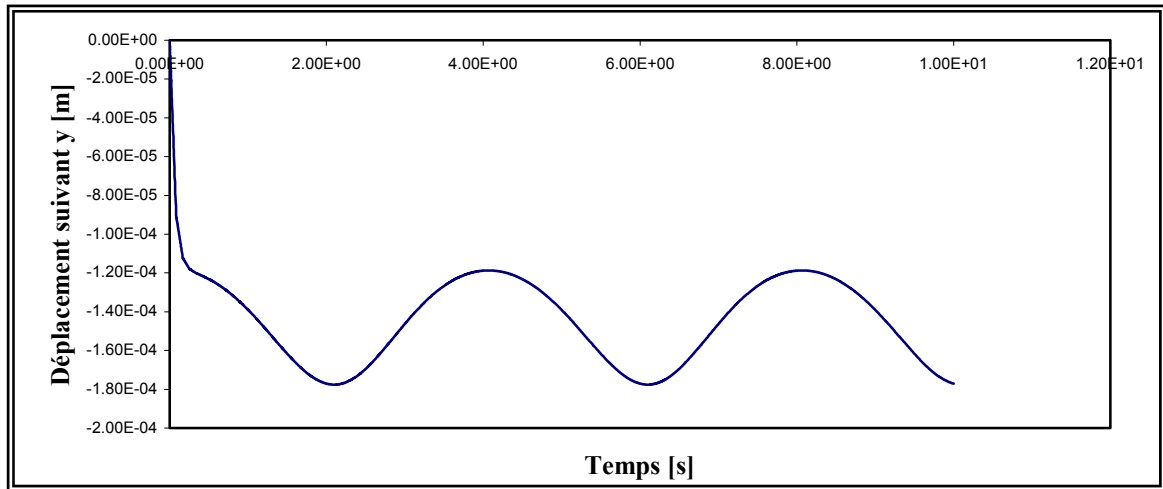


Figure 5.29 : Déplacement suivant y, usinage à vitesse variable (vitesse d'avance constante).

### Usinage à vitesse variable

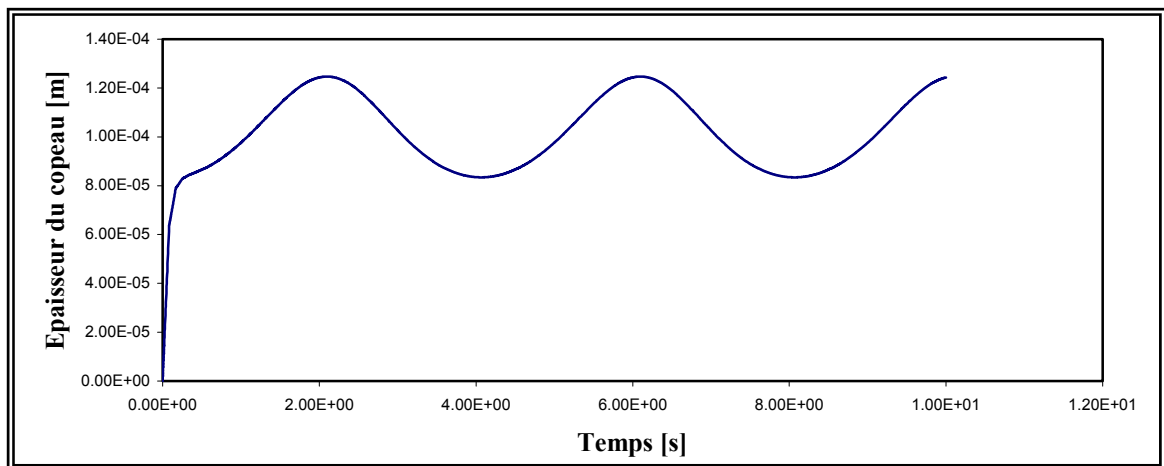


Figure 5.30 : Épaisseur du copeau, usinage à vitesse variable (vitesse d'avance constante).

Nous avons également utilisé la simulation pour générer les diagrammes de stabilité pour une vitesse d'avance variable et aussi pour une vitesse d'avance constante (fig. 5.31).

### Diagramme de stabilité d'une coupe à vitesse variable

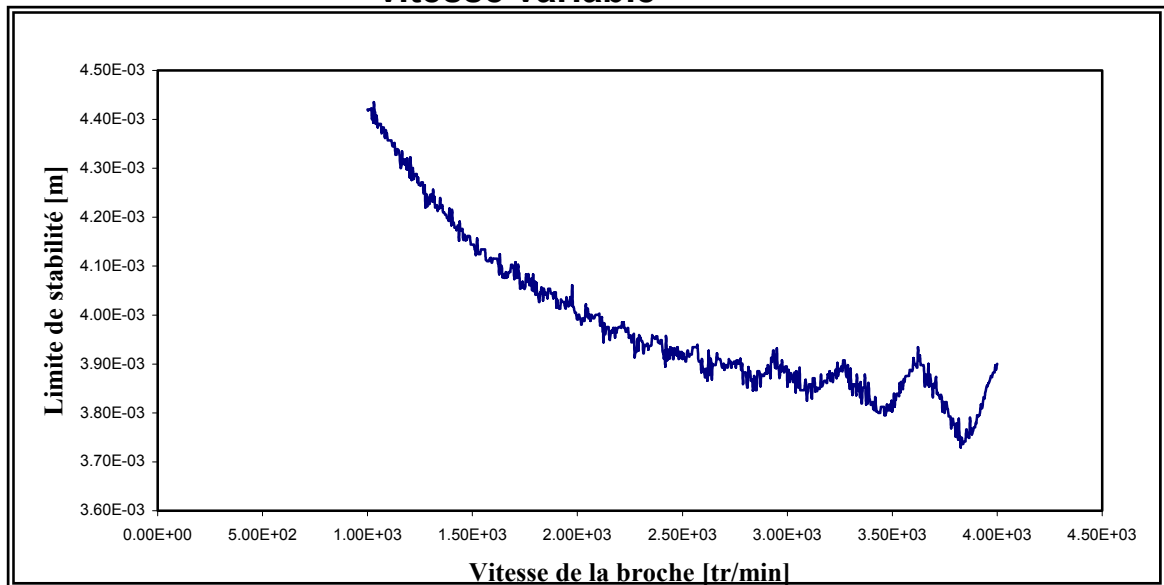


Figure 5.31: Diagramme de stabilité d'un usinage à vitesse variable.

#### 5.6.7. Conclusions

Les essais expérimentaux effectués ont donné les résultats escomptés, ils concordent bien à la théorie envisagée.

En se basant sur les résultats expérimentaux et ceux de la simulation, nous pouvons conclure que:

- Les vibrations de broutage s'amorcent à une fréquence proche de la fréquence naturelle de l'outil.
- Il existe trois zones caractéristiques lors de l'apparition du broutage :
  - Zone de coupe stable (juste avant l'apparition du broutage);
  - Zone de coupe instable ou seuil de broutage (l'amplitude des vibrations augmente de façon linéaire avec l'augmentation de la vitesse de coupe);
  - Zone de coupe instable (broutage non linéaire).

- L'usinage à vitesse variable peut être employé avec succès pour augmenter la stabilité des processus de coupe sur les machines-outils conventionnelles (exemple les tours) en séparant les commandes des boîtes de vitesses c'est-à-dire, la boîte des vitesses doit être indépendante de la boîte des avances.
- Les avantages de la variation de la vitesse de coupe pendant l'usinage sont énormes à de faibles vitesses de rotation de la broche. Cependant, cette variation peut être nuisible à des vitesses de rotation de la broche plus élevées, car les pics des lobes de stabilité diminuent.

## CONCLUSION

L'étude bibliographique permet la compréhension des différents modèles et théories dans le domaine de broutage. On remarque que plusieurs travaux prennent en considération la non linéarité du phénomène de broutage alors que certains auteurs estiment que la linéarité suffit largement pour décrire et analyser la stabilité dynamique de la coupe des métaux.

Pour décrire le phénomène de broutage du point de vue physique, c'est-à-dire son existence et les raisons qui le font apparaître, on introduit quelques notions de base. On étudie l'influence des propriétés dynamiques de la structure de la machine outil ainsi que celle du processus de coupe. On met en évidence l'influence de la vibration actuelle sur l'épaisseur du copeau dont dépendent les composantes de coupe ainsi que par les vibrations qui ont eu lieu au tour précédent.

En se basant sur une étude énergétique, on peut expliquer la régénération de la vibration ainsi que l'influence des conditions de coupe. Cette étude montre clairement que la pointe de l'outil effectue une trajectoire de forme elliptique et qu'il existe une transition brusque de l'état stable vers l'état instable. On peut aussi montrer que le phénomène de broutage est une vibration auto-excitée car le rapport des énergies fournies par la coupe et celles dissipées par la structure est indépendant de l'amplitude des vibrations de broutage. Le moindre changement provoque soit le retour du système à son équilibre statique (stabilité), soit l'augmentation de l'amplitude du broutage (instabilité).

Les essais sont une partie déterminante de ce travail. A travers les manipulations sur les machines outils, on peut cerner les conditions de coupe qui favorisent l'apparition des vibrations. Les essais mettent en évidence l'influence des conditions de coupe sur l'amplitude des vibrations de broutage. Dans ce cas, on prend en considération comme paramètres influents la vitesse de coupe, la largeur de coupe et l'épaisseur du copeau.

Ces essais confirment de façon claire la transition brusque de l'état stable vers l'état instable évoquée dans l'étude énergétique.

Par le développement d'un modèle analytique à deux degrés de liberté et un modèle numérique, on peut prévoir le comportement dynamique soit le phénomène de broutage du système usinant déjà observer durant les essais expérimentaux.

Concernant, l'emploi des commandes séparées des boîtes de vitesses dans les machines outils, nous pouvons dire que les opérateurs sur ces machines peuvent prendre des grandes valeurs de paramètre de coupe sans craindre une apparition d'instabilité dans le processus de coupe au cours de l'usinage. Ceci conduit à une augmentation du débit de copeau c'est à-dire, à une augmentation de la productivité d'usinage.

## RECOMMANDATIONS

- 1- Etudier le comportement dynamique en utilisant le modèle à deux degrés de liberté pour d'autres systèmes d'usinage, par exemple le fraisage.
- 2- Améliorer le programme de simulation pour qu'il puisse fournir les variations de l'effort de coupe et de l'énergie en cours d'usinage pour chaque incrément de temps.
- 3- Refaire les mêmes expériences effectuées dans le chapitre 5 en utilisant des appareils d'acquisition différents, le but est de comparer les résultats des équipements déjà utilisées (MOVILOG fft2 + accessoires) avec ceux obtenus par l'emploi du matériel suivant :
  - \* Capteur de son (microphone) ;
  - \* Micro-ordinateur avec carte son ;
  - \* Software (Matlab).

## APPENDICE A LISTE DES SYMBOLES ET ABREVIATIONS

A	: amplitude de vibration
$F_c$	: composante de l'effort de coupe suivant x
$F_x$	: composante de l'effort de coupe suivant y
$F_y$	: force de coupe dynamique
$F_f$	: force tangentielle
$F_t$	: force de répulsion
$F_r$	: effort de coupe
FTC	: fonction de transfert de la coupe
FTM	: fonction d transfert de la machine
$K_s$	: pression spécifique de coupe
N	: nombre d'ondulation
POM	: système pièce-outil-machine
S	: section du copeau
W	: poids de la charge
X, Y	: coordonnées cartésiennes
$a_f$	: engagement de l'arête
$a_p$	: profondeur de coupe
b	: largeur de coupe
$b_D$	: largeur nominale de coupe
$b_{lim}$	: largeur de coupe limite
$b_{ccr}$	: largeur de coupe critique
$c_x, c_y$	: coefficient d'amortissement
d	: diamètre de la pièce
$d_T$	: diamètre de la pièce instantané
$f_c$	: fréquence naturelle de l'outil

$h$  : épaisseur de coupe  
 $k_x, k_y$  : rigidité de l'outil suivant x et y  
 $m_x, m_y$  : masse de l'outil  
 $n$  : vitesse de rotation de la pièce  
 $r$  : rayon de la pièce  
 $t$  : temps  
 $t_0$  : épaisseur du copeau  
 $u$  : longueur d'arc  
 $v_c$  : vitesse de coupe  
 $v_f$  : vitesse d'avance  
 $v_{ccr}$  : vitesse de coupe critique  
 $z$  : nombre de dents  
 $\Phi(s)$  : fonction de transfert du processus de coupe  
 $\Psi$  : argument  
 $\Omega$  : vitesse angulaire  
 $\theta$  : angle de coupe  
 $\alpha$  : angle de dépouille  
 $\beta$  : angle de taillant  
 $\gamma$  : angle de coupe  
 $\varphi$  : angle entre la direction d'avance et la direction de coupe  
 $\kappa_r$  : angle d'orientation d'arête  
 $\delta'$  : pente d'affûtage de l'outil  
 $\sigma$  : pente de l'oscillation  
 $\sigma'$  : pente de la surface  
 $\varepsilon$  : déphasage de l'outil  
 $\omega$  : fréquence de broutage  
 $\xi$  : facteur d'amortissement  
 $\tau$  : retard  
 $\lambda_1, \lambda_2$  : longueur d'onde de l'oscillation  
 $\eta$  : angle de cisaillement



## APPENDICE B

### I. Le Fichier de configuration

```
kx=5.500000e+006 /* La rigidité de l'outil suivant x */
ky=3.300000e+006 /* La rigidité de l'outil suivant y */
mx=0.480000 /* La masse effective suivant x */
my=0.7000 /* La masse effective suivant y */
zetax=0.0216000 /* Le facteur d'amortissement suivant x */
zetay=0.01300 /* Le facteur d'amortissement suivant y */
cutstiff=1.000000e+009 /* La pression spécifique coupe de la pièce */
d0=0.05 /* Le diamètre de la pièce */
N=600.0 /* La vitesse de rotation en tr/min */
DOC=0.00001 /* La profondeur de coupe */
b=0.0005 /* La largeur de coupe */
db_dt=0.00000e+000 /* le taux d changement de la largeur de coupe */
theta=20.000000 /* L'Angle de la force de coupe */
epsmin=0.0000001 /* La limite inférieure de l'erreur avant l'augmentation */
epsmax=0.000001 /* L'erreur max. par pas */
maxiter=100000 /* Le nombre max de pas de temps */
tfinal=3.000000 /* Le temps final */
rpmfreq=0.000000 /* Fréquence de la variation de la vitesse de la broche */
rpmamp=0.000 /* Amplitude de la variation de la vitesse de la broche */
toolfreq=0.000000 /* Fréquence du mouvement de l'outil suivant */
mode=1.000000 /* Mode d'opération */
fileskip=5.000000 /* Intervalle de sauvegarde de pas */
constfeed=0.0000 /* Si le taux d'avance est constant */
bmax=0.01000 /* Largeur de coupe max. initiale */
bmaxabs=0.02000 /* Largeur de coupe max finale */
bmin=0.0000; /* Largeur de coupe min. initiale */
bminabs=0.00000 /* Largeur de coupe min. finale */
slots=32.000000 /* Incrément pour décaler les limites sup. et inf. */
tolerance=0.0000025 /* Tolérance de la largeur de coupe */
Nmax=10000.000000 /* La vitesse de la broche maximum */
Nmin=1000.000000 /* La vitesse de la broche minimum */
Nsteps=1000.00000 /* Nombre d'incrément de la vitesse d la broche */
initrot=5.000000 /* Rotation initiale */
maxchanges=5 /* Nombre de changement d'amplitude */
maxxmotion=0.000001 /* Le mouvement max. permis suivant x */
```

Le fichier ci-dessus est un exemple de fichier de configuration utilisé pour faire entrer les paramètres d'un système quelconque. Il apparaît dès l'ouverture du répertoire, avec des valeurs par défaut. Chaque ligne de ce fichier définit un paramètre différent, suivi d'un commentaire pour l'expliquer.

## II. Formats des fichiers résultat

### II.1. Fichier des données pour chaque incrément de temps

Le fichier ci-dessous le résultat d'une simulation dans domaine temporel, en utilisant le mode 1.

N° de colonne	Résultats de la simulation
1	Le temps [s]
2	Le déplacement suivant x [m]
3	La vitesse suivant x [m/s]
4	Le déplacement suivant y [m]
5	La vitesse suivant y [m/s]
6	L'accélération suivant x [m/s <sup>2</sup> ]
7	L'accélération suivant y [m/s <sup>2</sup> ]
8	L'épaisseur du copeau [m]
9	La distance parcourue par le bec de l'outil de coupe longitudinalement le long de la surface de la pièce [m]
10	La distance parcourue par le bec de l'outil de coupe transversalement dans la matière [m]

### II.2. Fichier des résultats de la stabilité

Ce fichier contient les résultats de la génération du diagramme de stabilité, en utilisant le mode 2 ou le mode 4.

N° de colonne	Résultats de la simulation
1	La vitesse de rotation de la broche [tr/min]
2	La limite de stabilité [m]

### II.3. Fichier etasurf

Ce fichier contient les résultats de la simulation dans le domaine temporel, en utilisant le mode 6. Les colonnes résultant de la simulation contiennent : la rugosité de la surface en cas d'usinage stable, les xmax , les xmin et les temps de leurs création respectifs.

N° de colonne	Résultat de la simulation
1	Le temps pour la colonne 2
2	xmax [m]
3	Le temps pour la colonne 4
4	xmin [m]
5	La rugosité Ra [µm]

## APPENDICE C

```
/* prinsim.c
   A. REZIG le 04/07/2004
   le fichier principal pour la simulation de la coupe orthogonale */

#include <math.h>
#include <stdlib.h>
#include <stdio.h>
#include <time.h>

#include "simorth.h"
#include "coupelist.h"

/* Fonctions prototypes */

void main(int argc, char *argv[])

{
/* Déclaration des variables */
  double deltat, omegax, omegay;
  int revsteps, n, i, j;

/* Déclaration de la fonction new_history */
  extern HISTORY *first_history();
/* Déclaration de la fonction principale de la simulation */
  extern void orthsim();

/* Déclaration du pointeur de la fonction dérivative */
  extern void orthder();
  extern void stab_check1();
  extern void stab_check2();
  extern void stab_check3();
  extern void stab_check4();

  void (*p_schk)();
  void (*p_ypfun)();

  FILE *fp;

  HISTORY *p_hist;
  STEPDATA spres;

  clock_t elapsed;

  SIM_PARAM sim;
  TOOL_INFO tool;
  WORKPIECE_INFO work;
  CUT_PARAM cut;
  STAB_CHART_PARAM stab_p;
  double blim;

/* Initialiser les variables */
  elapsed=clock();
  printf("princ.\n");

  p_ypfun=orthder; /* Fonction pointeur pour la fonction dérivative */

/*Résérvé de l'espace et initialiser le pointeur pour la structure first
history*/
  p_hist=first_history();
```

```

    init_step(&spres);

/* charger les paramètres par default */

    def_param(&sim, &tool, &work, &cut, &stab_p);

/* des paramètres par défauts avec le contenu du dossier simulate.cfg */
    load_setup_file(&sim, &tool, &work, &cut, &stab_p);
/* les paramètres par défaut ou des valeurs du fichier avec des arguments de
    ligne de commande s' ils existent. */
    if (argc>1)
        cmd_line_arg(argc,argv,&sim, &tool, &work, &cut, &stab_p);
/* Initialiser les paramètres basés sur les valeurs charger */
    init_param(&sim, &tool, &work, &cut, &stab_p);

/* Déterminer le mode désiré de l'operation du programme */
    if (sim.mode==1)
/* Appeler la fonction de simulation.*/
        orthsim(p_yyfun, &sim, p_hist, &spres, 0, tool, work, cut);
    else if (sim.mode==2)
    {
/*Produisez le diagramme de stabilité pour une vitesse constante de la broche,
    aucun mouvement d'outil */
        p_schk=stab_check1;
        sweep_speeds(p_yyfun, p_schk, sim, &spres, p_hist, tool, work, cut, stab_p);
    }
    else if (sim.mode==3)
/* Produisez le diagramme de stabilité basé sur un niveau maximal permis de
    vibration. Utilisation pour des systèmes avec le mouvement d'outil forcé
*/
    {
        p_schk=stab_check2;
        sweep_speeds(p_yyfun, p_schk, sim, &spres, p_hist, tool, work, cut, stab_p);
    }
    else if (sim.mode==4)
/*Produisez le diagramme de stabilité. Utilisation pour des vitesses de la broche
variables et et une avance constante */
    {
        p_schk=stab_check3;
        sweep_speeds(p_yyfun, p_schk, sim, &spres, p_hist, tool, work, cut, stab_p);
    }
    else if (sim.mode==5)
/*Produisez le diagramme de stabilité avec un niveau minimum de vibration
    utilisé pour une vitesse variable de la broche et une avance par tour
constante */
    {
        p_schk=stab_check4;
        sweep_speeds(p_yyfun, p_schk, sim, &spres, p_hist, tool, work, cut, stab_p);
    }
    else if (sim.mode==6)
/*Générer et sauvegarder l'enveloppe du broutage */
        envsim(p_yyfun, sim, &spres, p_hist, tool, work, cut);
/*Calculer et afficher le temps écoulé pour exécuter le programme */
    elapsed=clock();
    printf("Temps ecoule: %f\n", (float) elapsed/CLOCKS_PER_SEC);

/* Ecrire le temps d'exécution écoulé dans un fichier* /
/ * fp=fopen("runtime.txt", " W");
fprintf(fp, " temps écoulé: %f \n", (float) écoulé/CLOCKS_PER_SEC);
fclose(fp);
*/
    exit(0);
}

/* simorth.h
    le fichier d'en-tête inclut des informations générales et des définitions
sur la coupe orthogonale. */

```

```

/* Taille des chunks de mémoire */
#define CHUNK_SIZE 256

/* Nombre de variables d'état */
#define STATES 4
/* Nombre variables d'état d'accélération */
#define ACC_STATES 2

#ifndef PI
# define PI 3.1415928
#endif

/* définition de la structure pour les informations de l'outil */
typedef struct
{
    double mx, my, kx, ky, cx, cy, zetax, zetay, omegax, omegay;
} TOOL_INFO;

/* Définition de la structure pour les information de la pièce */
typedef struct
{
    double N, d0, cutstiff, rotperiod;
} WORKPIECE_INFO;

/* Définition de la structure pour les paramètres de coupe */
typedef struct
{
    double DOC, b, theta, alpha, beta, db_dt;
} CUT_PARAM;

/* Définition de la structure pour porter les paramètres de la simulation */
typedef struct
{
    double hmax, hmin, h, epsmax, epsmin, tfinal, V, feed, d0pi, int_time,
        cx1, cx2, cx3, cy1, cy2, cy3, hinc, hdec, hmaxrat, hminrat, b, db_dt,
        rpmfreq, rpmamp, rpmcoeff, rpmomega, toolfreq, toolomega, toolamp,
        xmeandisp, xrange, xmindisp, xmaxdisp, feedcoeff, xmin, txmin, xmax, txmax,
        xvmin, txvmin, xvmax, txvmax, xamin, txamin, xamax, txamax, ymin, tymin, ymax,
        tymax, yvmin, tyvmin, yvmax, tyvmax, yamin, tyamin, yamax, tyamax;
    long int maxiter, totsteps;
    int int_cut, int_step, mode, fileskip, constfeed;
} SIM_PARAM;

/* Définition de la structure pour porter les paramètres du diagramme de stabilité
*/
typedef struct
{
    double Nmin, Nmax, bmin, bmax, bminabs, bmaxabs, increment, tolerance,
maxxmotion, slots;
    int Nsteps, maxchanges, initrot;
} STAB_CHART_PARAM;

/* Quelques chiffres pour commander l'impression et la manipulation de fichier
*/
#define PRINT 1
#define NO_PRINT 0
#define APPEND 1
#define NO_APPEND 0
#define WRITEFILE 1
#define NO_WRITEFILE 0
#define ROTATIONS 30

/* simorth.c
A. REZIG le 04/07/2004
le fichier principal pour la simulation de la coupe orthogonale */

```

```

#include <math.h>
#include <stdlib.h>
#include <stdio.h>

#include "simorth.h"
#include "coupelist.h"
#include "integ.h"

/* Fonctions Prototypes */
void orthsim(void (*p_yfun)(),SIM_PARAM *p_sim,HISTORY *p_hist,
            STEPDATA *p_spres,int nstart,TOOL_INFO tool,WORKPIECE_INFO work,
            CUT_PARAM cut);
double orthpp(SIM_PARAM *p_sim, HISTORY *p_hpres,int n_pres,HISTORY **p_h1,
            int *n1, STEPDATA *p_spres,double Llast);

void orthder(SIM_PARAM *p_sim, HISTORY *p_hpres,int n_pres,HISTORY **p_h1,
            int *n1,double Svecdot[STATES],STEPDATA *p_spres,
            double Llast);

/* Cette fonction simule la coupe orthogonale */
void orthsim(void (*p_yfun)(),SIM_PARAM *p_sim,HISTORY *p_hist,
            STEPDATA *p_spres,int nstart,TOOL_INFO tool,WORKPIECE_INFO work,
            CUT_PARAM cut)
{
    /* Déclaration de type variable */
    int nfinal, result;
    extern int rk45ad();
    HISTORY p_hfinal;

    char *stepdatafile="stepdata.txt";

    RK45CONST *p_rkcon; /* Structure des constantes de rk45 */

    /* Réserver d l'espace pour les constantes de rk45*/
    p_rkcon=(RK45CONST *) malloc(sizeof(RK45CONST));

    /* Initialiser les constants de rk45 */
    rk45init(p_rkcon);

    result=rk45ad(p_yfun,p_rkcon,p_sim,p_hist,nstart,&p_hfinal,
                &nfinal,p_spres,PRINT,WRITEFILE,NO_APPEND,stepdatafile);

    if (result==0)
    {
        printf("\nLa simulation a atteint le nombre maximum de pas de temps \n");
        printf("mais n'a pas atteint le temps final désiré .\n");
        result=p_sim->maxiter;
    }
    else
        printf("\nLa simulation a ete executee avec succes.\n");

    if (p_sim->int_cut!=0)
    {
        printf("La coupe est interrompue au pas de temps %d, temps = %f\n"
            ,p_sim->int_step,p_sim->int_time);
    }

    return;
}

/* Cette fonction détermine l'épaisseur du copeau pour simulations e la coupe
orthogonal en utilisant l'interpolation linéaire.*/
double orthpp(SIM_PARAM *p_sim, HISTORY *p_hpres,int npres,HISTORY **p_h1,
            int *p_n1, STEPDATA *p_spres,double Llast)
/* Les variables h_p1 et n_p1 se rapportent la première étape temporelle qui a
encadré position de l'outil à l'étape temporelle précédente . Ces

```

variables sont mises à jour dans cette fonction et les variables h\_p2 et n\_p2 sont alors placés pour se rapporter la position précédente immédiatement de l'autre côté de l'outil durant ce pas temporel \*/

```

{
  int n2, ind_temp, temp_ind, repeat;
  double n, Rdiff, toolmotion;
  HISTORY *p_h2, *hist_temp;

  toolmotion=0.0;
  n=0.0;
  if (p_sim->toolamp!=0.0) toolmotion=p_sim->
    toolamp*sin(2.0*PI*p_sim->toolfreq*p_spres->T);

  p_hpres->L[npres]=p_sim->V*p_spres->T+p_spres->Svec[2]
    +p_sim->rpmcoeff*sin(p_sim->rpmomega*p_spres->T)
    +toolmotion;

  p_hpres->R[npres]=p_sim->feed*p_spres->T+p_spres->Svec[0]
    +p_sim->feedcoeff*sin(p_sim->rpmomega*p_spres->T);

  /* Ceci simule un engagement sans heurt dans la pièce. */
  if (p_hpres->L[npres]<p_sim->d0pi)
  {
    p_hpres->prev_cut[npres]=NULL;
    if (p_hpres->R[npres]>0.0)
      return p_hpres->R[npres];
    else
      return 0.0;
  }
  else
  do
  {
    repeat=0;
    n=n+1.0;
    if ((**p_h1).L[*p_n1]>p_hpres->L[npres]-p_sim->d0pi*n)
    {
      while ((**p_h1).L[*p_n1]>p_hpres->L[npres]-p_sim->d0pi*n)
      {
        *p_n1=*p_n1-1;
        if (*p_n1<0)
        {
          *p_n1=CHUNK_SIZE-1;
          *p_h1=(**p_h1).p_prev;
        }
      }
    }
    else
    {
      while ((**p_h1).L[*p_n1]<p_hpres->L[npres]-p_sim->d0pi*n)
      {
        *p_n1=*p_n1+1;
        if (*p_n1>CHUNK_SIZE)
        {
          *p_n1=0;
          *p_h1=(**p_h1).p_next;
        }
      }
      *p_n1=*p_n1-1;
      if (*p_n1<0)
      {
        *p_n1=CHUNK_SIZE-1;
        *p_h1=(**p_h1).p_prev;
      }
    }
  }
  if (n==1)
  {

```

```

        hist_temp=*p_h1;
        ind_temp=*p_n1;
    }
    if ((**p_h1).prev_cut[*p_n1]!=NULL)
    {
        temp_ind=*p_n1;
        *p_n1=(**p_h1).prev_ind[*p_n1];
        *p_h1=(**p_h1).prev_cut[temp_ind];
        repeat=1;
    }
    } while (repeat);
n2=*p_n1+1;
p_h2=*p_h1;
if (n2>=CHUNK_SIZE)
{
    n2=0;
    p_h2=(**p_h1).p_next;
}

Rdiff=p_hpres->R[npres]-((**p_h1).R[*p_n1]+
    (p_hpres->L[npres]-p_sim->d0pi*n- (**p_h1).L[*p_n1])/
    (p_h2->L[n2]-(**p_h1).L[*p_n1]))*(p_h2->R[n2]-(**p_h1).R[*p_n1]));
*p_h1=hist_temp;
*p_n1=ind_temp;

if (Rdiff<0.0)
{
    Rdiff=0.0;
    p_hpres->prev_cut[npres]=hist_temp;
    p_hpres->prev_ind[npres]=ind_temp;
}
else
{
    p_hpres->prev_cut[npres]=NULL;
}
return Rdiff;
}

/* Cette fonction détermine les dérivés des variables d'état pour
les simulations de la coupe orthogonale . */
void orthder(SIM_PARAM *p_sim, HISTORY *p_hpres,int npres,HISTORY **p_h1,
            int *p_n1,double Svecdot[STATES],STEPDATA *p_spres,
            double Llast)
{
    p_spres->RDIFF=orthpp(p_sim,p_hpres,npres,p_h1,p_n1,p_spres,Llast);

    /* Vérification de la coupe interrompue */
    if (p_spres->RDIFF==0.0)

    if ((p_hpres->R[npres]!=0.0)&&(p_sim->int_cut==0))
    {

        p_sim->int_cut=1;
        p_sim->int_time=p_spres->T;
        p_sim->int_step=p_sim->totsteps;
    }

    Svecdot[0]=p_spres->Svec[1];
    Svecdot[1]=p_sim->cx1*p_spres->Svec[1]
        + p_sim->cx2*p_spres->Svec[0]
        + p_sim->cx3*(p_sim->b+p_sim->db_dt*p_spres->T)*p_spres->RDIFF;
    Svecdot[2]=p_spres->Svec[3];
    Svecdot[3]=p_sim->cy1*p_spres->Svec[3]
        + p_sim->cy2*p_spres->Svec[2]
        + p_sim->cy3*(p_sim->b+p_sim->db_dt*p_spres->T)*p_spres->RDIFF;
    /* Les deux prochaines lignes maintiennent des accélérations */

```



```

    p_spres->Svecdot[0]=Svecdot[1];
    p_spres->Svecdot[1]=Svecdot[3];

    return;
}

```

```

/* coupelist.h
   Ce fichier d'en-tête contient des définitions des structures de liste liée */

/* Cette structure définit les éléments de liste utilisés pour enregistrer les
   données de chemin de l'outil*/
typedef struct history
{
    double R[CHUNK_SIZE],L[CHUNK_SIZE];
    struct history *p_next,*p_prev,*prev_cut[CHUNK_SIZE];
    int prev_ind[CHUNK_SIZE];
} HISTORY;

/* Ceci définit le structre employé pour contenir des données courantes de
   position. */
typedef struct stepdata
{
    double Svec[STATES],Svecdot[STATES/2],T,RDIFF;
} STEPDATA;

/* Cette première structure est la définition pour les éléments de liste de la
   surface*/
typedef struct surface_patch
{
/* Ceci définit les pointeurs aux éléments précédents et prochains de liste */
    struct surface_patch *p_prev,*p_next;

/* Ceci définit les pointeurs à la liste contenant le début et la fin
   du chemin de surface décrite par cet élément */
    struct HISTORY *p_start,*p_end;

/* Ceci définit les indices des éléments contenant les données de position */
    int start_el,end_el;
} SURFACE_PATCH;

```

```

/* coupelist.c
   Ce fichier d'en-tête contient certaines des fonctions pour traiter

```

```

les listes liées . */
#include <stdlib.h>
#include <stdio.h>

#include "simorth.h"
#include "coupelist.h"

HISTORY *new_history(HISTORY *previous);

HISTORY *first_history(void);

void init_step(STEPDATA *p_spres);

HISTORY *new_history(HISTORY *previous)
/* Cette fonction crée un nouvel élément de liste d'histoire de tournage et
   l'attache à l'élément de liste précédente et attache la précédent liste
   l'élément au nouvel élément */
{
    HISTORY *p;
    int i,j;

/* Assigne l'espace et sort si l'espace n'est pas créé. */
    p=(HISTORY *) malloc(sizeof(HISTORY));
    if (p==NULL)
    {
        printf("Aucuns nouveaux éléments history pour vous! Deux mégabytes .\n");
        exit(1);
    }

/* Placer le pointeur de p_next pour ne rien pointer */
    p->p_next=NULL;
/* Placer le pointeur de p_prev pour pointer la structure précédente */
    p->p_prev=previous;

    p->prev_cut[0]=NULL;

/* Si ce n'est pas la première étape temporelle placé le pointeur de p_next du
   précédent structure de données pour pointer la structure nouvellement
   produite */

    if (previous!=NULL)
        previous->p_next=p;

    return p;
}

HISTORY *first_history(void)
/* Cette fonction crée la première rangée d'histoire et l'établit
   pour toutes les conditions initiales zéro */
{
    HISTORY *p;
    int j;

    p=new_history((HISTORY *) NULL); /* Assigne l'espace pour la première history
                                       structure */

    p->L[0]=0.0;
    p->R[0]=0.0;

    return p;
}

void init_step(STEPDATA *p_spres)
/* Initialise la première étape temporelle quand le programme commence */

```

```

    {
        int j;

        /* Etats initiaux d'installation */
        for (j=0;j<STATES;j++)
            p_spres->Svec[j]=0.0;
        for (j=0;j<ACC_STATES;j++)
            p_spres->Svecdot[j]=0.0;
        p_spres->T=0.0;
        p_spres->RDIFF=0.0;
        return;
    }

    SURFACE_PATCH *new_surface(SURFACE_PATCH *previous, SURFACE_PATCH *next)
    /* Cette fonction crée un nouvel élément de surface et l'insère dans
       l'ensemble de surface existant . */
    {
        SURFACE_PATCH *p;

        /* Assigne l'espace et sort si l'espace n'est pas créé */
        p=(SURFACE_PATCH *) malloc(sizeof(SURFACE_PATCH));
        if (p==NULL)
            {printf("No new surface patches for you! Two megs.\n");
             exit(1);}

        p->p_next=next;
        p->p_prev=previous;

        if (previous!=NULL)
            previous->p_next=p;
        if (next!=NULL)
            next->p_prev=p;

        return p;
    }

    /* input.h
       Ce fichier d'en-tête contient l'information liée à la lecture des
       paramètres de la simulation à partir d'un fichier setup et de la ligne de
       commande */

    #define LINESIZE 100
    #define NOFILE 0
    #define READFILE 1

```

```

/* input.c
   A. REZIG   le 04/07/2004

```

```

    fonctions de chargement des paramètres de simulation de la coupe orthogonale
*/

#include <math.h>
#include <stdlib.h>
#include <stdio.h>
#include <string.h>

#include "simorth.h"
#include "coupelist.h"
#include "input.h"

const char *SETUP_FILE="simulate.cfg";

/* Fonctions prototypes */
void def_param(SIM_PARAM *p_sim, TOOL_INFO *p_tool, WORKPIECE_INFO *p_work,
              CUT_PARAM *p_cut, STAB_CHART_PARAM *p_stab_p);

void set_param(char **pp_var, char **pp_val, SIM_PARAM *p_sim,
              TOOL_INFO *p_tool, WORKPIECE_INFO *p_work, CUT_PARAM *p_cut,
              STAB_CHART_PARAM *p_stab_p);

void init_param(SIM_PARAM *p_sim, TOOL_INFO *p_tool, WORKPIECE_INFO *p_work,
              CUT_PARAM *p_cut, STAB_CHART_PARAM *p_stab_p);
int load_setup_file(SIM_PARAM *p_sim, TOOL_INFO *p_tool,
                  WORKPIECE_INFO *p_work,
                  CUT_PARAM *p_cut, STAB_CHART_PARAM *p_stab_p);

int cmd_line_arg(int argc, char *argv[], SIM_PARAM *p_sim,
                TOOL_INFO *p_tool, WORKPIECE_INFO *p_work,
                CUT_PARAM *p_cut, STAB_CHART_PARAM *p_stab_p);

void make_token(char *string, char **pp_var, char **pp_val);

void make_setup_file(SIM_PARAM *p_sim, TOOL_INFO *p_tool,
                   WORKPIECE_INFO *p_work, CUT_PARAM *p_cut,
                   STAB_CHART_PARAM *p_stab_p);

/* Le plus important commence ici */
void def_param(SIM_PARAM *p_sim, TOOL_INFO *p_tool, WORKPIECE_INFO *p_work,
              CUT_PARAM *p_cut, STAB_CHART_PARAM *p_stab_p)
/* Initialiser les variables en utilisant paramètres par défaut
   Cette fonction reçoit les pointeurs à la simulation, l'outil, pièce, et
   les structures des données de la coup pour être initialiser. */
{
    p_tool->kx=5500000.0;          /* La rigidité de l'outil suivant x */
    p_tool->ky=3300000.0;          /* La rigidité de l'outil suivant y*/
    p_tool->mx=0.48;              /* La masse effective suivant x */
    p_tool->my=0.70;              /* La masse effective suivant y */
    p_tool->zetax=0.0216;         /* Le rapport d'amortissement suivant x */
    p_tool->zetay=0.013;          /* Le rapport d'amortissement suivant y */

    p_work->cutstiff=1e9;          /* L'effort de coupe spécifique de la pièce */
    p_work->d0=0.0394;            /* Diamètre de la pièce */
    p_work->N=400.0;              /* Vitesse de rotation, tr/min */
    p_cut->DOC=0.0001;           /* Profondeur de la coupe, m/tr */
    p_cut->b=0.001;               /* Largeur de la coupe */
    p_cut->db_dt=0.0;            /* Changement de la largeur de coupe par unité
de                                 temps */
    p_cut->theta=PI/9.0;          /* Angle de la force coupe */

/* Définition de quelques paramtres de simulation */
    p_sim->int_cut=0;             /* Vérifier la coupe interrompu */
    p_sim->epsmin=0.0000001; /* Bande inférieure de l'erreur avant l'augmentation
de                                 la taille du pas */

```

```

p_sim->epsmax=0.000001; /* L'erreur maximale par pas */
p_sim->maxiter=100000; /* Le nombre maximum de pas de temps */
p_sim->totsteps=0; /* compte le nombre total de pas écoulé */
p_sim->tfinal=1.0; /* Temps final */
p_sim->hinc=1.5; /* Rapport par lequel la taille de pas est
augmentée si l'erreur est trop petite */
p_sim->hdec=0.75; /* Rapport par lequel la taille de pas est
augmentée si l'erreur est trop grande */
p_sim->hmaxrat=100.0; /* Rapport de taille de pas maximum à la taille
de pas initiale */
p_sim->hminrat=100000.0; /* Rapport de taille de pas minimum à la taille
de pas initiale */
p_sim->constfeed=0; /* Détermine si le taux d'avance est constant ou
pas */

p_stab_p->bmax=0.01; /* Largeur de coupe initiale maximum */
p_stab_p->bmaxabs=0.02; /* Largeur de coupe finale maximum */
p_stab_p->bmin=0.0; /* Largeur de coupe initiale minimum */
p_stab_p->bminabs=0.0; /* Largeur de coupe finale minimum */
p_stab_p->slots=32.0; /* Incrémenter pour décaler des limites
supérieures et inférieures */
p_stab_p->tolerance=0.0000025; /* Tolérance de la largeur de coupe */
p_stab_p->Nmax=10000.0; /* Vitesse maximale de la broche */
p_stab_p->Nmin=1000.0; /* Vitesse minimale de la broche */
p_stab_p->Nsteps=1000; /* Nombre d'incrément de la vitesse de la broche
*/

p_stab_p->initrot=5; /* Rotation initiale */
p_stab_p->maxchanges=5; /* Nombre de changements d'amplitude à surveiller
*/
p_stab_p->maxxmotion=1e-6; /* Amplitude maximale admissible suivant x */
p_sim->rpmfreq=0.0; /* Variation de la fréquence de la vitesse de la
broche */
p_sim->rpmamp=0.0; /* Variation de l'amplitude de la vitesse de la
broche */
p_sim->toolfreq=0.0; /* Fréquence du mouvement forcé de l'outil
suivant y */
p_sim->toolamp=0.0; /* Amplitude du mouvement forcé de l'outil
suivant y */
p_sim->fileskip=5; /* Les données du pas de temps seront des pas
sauvegardés de chaque saut de fichier */
p_sim->mode=1; /* Mode d'opération :1=domaine temporel
2=stabilité de type 1
4=stabilité de type 2
6=enveloppe */

return;
}

int load_setup_file(SIM_PARAM *p_sim, TOOL_INFO *p_tool, WORKPIECE_INFO *p_work,
CUT_PARAM *p_cut, STAB_CHART_PARAM *p_stab_p)
/* Cette fonction lit des paramètres de simulation à partir d'un fichier de
données Cette fonction reçoit des pointeurs à la simulation, l'outil, la
pièce, et les structures de données de coupe à initialiser.*/

{
FILE *fp;
/* string est la ligne lue à partir du dossier, p_var est une variable nommée
string retirée de cette ligne, p_val est une valeur string tirée de cette
ligne. */
char string[LINESIZE], *p_var[LINESIZE], *p_val[LINESIZE];

/* Ouvre le fichier input pour la lecture. */
fp=fopen(SETUP_FILE, "r");

/* Vérification pour s'assurer que le fichier a été lu correctement. Si no
écrire un message et appeler la fonction pour le créer */
if (fp==NULL)
{

```

```

printf("Le fichier Setup %s est introuvable. Creer le par
      default\n",SETUP_FILE);
printf("La simulation va etre executee en utilisant les données par
      défaut\n");
make_setup_file(p_sim, p_tool,p_work,p_cut,p_stab_p);
return NOFILE;
}

/* Lire et balayer à l'aide du fichier input . */
while (fgets(string,LINESIZE-1,fp)!=NULL)
{
  make_token(string,p_var,p_val);
  set_param(p_var,p_val,p_sim, p_tool,p_work,p_cut,p_stab_p);
}

fclose(fp);
return READFILE;
}

int cmd_line_arg(int argc, char *argv[], SIM_PARAM *p_sim,
                TOOL_INFO *p_tool, WORKPIECE_INFO *p_work,
                CUT_PARAM *p_cut, STAB_CHART_PARAM *p_stab_p)
/* Cette fonction lit des paramètres de simulation de ligne de commande. argc,
  et argv sont les variables de ligne de commande passées vers le princ. Cette
  fonction reçoit des pointeurs à la simulation, à l'outil, à l'objet, et
  aux structures des données de la coupe pour initialisation. */
{
  char *p_var[LINESIZE],*p_val[LINESIZE];

  /* Cette boucle analyse chacun des arguments de ligne de commande */
  while (--argc>0)
  {
    make_token(++argv,p_var,p_val);
    set_param(p_var,p_val,p_sim, p_tool,p_work,p_cut,p_stab_p);
  }

  return 1;
}

void make_token(char *string, char **pp_var, char **pp_val)
/* Coupe variable input 'string' en deux parts, pp_var et pp_val
  utilisant le symbole ' = ' pour les séparer. */
{
  /* Cette ligne retire la partie de 'string' entre le premier non-espace
    caractère et l'apparition du signe ' = ' . */
  *pp_var=strtok(string, " =");
  /* Cette ligne retire la partie de ' string ' entrele signe ' = ' et
    le prochain espace */
  *pp_val=strtok(NULL, " ");
}

void set_param(char **pp_var, char **pp_val,SIM_PARAM *p_sim,
              TOOL_INFO *p_tool,WORKPIECE_INFO *p_work,CUT_PARAM *p_cut,
              STAB_CHART_PARAM *p_stab_p)

/* Place des variables selon la variable nommée string référencée par pp_var,
  et la valeur de string référencée par pp_val.
  Cette fonction reçoit des pointeurs à la simulation, outil, objet, et
  structures de données de la coupe pour l' initialisation. */
{
  if (!strcmp(*pp_var,"kx"))
    p_tool->kx=atof(*pp_val); /* La rigidité de l'outil suivant x*/
  if (!strcmp(*pp_var,"ky"))
    p_tool->ky=atof(*pp_val); /* La rigidité de l'outil suivant y*/
  if (!strcmp(*pp_var,"mx"))

```

```

    p_tool->mx=atof(*pp_val); /* La masse effective suivant x */
if (!strcmp(*pp_var,"my"))
    p_tool->my=atof(*pp_val); /* La masse effective suivant y */
if (!strcmp(*pp_var,"zetax"))
    p_tool->zetax=atof(*pp_val); /* Le rapport d'amortissement suivant x */
if (!strcmp(*pp_var,"zetay"))
    p_tool->zetay=atof(*pp_val); /* Le rapport d'amortissement suivant y */
if (!strcmp(*pp_var,"cutstiff"))
    p_work->cutstiff=atof(*pp_val); /* Pression spécifique de la pièce */
if (!strcmp(*pp_var,"d0"))
    p_work->d0=atof(*pp_val); /* Le diamètre de la pièce */
if (!strcmp(*pp_var,"N"))
    p_work->N=atof(*pp_val); /* La vitesse de rotation en tr/min*/
if (!strcmp(*pp_var,"DOC"))
    p_cut->DOC=atof(*pp_val); /* La profondeur de coupe */
if (!strcmp(*pp_var,"b"))
    p_cut->b=atof(*pp_val); /* La largeur de coupe */
if (!strcmp(*pp_var,"db_dt"))
    p_cut->db_dt=atof(*pp_val); /*Le taux de changement de la largeur de coupe
*/

if (!strcmp(*pp_var,"theta"))
    p_cut->theta=atof(*pp_val)*PI/180.0; /* L'angle de la force de coupe */

/* Définition de quelques paramètres de simulation */
if (!strcmp(*pp_var,"epsmin"))
    p_sim->epsmin=atof(*pp_val); /* limite inférieure de l'erreur avant
    l'augmentation de la taille du pas */
if (!strcmp(*pp_var,"epsmax"))
    p_sim->epsmax=atof(*pp_val); /* L'erreur max par pas */
if (!strcmp(*pp_var,"maxiter"))
    p_sim->maxiter=atoi(*pp_val); /* Le nombre max de pas de temps */
if (!strcmp(*pp_var,"tfinal"))
    p_sim->tfinal=atof(*pp_val); /* Le temps final */
if (!strcmp(*pp_var,"hinc"))
    p_sim->hinc=atof(*pp_val); /* Rapport pour lequel la taille du pas est
    augmentée si l'erreur est trop petite */
if (!strcmp(*pp_var,"hdec"))
    p_sim->hdec=atof(*pp_val); /* rapport pour lequel la taille du pas est
    diminuée si l'erreur est trop grande */
if (!strcmp(*pp_var,"hmaxrat"))
    p_sim->hmaxrat=atof(*pp_val); /* Rapport de taille du pas maximum à la
    taille du pas initiale */
if (!strcmp(*pp_var,"hminrat"))
    p_sim->hminrat=atof(*pp_val); /* Rapport de taille de pas mimimum à la
    taille de pas initiale*/
if (!strcmp(*pp_var,"rpmfreq")) /* La variation de la fréquence de la vitesse
    de la broche */
    p_sim->rpmfreq=atof(*pp_val);
if (!strcmp(*pp_var,"rpmamp")) /* La variation de l'amplitude de la vitesse
    de la broche */
    p_sim->rpmamp=atof(*pp_val);

if (!strcmp(*pp_var,"toolfreq")) /* Frequence du mouvement forcé de l'outil
    suivant y */
    p_sim->toolfreq=atof(*pp_val);
if (!strcmp(*pp_var,"toolamp")) /* Amplitude du mouvement forcé de l'outil
    suivant y */
    p_sim->toolamp=atof(*pp_val);
if (!strcmp(*pp_var,"mode")) /* Mode d'opérations */
    p_sim->mode=atoi(*pp_val);
if (!strcmp(*pp_var,"fileskip"))
    p_sim->fileskip=atoi(*pp_val); /* Intervalle de sauvegard de pas */
if (!strcmp(*pp_var,"constfeed"))
    p_sim->constfeed=atoi(*pp_val); /* Si l'avance n'est pas constante */
if (!strcmp(*pp_var,"bmax"))

```

```

    p_stab_p->bmax=atof(*pp_val); /* La largeur de coupe max initiale */
if (!strcmp(*pp_var,"bmaxabs"))
    p_stab_p->bmaxabs=atof(*pp_val); /* La largeur de coupe max finale */
if (!strcmp(*pp_var,"bmin"))
    p_stab_p->bmin=atof(*pp_val); /* La largeur de coupe min initiale */
if (!strcmp(*pp_var,"bminabs"))
    p_stab_p->bminabs=atof(*pp_val); /* La largeur de coupe min finale */
if (!strcmp(*pp_var,"slots"))
    p_stab_p->slots=atof(*pp_val); /* Incrémentez pour décaler des limites
    supérieures et inférieures près */
if (!strcmp(*pp_var,"tolerance"))
    p_stab_p->tolerance=atof(*pp_val); /* La tolérance de la largeur de coupe
*/
if (!strcmp(*pp_var,"Nmax"))
    p_stab_p->Nmax=atof(*pp_val); /*La vitesse de la broche max. */
if (!strcmp(*pp_var,"Nmin"))
    p_stab_p->Nmin=atof(*pp_val); /* La vitesse de la broche min. */
if (!strcmp(*pp_var,"Nsteps"))
    p_stab_p->Nsteps=atoi(*pp_val); /* Le nombre d'incréments dans la vitesse
de la broche */
if (!strcmp(*pp_var,"initrot"))
    p_stab_p->initrot=atoi(*pp_val); /* Rotation initiale */
if (!strcmp(*pp_var,"maxchanges"))
    p_stab_p->maxchanges=atoi(*pp_val); /* Nombre de changements d'amplitude à
surveiller */
if (!strcmp(*pp_var,"maxxmotion"))
    p_stab_p->maxxmotion=atof(*pp_val); /* Mouvement max permis suivant x */
return;
}

void init_param(SIM_PARAM *p_sim, TOOL_INFO *p_tool, WORKPIECE_INFO *p_work,
    CUT_PARAM *p_cut, STAB_CHART_PARAM *p_stab_p)
/* Calcul des valeurs basées sur les paramètres définis.
    Cette fonction reçoit des pointeurs à la simulation, outil, objet, et
    Structures de données de la coupe pour initialisation.*/
{
    double deltat; /* Utiliser comme variable intermédiaire pour trouver
    le pas de temps */
/* Calcul de l'amortissement constante */
    p_tool->cx=2.0*p_tool->zetax*sqrt(p_tool->mx*p_tool->kx);
    p_tool->cy=2.0*p_tool->zetay*sqrt(p_tool->my*p_tool->ky);

    p_work->rotperiod=60.0/p_work->N; /* Période de rotation */

    p_cut->alpha=sin(p_cut->theta); /* composante de la force de coupe suivant x */
    p_cut->beta=cos(p_cut->theta); /* composante de la force de coupe suivant y */

/* calcul des constantes utilisées dans la fonction dérivée. Si la rigidité ou
la masse dans n'importe quelle direction est zéro on suppose que ce ddl
est inactif. */

    if ((p_tool->kx==0.0)|| (p_tool->mx==0.0))
    {
        p_sim->cx1=0.0;
        p_sim->cx2=0.0;
        p_sim->cx3=0.0;
        p_tool->omegax=0.0;
    }
    else
    {
        p_sim->cx1=-p_tool->cx/p_tool->mx;
        p_sim->cx2=-p_tool->kx/p_tool->mx;
    }
}

```



```

/* Ce n'est pas réellement cx3 mais il est multiplié par le p_cut->b pour
obtenir cx3 */
p_sim->cx3=-p_cut->alpha*p_work->cutstiff/p_tool->mx;
p_tool->omegax=sqrt(p_tool->kx/p_tool->mx);
}
if ((p_tool->ky==0.0) || (p_tool->my==0.0))
{
p_sim->cy1=0.0;
p_sim->cy2=0.0;
p_sim->cy3=0.0;
p_tool->omegay=0.0;
}
else
{
p_sim->cy1=-p_tool->cy/p_tool->my;
p_sim->cy2=-p_tool->ky/p_tool->my;
/* Ce n'est pas réellement cy3 mais il est multiplié par le p_cut->b pour
obtenir cy3 */
p_sim->cy3=-p_cut->beta*p_work->cutstiff/p_tool->my;
p_tool->omegay=sqrt(p_tool->my/p_tool->my);
}
/* Ces quelques lignes suivantes de code place le temps initial du pas pour
être le 1/10 de la période de la plus grande fréquence naturelle */
if ((p_tool->omegax==0.0) && (p_tool->omegay==0.0))
deltat=p_sim->tfinal/((double) p_sim->maxiter);
else
{
if (p_tool->omegax>p_tool->omegay)
deltat=2.0*PI/p_tool->omegax/10.0;
else
deltat=2.0*PI/p_tool->omegay/10.0;
}
/* Définition de quelques paramètres de simulation */
p_sim->h=deltat;
p_sim->hmax=deltat*p_sim->hmaxrat;
p_sim->hmin=deltat/p_sim->hminrat;

/* Copie quelques choses dans le p_sim de sorte que peu de variables soient
passées autour de plus tard */

/* Largeur de la matière coupée */
p_sim->b=p_cut->b;
p_sim->db_dt=p_cut->db_dt;

/* Diamètre de la pièce * pi. utilisée pour trouver le dernier DOC. */
p_sim->d0pi=p_work->d0*PI;

/* La vitesse d'avance linéaire sur la pièce */
p_sim->feed=p_cut->DOC*p_work->N/60.0;

/* Vitesse relative linéaire de l'outil par rapport à la pièce */
p_sim->V=p_work->N/60.0*p_work->d0*PI;

/* Fréquence du mouvement forcé de l'outil en rad/sec */
p_sim->toolomega=p_sim->toolfreq*2.0*PI;

/* Variation de coefficient de vitesse de la broche pour calculer L */
if (p_sim->rpmfreq!=0.0)
{
p_sim->rpmomega=p_sim->rpmfreq*2.0*PI;
p_sim->rpmcoeff=p_sim->rpmamp*p_sim->V/p_sim->rpmomega;
if (p_sim->constfeed==1)
p_sim->feedcoeff=0.0;
else
p_sim->feedcoeff=p_sim->rpmamp*p_sim->feed/p_sim->rpmomega;
}
else

```

```

    {
        p_sim->rpmomega=0.0;
        p_sim->rpmcoeff=0.0;
        p_sim->feedcoeff=0.0;
    }

/*Incrément de vitesse de la broche pour la génération du diagramme de
stabilité*/
p_stab_p->increment=(p_stab_p->bmaxabs-p_stab_p->bminabs)/p_stab_p->slots;

if (p_tool->kx!=0.0)
    p_sim->xmeandisp=-p_sim->b*p_work->cutstiff*p_cut->DOC/p_tool->kx
        *sin(p_cut->theta);
else p_sim->xmeandisp=0.0;

p_sim->xmaxdisp=p_sim->xmeandisp/(1+p_sim->rpmamp);
p_sim->xmindisp=p_sim->xmeandisp/(1-p_sim->rpmamp);

return;
}

Void make_setup_file(SIM_PARAM *p_sim, TOOL_INFO *p_tool,
                    WORKPIECE_INFO *p_work,CUT_PARAM *p_cut,
                    STAB_CHART_PARAM *p_stab_p)

/* Créer le fichier de configuration s'il est introuvablr. Initialiser des
variables en utilisant des paramètres par défaut */
{
    FILE *fp;

    fp=fopen(SETUP_FILE,"w");

    fprintf(fp,"kx=%e /* La rigidité de l'outil suivant x */\n",p_tool->kx);
    fprintf(fp,"ky=%e /* La rigidité de l'outil suivant y */\n",p_tool->ky);
    fprintf(fp,"mx=%f /* La masse effective suivant x */\n",p_tool->mx);
    fprintf(fp,"my=%f /* La masse effective suivant y */\n",p_tool->my);
    fprintf(fp,"zetax=%e /* Le rapport d'amortissement suivant x */\n",p_tool-
>zetax);
    fprintf(fp,"zetay=%e /* Le rapport d'amortissement suivant y */\n",p_tool-
>zetay);
    fprintf(fp,"cutstiff=%e /*a pression spécifique de coupe de la pièce
*/\n",p_work->cutstiff);
    fprintf(fp,"d0=%f /* le diamètre de la pièce */\n",p_work->d0);
    fprintf(fp,"N=%f /* La vitesse de rotation en tr/min */\n",p_work->N);

    fprintf(fp,"DOC=%e /* La profondeur de coupe */\n",p_cut->DOC);
    fprintf(fp,"b=%e /* La largeur de coupe */\n",p_cut->b);
    fprintf(fp,"db_dt=%e /* Le taux de changement de la largeur de coupe
*/\n",p_cut-
>db_dt);
    fprintf(fp,"theta=%f /* L'angle de la force de coupe en ° * /\n",p_cut-
>theta*180/PI);

/* Définition de quelques paramètres de simulation */
    fprintf(fp,"epsmin=%e /* limite inférieure de l'erreur avant l'augmentation de
la
taille du pas\n", p_sim->epsmin);
    fprintf(fp,"epsmax=%e /* L'erreur max par pas */\n",p_sim->epsmax);
    fprintf(fp,"maxiter=%d /* Le nombre max de pas de temps */\n", p_sim->maxiter);
    fprintf(fp,"tfinal=%f /* Temps final */\n",p_sim->tfinal);
    fprintf(fp,"hinc=%f /* Rapport pour lequel la taille du pas est augmentée si
l'erreur est trop petite */\n",p_sim->hinc);
    fprintf(fp,"hdec=%f /* rapport pour lequel la taille du pas est diminuée si
l'erreur est trop grande */\n", p_sim->hdec);
    fprintf(fp,"hmaxrat=%f /* Rapport de taille du pas maximum à la taille du pas
initiale */\n", p_sim->hmaxrat);
    fprintf(fp,"hminrat=%f /* Rapport de taille de pas minimum à la taille de pas
initiale */\n", p_sim->hminrat);

```

```

fprintf(fp,"rpmfreq=%f /* Fréquence de la variation de la vitesse de la broche
*/\n", p_sim->rpmfreq);
fprintf(fp,"rpmamp=%f /* Amplitude de la variation de la vitesse de la broche
*/\n",p_sim->rpmamp);
fprintf(fp,"toolfreq=%f /* Fréquence du mouvement forcé de l'outil suivant y
*/\n", p_sim->toolfreq);
fprintf(fp,"toolamp=%f /* Amplitude du mouvement forcé de l'outil suivant y */
\n", p_sim->toolamp);
fprintf(fp,"mode=%f /* Mode d'operations */ \n",p_sim->mode);
fprintf(fp,"fileskip=%f /* Intervalle du sauvegard de pas */ \n", p_sim-
>fileskip);
fprintf(fp,"constfeed=%f /* Si le taux d'avance est constant */ \n", p_sim-
>constfeed);
fprintf(fp,"bmax=%f /* Largeur d coupe max. initiale */\n",p_stab_p->bmax);
fprintf(fp,"bmaxabs=%f /* Largeur de coupe max. finale */ \n", p_stab_p-
>bmaxabs);
fprintf(fp,"bmin=%f; /* Largeur de cope min. initiale */ \n", p_stab_p->bmin);
fprintf(fp,"bminabs=%f /* Largeur de coupe min finale */ \n", p_stab_p-
>bminabs);
fprintf(fp,"slots=%f /* Incrémentez pour décaler des limites supérieures et
inférieures près */ \n",p_stab_p->slots);
fprintf(fp,"tolerance=%f /* Tolérance de la largeur de coupe */ \n", p_stab_p-
>tolerance);
fprintf(fp,"Nmax=%f /* La vitesse de la broche max.*/ \n", p_stab_p->Nmax);
fprintf(fp,"Nmin=%f /* La vitesse de la broche min. */ \n", p_stab_p->Nmin);
fprintf(fp,"Nsteps=%f /* Nombre d'incrémentations dans la vitesse de la broche */
\n",
p_stab_p->Nsteps);
fprintf(fp,"initrot=%f /* Rotation initiale */\n", p_stab_p->initrot);
fprintf(fp,"maxchanges=%f /* Nombre de changements d'amplitude à surveiller
*/\n",p_stab_p->maxchanges);
fprintf(fp,"maxxmotion=%f /* Mouvement max permis suivant x */\n", p_stab_p-
>maxxmotion);

fclose(fp);

return;
}

```

```

/* integ.h

```

```

Ce dossier d'en-tête contient l'information pour le RK45
la fonction d'intégration */

```

```

/* La structure suivante est employée pour porter les constantes pour la
fonction rk45 */

```

```

typedef struct
{
double c20,c21,c30,c31,c32,c40,c41,c42,c43,c51,c52,c53,c54,
c60,c61,c62,c63,c64,c65,a1,a2,a3,a4,a5,b1,b2,b3,b4,b5,b6;
} RK45CONST;

```

```

/* integ.c

```

```

Ce fichier contient des fonctions reliées par RK45 pour la simulation du domaine
temporel */
#include <stdlib.h>

```

```

#include <stdio.h>
#include <math.h>

#include "simorth.h"
#include "coupelist.h"
#include "integ.h"

/* Fonction prototypes */
void rk45init(RK45CONST *p_rkcon);

double rk45step(void *p_yyfun(),RK45CONST *p_rkcon,SIM_PARAM *p_sim,
               int npres,int nnext,HISTORY *p_hpres,HISTORY *p_hnext,
               HISTORY **pp_hlastcut,int *p_nlastcut,
               STEPDATA *p_spres,STEPDATA *p_snext);

int rk45ad(void *p_yyfun(),RK45CONST *p_rkcon,SIM_PARAM *p_sim,
           HISTORY *p_hpres,int npres,HISTORY **pp_hfinal,int *p_nfinal,
           STEPDATA *p_spres, int printout,int writefile,int append,
           char *datafile);

void rk45init(RK45CONST *p_rkcon)
/* Cette fonction initialise les coefficients RK45 */
{
    p_rkcon->c20=0.25;
    p_rkcon->c21=0.25;

    p_rkcon->c30=0.375;
    p_rkcon->c31=0.09375;
    p_rkcon->c32=0.28125;

    p_rkcon->c40=12.0/13.0;
    p_rkcon->c41=1932.0/2197.0;
    p_rkcon->c42=-7200.0/2197.0;
    p_rkcon->c43=7296.0/2197.0;

    p_rkcon->c51=439.0/216.0;
    p_rkcon->c52=-8.0;
    p_rkcon->c53=3680.0/513.0;
    p_rkcon->c54=-845.0/4104.0;

    p_rkcon->c60=0.5;
    p_rkcon->c61=-8.0/27.0;
    p_rkcon->c62=2.0;
    p_rkcon->c63=-3544.0/2565.0;

    p_rkcon->c64=1859.0/4104.0;
    p_rkcon->c65=-0.275;

    p_rkcon->a1=25.0/216.0;
    p_rkcon->a2=0.0;
    p_rkcon->a3=1408.0/2565.0;
    p_rkcon->a4=2197.0/4104.0;
    p_rkcon->a5=-0.2;

    p_rkcon->b1=16.0/135.0;
    p_rkcon->b2=0.0;
    p_rkcon->b3=6656.0/12825.0;
    p_rkcon->b4=28561.0/56430.0;
    p_rkcon->b5=-0.18;
    p_rkcon->b6=2.0/55.0;

    return;
}

double rk45step(void *p_yyfun(),RK45CONST *p_rkcon,SIM_PARAM *p_sim,
               int npres,int nnext,HISTORY *p_hpres,HISTORY *p_hnext,

```

```

        HISTORY **pp_hlastcut,int *p_nlastcut,
        STEPDATA *p_spres,STEPDATA *p_snext)
/* Cette fonction fait un pas à pas en utilisant RK45 et renvoie une évaluation
de
l'erreur impliquée en prenant cette mesure.
Elle reçoit comme arguments:
p_ypfun: pointeur à la fonction dérivée
p_rkcon: constantes pour les fonctions rk45
p_sim: pointeur à structurer avec des paramètres de simulation
npres: l'index dans une structure d'histoire de pas de temps courant
nnext: l'index dans une structure d'histoire le prochainpas
p_hpres: pointeur à la structure courante d'histoire
p_hnext: pointeur à la prochaine structure d'histoire
pp_hlastcut: pointeur à la structure d'histoire contenant
données la surface qui ont été impliquées dans des calculs de
copeau du pas temporel précédente
p_nlastcut: le pas de temps la plus récente dans le pp_hlastcut qui est plus
ancien que la véritable position précédente sur le pas de temps
précédent
p_spres: Données du pas du temps actuelle */
{
double F1[STATES],F2[STATES],F3[STATES],F4[STATES],F5[STATES],F6[STATES],
h4[STATES]; /* diverses termes des dérivées intermédiaires et 4ème
ordre
d'évaluation de la prochaine position */
double eps; /* erreur estimée */
double htemp; /* Variable temporaire qui porte la taille du pas de temps */
double Llast; /* Valeur de L au début du pas de temps */
int i; /* utilisé pour compter dans les boucles */

eps=0.0;

/* Début de code de la méthode RK45 */
F1[0]=p_spres->Svec[1]*p_sim->h;
F1[1]=p_spres->Svecdot[0]*p_sim->h;
F1[2]=p_spres->Svec[3]*p_sim->h;
F1[3]=p_spres->Svecdot[1]*p_sim->h;

htemp=p_sim->h;
Llast=p_hpres->L[npres];

p_sim->h=htemp*p_rkcon->c20;
p_snext->T=p_spres->T+p_sim->h;

for (i=0;i<STATES;i++)
p_snext->Svec[i]=p_spres->Svec[i]+p_rkcon->c21*F1[i];
p_ypfun(p_sim,p_hnext,nnext,pp_hlastcut,p_nlastcut,F2,p_snext,Llast);
for (i=0;i<STATES;i++)
F2[i]=F2[i]*htemp;

p_sim->h=htemp*p_rkcon->c30;
p_snext->T=p_spres->T+p_sim->h;
for (i=0;i<STATES;i++)
p_snext->Svec[i]=p_spres->Svec[i]+p_rkcon->c31*F1[i]
+p_rkcon->c32*F2[i];

p_ypfun(p_sim,p_hnext,nnext,pp_hlastcut,p_nlastcut,F3,p_snext,Llast);
for (i=0;i<STATES;i++)
F3[i]=F3[i]*htemp;

p_sim->h=htemp*p_rkcon->c40;
p_snext->T=p_spres->T+p_sim->h;
for (i=0;i<STATES;i++)
p_snext->Svec[i]=p_spres->Svec[i]+p_rkcon->c41*F1[i]
+p_rkcon->c42*F2[i]+p_rkcon->c43*F3[i];

p_ypfun(p_sim,p_hnext,nnext,pp_hlastcut,p_nlastcut,F4,p_snext,Llast);

```

```

for (i=0;i<STATES;i++)
    F4[i]=F4[i]*htemp;

p_sim->h=htemp;
p_snext->T=p_spres->T+p_sim->h;
for (i=0;i<STATES;i++)
    p_snext->Svec[i]=p_spres->Svec[i]+p_rkcon->c51*F1[i]
        +p_rkcon->c52*F2[i]+p_rkcon->c53*F3[i]
        +p_rkcon->c54*F4[i];
p_ypfun(p_sim,p_hnext,nnext,pp_hlastcut,p_nlastcut,F5,p_snext,Llast);
for (i=0;i<STATES;i++)
    F5[i]=F5[i]*htemp;

p_sim->h=htemp*p_rkcon->c60;
p_snext->T=p_spres->T+p_sim->h;
for (i=0;i<STATES;i++)
    p_snext->Svec[i]=p_spres->Svec[i]+p_rkcon->c61*F1[i]
        +p_rkcon->c62*F2[i]+p_rkcon->c63*F3[i]
        +p_rkcon->c64*F4[i]+p_rkcon->c65*F5[i];

p_ypfun(p_sim,p_hnext,nnext,pp_hlastcut,p_nlastcut,F6,p_snext,Llast);
for (i=0;i<STATES;i++)
    F6[i]=F6[i]*htemp;

p_sim->h=htemp;
for (i=0;i<STATES;i++)
    {
        h4[i]=p_spres->Svec[i]+p_rkcon->a1*F1[i]+p_rkcon->a3*F3[i]
            +p_rkcon->a4*F4[i]+p_rkcon->a5*F5[i];
        p_snext->Svec[i]=p_spres->Svec[i]+p_rkcon->b1*F1[i]
            +p_rkcon->b3*F3[i]+p_rkcon->b4*F4[i]
            +p_rkcon->b5*F5[i]+p_rkcon->b6*F6[i];

        eps=eps+fabs(h4[i]-p_snext->Svec[i]);
    }

p_snext->T=p_spres->T+p_sim->h;
p_ypfun(p_sim,p_hnext,nnext,pp_hlastcut,p_nlastcut,F1,p_snext,Llast);

return eps;
}

int rk45ad(void *p_ypfun(),RK45CONST *p_rkcon,SIM_PARAM *p_sim,
    HISTORY *p_hpres,int npres,HISTORY **pp_hfinal,int *p_nfinal,
    STEPDATA *p_spres, int printout,int writefile,int append,
    char *datafile)
/*C'est une fonction utilisant le schema d'RK45 adaptatif pour résoudre un
IVP*/
/* p_ypfun: pointeur à la fonction dérivée p_sim: pointeur pour structurer des
paramètres de simulation p_hpres: pointeur pour initialiser la structure
de données pour tenir l'information d'histoire
npres: index de l' initiale pas de temps dans des p_hpres
pp_hfinal: les points à la structure contenant le dernier pas de temps
exécuté
p_nfinal: index du dernière pas exécuté dans le pp_hfinal
liste imprimée: si != 0 imprimera le progrès pendant l'exécution
writefile: si!=0 ouvrira et écrira des données à un fichier
apposez: si!=0 apposera à datafile
datafile: contient le nom du fichier output */
{
    int nnext,nlastcut,j; /* nnext: index du pas de temps prochain
        nlastcut: index de la position précédente d'outil
        du pas de temps précédente */
    double htemp; /* Stock le dernier pas régulier
        avant le pas finale */

```

```

    HISTORY *p_hnext,*p_hlastcut; /* p_hnext: pointeur à la structure d'historie
                                   pour le prochaine pas de temps
                                   p_hlastcut: pointeur à structurer pour
                                   nlastcut. */
    STEPDATA snext,*p_snext; /*pointeurs aux données pour l eprochain pas de
temps                               */
    STEPDATA *p_stemp,*p_sorig;

    double eps; /* Erreur estimée */

    extern HISTORY *new_history(HISTORY *); /* Fonction de structure de new
hitory                               */

    FILE *fp;

    if (writefile)
    {
        if (append==0)
        {
            fp=fopen(datafile, "w");
            fprintf(fp,"%e, ",p_spres->T);
            for (j=0;j<STATES;j++)
                fprintf(fp,"%10.9e, ", p_spres->Svec[j]);
            fprintf(fp,"%10.9e, ", p_spres->Svecdot[0]);
            fprintf(fp,"%10.9e, ", p_spres->Svecdot[1]);
            fprintf(fp,"%10.9e, ", p_spres->RDIFF);
            fprintf(fp,"%10.9e, ",p_hpres->L[npres]);
            fprintf(fp,"%10.9e\n",p_hpres->R[npres]);
        }
        else
            fp=fopen(datafile, "a");

        if (fp==NULL)
            printf("Erreur d'ouverture du fichier output %s\n",datafile);
    }

    /* Maintient la structure de données du pas originale */
    p_sorig=p_spres;
    p_snext=&snext;

    eps=0.0;

    /* Initialise les variables pour le prochain pas de temps */
    p_hnext=p_hpres;
    nnext=npres+1;

    /* Produit la structure d new history au besoin */
    if (nnext==CHUNK_SIZE)
    {
        if (p_hpres->p_next==NULL)
            p_hnext=(HISTORY *) new_history(p_hpres);
        else
            p_hnext=p_hpres->p_next;
        nnext=0;
    }

    /* Initialise des variables pour les derniers données de coupe */
    p_hlastcut=p_hpres;
    nlastcut=npres;

    /* Ouvrez le fichier de données pour l'écriture. Recouvrira n'importe quel
fichier existant avec le même nom */

    /* Des boucles jusqu' au temps final ou aux itérations maximum sont atteintes */
    while ((p_spres->T<p_sim->tfinal)&&(p_sim->totsteps<p_sim->maxiter))
    {

```

```

/* Corrige les tailles de pas */
if (p_sim->h>p_sim->hmax)
    p_sim->h=p_sim->hmax;
if (p_sim->h<p_sim->hmin)
    p_sim->h=p_sim->hmin;
if ((p_sim->h+p_spres->T)>p_sim->tfinal)
{
    htemp=p_sim->h;
    p_sim->h=p_sim->tfinal-p_spres->T;
}

/* Produit une structure de new history au besoin */
if (nnext==CHUNK_SIZE)
{
    if (p_hpres->p_next==NULL)
    {
        p_hnext=(HISTORY *) new_history(p_hpres);
    }
    else
        p_hnext=p_hpres->p_next;
    nnext=0;
}
/* printf("temps = %e, pas = %d, taille de pas = %e, ",p_hpres-
        >T[npres],totpas,p_sim->h);*/
eps=rk45step(p_yfun,p_rkcon,p_sim,npres,nnext,p_hpres,p_hnext,
            &p_hlastcut,&nlastcut,p_spres,p_snext);
if (printout)
    printf("%4.1f%%, Tot.pas= %d\r", p_spres->T/p_sim->tfinal*100,
        p_sim->totsteps);

/* Mises à jour de tout au prochain pas de temps si l'erreur est acceptable */
if ((eps<p_sim->epsmax)|| (p_sim->h<p_sim->hmin))
{
    p_sim->totsteps=p_sim->totsteps+1;

/* Pointe au prochain pas d'history de données */
    npres=nnext;
    p_hpres=p_hnext;
    nnext=nnext+1;

/* Permuter les pointeurs au pas de données */
    p_stemp=p_spres;
    p_spres=p_snext;
    p_snext=p_stemp;

/* Ceci écrit les données de output au besoin */
    if (!(p_sim->totsteps%p_sim->fileskip)&&(writefile))
    {
        fprintf(fp,"%e, ",p_spres->T);
        for (j=0;j<STATES;j++)
            fprintf(fp,"%10.9e, ", p_spres->Svec[j]);
        fprintf(fp,"%10.9e, ", p_spres->Svecdot[0]);
        fprintf(fp,"%10.9e, ", p_spres->Svecdot[1]);
        fprintf(fp,"%10.9e, ", p_spres->RDIFF);
        fprintf(fp,"%10.9e, ",p_hpres->L[npres]);
        fprintf(fp,"%10.9e\n",p_hpres->R[npres]);
    }

    if (p_spres->Svec[0]>(p_sim->xmax))
    {
        p_sim->xmax=p_spres->Svec[0];
        p_sim->txmax=p_spres->T;
    }
}

```



```

if (p_spres->Svec[0]<(p_sim->xmin))
{
p_sim->xmin=p_spres->Svec[0];
p_sim->txmin=p_spres->T;
}
if (p_spres->Svec[1]>(p_sim->xvmax))
{
p_sim->xvmax=p_spres->Svec[1];
p_sim->txvmax=p_spres->T;
}
if (p_spres->Svec[1]<(p_sim->xvmin))
{
p_sim->xvmin=p_spres->Svec[1];
p_sim->txvmin=p_spres->T;
}
if (p_spres->Svecdot[0]>(p_sim->xamax))
{
p_sim->xamax=p_spres->Svecdot[0];
p_sim->txamax=p_spres->T;
}
if (p_spres->Svecdot[0]<(p_sim->xamin))
{
p_sim->xamin=p_spres->Svecdot[0];
p_sim->txamin=p_spres->T;
}
if (p_spres->Svec[2]>(p_sim->yamax))
{
p_sim->yamax=p_spres->Svec[2];
p_sim->tyamax=p_spres->T;
}

}
if (p_spres->Svec[2]<(p_sim->yamin))
{
p_sim->yamin=p_spres->Svec[2];
p_sim->tymin=p_spres->T;
}
if (p_spres->Svec[3]>(p_sim->yvmax))
{
p_sim->yvmax=p_spres->Svec[3];
p_sim->tyvmax=p_spres->T;
}
if (p_spres->Svec[3]<(p_sim->yvmin))
{
p_sim->yvmin=p_spres->Svec[3];
p_sim->tyvmin=p_spres->T;
}
if (p_spres->Svecdot[1]>(p_sim->yamax))
{
p_sim->yamax=p_spres->Svecdot[1];
p_sim->tyamax=p_spres->T;
}
if (p_spres->Svecdot[1]<(p_sim->yamin))
{
p_sim->yamin=p_spres->Svecdot[1];
p_sim->tyamin=p_spres->T;
}
}

/* Augmente la taille du pas si l'évaluation d'erreur est trop petite */
if (eps<p_sim->epsmin)
p_sim->h=p_sim->h*p_sim->hinc;

/* Diminue la taille du pas si l'étape n'est pas acceptable */
if (eps>p_sim->epsmax)
{
p_sim->h=p_sim->h*p_sim->hdec;
}

```

```

    }
}

/* Place les pointeurs au pas finale de temps exécuté */
*pp_hfinal=p_hpres;
*p_nfinal=npres;

/* remise du pas à la valeur provisoire stockée */
p_sim->h=htemp;

/* Remet à zéro les valeurs originales du pas de temps au pas de temps actuel
*/
if (p_spres!=p_sorig)
{
    p_sorig->T=p_spres->T;
    p_sorig->RDIFF=p_spres->RDIFF;
    p_sorig->Svecdot[0]=p_spres->Svecdot[0];
    p_sorig->Svecdot[1]=p_spres->Svecdot[1];
    p_sorig->Svec[0]=p_spres->Svec[0];
    p_sorig->Svec[1]=p_spres->Svec[1];
    p_sorig->Svec[2]=p_spres->Svec[2];
    p_sorig->Svec[3]=p_spres->Svec[3];
}

/* Ferme le fichier de données */
if (writefile)
    fclose(fp);

/* Vérifie si la simulation fonctionnait au temps désiré */
if (p_spres->T<p_sim->tfinal)
    return 0;
else
    return p_sim->totsteps;
}

/* vérifstab.h
A. REZIG 04/07/2004
Vérification de la stabilité */

#define STABLE -1 /* Valeur entrée pour un système stable */
#define UNSTABLE 1 /* Valeur entrée pour un système instable */
#define STAB_ERROR 0 /* Valeur entrée pour une erreur detectée */

/* vérifstab.c
A. REZIG 04/07/2004
Vérification de la stabilité */

```

```

#include <math.h>
#include <stdlib.h>
#include <stdio.h>

#include "simorth.h"
#include "coupelist.h"
#include "vérifstab.h"
#include "integ.h"

/* Fonction Prototypes */
int stab_check1(void (*p_ypfun)(),RK45CONST *p_rkcon,SIM_PARAM sim,
               HISTORY *p_hist,STEPDATA *p_spres, WORKPIECE_INFO *p_work,
               int printout,STAB_CHART_PARAM *p_stabp);

int stab_check2(void (*p_ypfun)(),RK45CONST *p_rkcon,SIM_PARAM sim,
               HISTORY *p_hist,STEPDATA *p_spres, WORKPIECE_INFO *p_work,
               int printout,STAB_CHART_PARAM *p_stabp);

int stab_check3(void (*p_ypfun)(),RK45CONST *p_rkcon,SIM_PARAM sim,
               HISTORY *p_hist,STEPDATA *p_spres, WORKPIECE_INFO *p_work,
               int printout,STAB_CHART_PARAM *p_stabp);

int stab_check4(void (*p_ypfun)(),RK45CONST *p_rkcon,SIM_PARAM sim,
               HISTORY *p_hist,STEPDATA *p_spres, WORKPIECE_INFO *p_work,
               int printout,STAB_CHART_PARAM *p_stabp);

double stab_limit(void (*p_ypfun)(),int (*p_schk)(),RK45CONST *p_rkcon,
                 SIM_PARAM sim,
                 HISTORY *p_hist,TOOL_INFO tool,WORKPIECE_INFO work,
                 CUT_PARAM cut,STAB_CHART_PARAM *stab_p,
                 STEPDATA *p_spres);

void sweep_speeds(void (*p_ypfun)(),int (*p_schk)(),SIM_PARAM sim,
                 STEPDATA *p_spres,
                 HISTORY *p_hist,TOOL_INFO tool,WORKPIECE_INFO work,

                 CUT_PARAM cut,STAB_CHART_PARAM stab_p);

/* La vraie commencement est ici */
void sweep_speeds(void (*p_ypfun)(),int (*p_schk)(),SIM_PARAM sim,
                 STEPDATA *p_spres,
                 HISTORY *p_hist,TOOL_INFO tool,WORKPIECE_INFO work,
                 CUT_PARAM cut,STAB_CHART_PARAM stab_p)

/* Cette fonction balaye à travers un certain nombre de vitesses de la broche et
   examine stabilité du système pour chaque.*/
{
  double Ninc,blim;
  int Nsteps;

  FILE *fp;

  int i;

  RK45CONST *p_rkcon; /* Structure des constantes de rk45 */

  /* Resrver de l'espace pour les constantes de rk45*/
  p_rkcon=(RK45CONST *) malloc(sizeof(RK45CONST));

  /* Initialiser les constantes de rk45 */
  rk45init(p_rkcon);

  /* Ouvre le fichier Output */
  fp=fopen("stabch.txt","w");
  if (fp==NULL)
    printf("Verifstab.txt le fichier n'est pas ouvert");

```

```

work.N=stab_p.Nmin;
Ninc=(double) (stab_p.Nmax-stab_p.Nmin)/stab_p.Nsteps;
init_param(&sim, &tool, &work, &cut,&stab_p);
printf("N=%f\n",work.N);

while (work.N<=stab_p.Nmax)
{
    blim=stab_limit(p_ypfun,p_schk,p_rkcon,sim,p_hist,tool,work,cut,&stab_p,
        p_spres);

    fprintf(fp,"%e %e\n",work.N,blim);
    printf("%4.1f %% fait, N=%f, blim=%f\n",
        (work.N-stab_p.Nmin)/(stab_p.Nmax-stab_p.Nmin)*100.0,work.N,blim);
    work.N=work.N+Ninc;
    init_param(&sim, &tool, &work, &cut,&stab_p);
}
fclose(fp);
}

double stab_limit(void (*p_ypfun)(),int (*p_schk)(),RK45CONST *p_rkcon,SIM_PARAM
sim,
                HISTORY *p_hist,TOOL_INFO tool,WORKPIECE_INFO work,
                CUT_PARAM cut,STAB_CHART_PARAM *p_stabp,
                STEPDATA *p_spres)
/* Cette fonction trouve la valeur maximum de b pour la coupe stable pour
un système donné à une certaine vitesse */
{
    int maxunstab,minunstab,meanunstab;
    double range,bmean;

    cut.b=p_stabp->bmax;
    sim.b=p_stabp->bmax;
    init_param(&sim, &tool, &work, &cut,p_stabp);
    maxunstab=p_schk(p_ypfun,p_rkcon,sim,p_hist,p_spres,&work,
        NO_PRINT,p_stabp);

    cut.b=p_stabp->bmin;
    sim.b=p_stabp->bmin;
    init_param(&sim, &tool, &work, &cut,p_stabp);
    minunstab=p_schk(p_ypfun,p_rkcon,sim,p_hist,p_spres,&work,
        NO_PRINT,p_stabp);

    while (maxunstab==minunstab)
    {

        /* Vérifie pour s'assurer que une limite est encadrée */
        if ((p_stabp->bmax==p_stabp->bmaxabs)&&(p_stabp->bmin==p_stabp->bminabs))
        {
            printf("Pas de limite encadrée.\n");
            return p_stabp->bmax;
        }
        /* Si les limites supérieures et inférieures sont stables, augmenter tous les
deux */
        else if (maxunstab==STABLE)
        {
            p_stabp->bmin=p_stabp->bmax;
            p_stabp->bmax=p_stabp->bmax+p_stabp->increment;
            cut.b=p_stabp->bmax;
            sim.b=p_stabp->bmax;
            if (cut.b>p_stabp->bmaxabs)
            {
                cut.b=p_stabp->bmaxabs;
                sim.b=p_stabp->bmaxabs;
            }
            init_param(&sim, &tool, &work, &cut,p_stabp);
        }
    }
}

```

```

        maxunstab=p_schk(p_yyfun,p_rkcon,sim,p_hist,p_spres,&work,
                        NO_PRINT,p_stabp);
    }
    /* Si les limites superieures et inferieures sont instables, abaissez tous
les    deux */
    else if(minunstab==UNSTABLE)
    {
        p_stabp->bmax=p_stabp->bmin;
        p_stabp->bmin=p_stabp->bmin-p_stabp->increment;
        cut.b=p_stabp->bmin;
        sim.b=p_stabp->bmin;
        if (cut.b<p_stabp->bminabs)
        {
            cut.b=p_stabp->bminabs;
            sim.b=p_stabp->bminabs;
        }
        init_param(&sim, &tool, &work, &cut,p_stabp);
        minunstab=p_schk(p_yyfun,p_rkcon,sim,p_hist,p_spres,&work,
                        NO_PRINT,p_stabp);
    }
    /* Si ni l'une ni l'autre ne donnait un bon resultat , changer tous les deux
jusqu'à ce que cela fonctionne*/
    else if (minunstab==STAB_ERROR)
    {
        p_stabp->bmax=p_stabp->bmax+p_stabp->increment;
        cut.b=p_stabp->bmax;

        sim.b=p_stabp->bmax;
        if (cut.b<p_stabp->bmaxabs)
        {
            cut.b=p_stabp->bmaxabs;
            sim.b=p_stabp->bmaxabs;
        }
        init_param(&sim, &tool, &work, &cut,p_stabp);
        maxunstab=p_schk(p_yyfun,p_rkcon,sim,p_hist,p_spres,&work,
                        NO_PRINT,p_stabp);
        p_stabp->bmin=p_stabp->bmin-p_stabp->increment;
        cut.b=p_stabp->bmin;
        sim.b=p_stabp->bmin;
        if (cut.b<p_stabp->bminabs)
        {
            cut.b=p_stabp->bminabs;
            sim.b=p_stabp->bminabs;
        }
        init_param(&sim, &tool, &work, &cut,p_stabp);
        minunstab=p_schk(p_yyfun,p_rkcon,sim,p_hist,p_spres,&work,
                        NO_PRINT,p_stabp);
    }
}
while ((p_stabp->bmax-p_stabp->bmin)>p_stabp->tolerance)
{
    bmean=(p_stabp->bmax+p_stabp->bmin)/2.0;
    cut.b=bmean;
    sim.b=bmean;
    printf("%f\n",bmean);
    init_param(&sim, &tool, &work, &cut,p_stabp);
    meanunstab=p_schk(p_yyfun,p_rkcon,sim,p_hist,p_spres,&work,
                    NO_PRINT,p_stabp);

    if (meanunstab==0)
        return STAB_ERROR;
    else if (meanunstab*minunstab==-1)
    {
        p_stabp->bmax=bmean;
        maxunstab=meanunstab;
    }
}

```

```

    else
    {
        p_stabp->bmin=bmean;
        minunstab=meanunstab;
    }
}
return ((p_stabp->bmax+p_stabp->bmin)/2.0);
}

int stab_check1(void (*p_ypfun)(),RK45CONST *p_rkcon,SIM_PARAM sim,
                HISTORY *p_hist,STEPDATA *p_spres,WORKPIECE_INFO *p_work,
                int printout,STAB_CHART_PARAM *p_stabp)
/* Cette fonction vérifie la stabilité d'un système en examinant la croissance
   ou affaiblissement des mouvements du système. Cette fonction est employée
   pour
   systèmes à vitesse constant .*/
{
    HISTORY *p_hfinal;
    int nstart,nfinal,changes,result;
    double xposdiff,xposdiff_last,period;
    char *stepdatafile="stepdata.txt";

    nstart=0;
    changes=0; /*Le nombre de changement de même signe consécutif dans
l'amplitude*/

    /*Initialise le système en simulant des tours d'INIT_rotations de la pièce */
    sim.tfinal=p_stabp->initrot*p_work->rotperiod;
    nstart=0;

    init_step(p_spres);

    result=rk45ad(p_ypfun,p_rkcon,&sim, p_hist,nstart, &p_hfinal,&nfinal,
                 p_spres,NO_PRINT,NO_WRITEFILE,NO_APPEND,stepdatafile);

    /* Sortir si la coupe est interrompue */
    if (sim.int_cut!=0)
        return UNSTABLE;

    xposdiff_last=0.0;

    /* Les boucles jusqu' à l'amplitude de vibration de rms augmente ou diminue
       de MAX_changes les révolutions de la pièce */
    while ((abs(changes)<p_stabp->maxchanges)&&(sim.totsteps<sim.maxiter))
    {
        /* Initialise ...*/
        sim.xmax=-1000.0;
        sim.xmin=1000.0;
        sim.xvmax=-1000.0;
        sim.xvmin=1000.0;
        sim.xamax=-1000.0;
        sim.xamin=1000.0;

        /* Place le temps final de sorte que l'objet tourne seulement une fois */
        sim.tfinal=sim.tfinal+p_work->rotperiod;

        /* Installe la simulation pour commencer là où la dernière a cessé */
        p_hist=p_hfinal;
        nstart=nfinal;

        /* Simule le système pour une révolution */
        result=rk45ad(p_ypfun,p_rkcon,&sim,p_hist,nstart,&p_hfinal,&nfinal,
                    p_spres,NO_PRINT,NO_WRITEFILE,APPEND,stepdatafile);

```

```

/* devient INSTABLE si la coupe était interrompue */
if (sim.int_cut!=0)
    return UNSTABLE;

xposdiff=sim.xmax-sim.xmin;

/* Détermine une certaine sorte de valeur moyenne del'amplitude du mouvement
*/
if (printout)
    printf("maxxpos= %e\n", sim.xmax);

/* Compare l'amplitude du mouvement à celle vue sur la rotation précédente
de la pièce */
if (xposdiff==0.0)
    return STABLE;
if (xposdiff>xposdiff_last)
    {
    if (changes>=0.0)
        changes++;
    else
        changes=1;
    }

else
    {
    if (changes<=0.0)
        changes--;
    else
        changes=-1;
    }
xposdiff_last=xposdiff;
}

if (changes==p_stabp->maxchanges)
    return UNSTABLE; /* Entré 1 pour un système instable */
else if (changes==-p_stabp->maxchanges)
    return STABLE; /* entré -1 pour un système stable */
else
    {
    printf("Une erreur est produite lors de la vérification de la stabilité \n");
    printf("Veuillez me contactez -A. REZIG-\n");
    printf("pour plus d'ode détails , je serai heureux de résoudre ce problème
\n");
    printf("Merci.Adios.\n");
    return STAB_ERROR; /* Entré 0 pour erreur de fonctionnement */
    }
}

int stab_check2(void (*p_yfun)(),RK45CONST *p_rkcon,SIM_PARAM sim,
                HISTORY *p_hist,STEPDATA *p_spres,WORKPIECE_INFO *p_work,
                int printout,STAB_CHART_PARAM *p_stabp)
/* Cette fonction vérifie la stabilité d'un système en examinant la croissance
ou affaiblissement des mouvements du système. Cette fonction est utile pour
des systèmes dans ce que les vibrations descendent au-dessous d'un seuil
donné, mais n'atteignent pas zéro */
{
    HISTORY *p_hfinal;
    int nstart,nfinal,changes,result,growing,stop;
    double xposdiff,xposdiff_last;
    char *stepdatafile="stepdata.txt";

    changes=0; /* le nombre de changement de même signe consecutive dans amplitude
*/
    stop=0;
    /* Initialise le système par simulation des rotations de la pièce
INIT_ROTATIONS */
    sim.tfinal=p_stabp->initrot*p_work->rotperiod;

```

```

nstart=0;

init_step(p_spres);

result=rk45ad(p_ypfun,p_rkcon,&sim, p_hist,nstart, &p_hfinal,&nfinal,
             p_spres,NO_PRINT,NO_WRITEFILE,NO_APPEND,stepdatafile);

/* sortir si la coupe est interrompu */
if (sim.int_cut!=0)
    return UNSTABLE;

xposdiff_last=0.0;
growing=0;

/* Les boucles, jusqu' à ce que l'amplitude de vibration demeure dans la
bande permise MAX_changes Les rotations de la pièce */
while (!(stop)&&(sim.totsteps<sim.maxiter))
{
/* Initialise ... */
sim.xmax=-1000.0;

sim.xmin=1000.0;
sim.xvmax=-1000.0;
sim.xvmin=1000.0;
sim.xamax=-1000.0;
sim.xamin=1000.0;

/* Installe la simulation pour commencer où la dernière a cessé */
p_hist=p_hfinal;
nstart=nfinal;

/* Place le temps final de sorte que la pièce tourne seulement une fois */
sim.tfinal=sim.tfinal+p_work->rotperiod;

/* simule le système pour une rotation */
result=rk45ad(p_ypfun,p_rkcon,&sim,p_hist,nstart,&p_hfinal,&nfinal,
             p_spres,NO_PRINT,NO_WRITEFILE,APPEND,stepdatafile);

xposdiff=sim.xmax-sim.xmin;

/* entre UNSTABLE si la coupe devient interrompue */
if (sim.int_cut!=0)
    return UNSTABLE;

/* Détermine une certaine sorte de valeur moyenne del'amplitude du
mouvement*/
if (printout)
    printf("xposdiff= %e\n", xposdiff);

/* Compare l'amplitude du mouvement à celle vue sur la précédent
rotation de la pièce */
if (xposdiff==0.0)
    return STABLE;
if (xposdiff>p_stabp->maxxmotion)
{
    if (changes>=0)
        changes++;
    else
        changes=1;

    if (changes==p_stabp->maxchanges)
        stop=1;
}
else
{
    if (changes<=0)
        changes--;
}
}

```



```

else
    changes=-1;

if (xposdiff>xposdiff_last)
    growing=growing+1;
else
    growing=0;

if (((-changes==p_stabp->maxchanges)&&(growing<p_stabp->maxchanges)) ||
    (growing>p_stabp->maxchanges))
    {
    stop=1;
    if (growing>p_stabp->maxchanges)
        changes=p_stabp->maxchanges;
    }
}
xposdiff_last=xposdiff;

}

if (changes==p_stabp->maxchanges)
    return UNSTABLE; /* entre 1 pou un système instable */
else if (changes==-p_stabp->maxchanges)
    return STABLE; /* entre -1 pour un système stable */
else
    {
    printf("Une erreur s'est produite lors de la vérification de la stabilité
\n");
    printf("Veuillez me contacte -A. REZIG-\n");
    printf("pour plus de détails , je serai heureux de résoudre ce problème\n");
    printf("Merci.Adios.\n");
    return STAB_ERROR; /* entre 0 une erreur de fonctionnement*/
    }
}

int stab_check3(void (*p_yfun)(),RK45CONST *p_rkcon,SIM_PARAM sim,
                HISTORY *p_hist,STEPDATA *p_spres,WORKPIECE_INFO *p_work,
                int printout,STAB_CHART_PARAM *p_stabp)
/* cette fonction vérifie la stabilité d'un système en examinant la croissance
ou affaiblissement des mouvements du système. Cette fonction est utile pour
des systèmes avec la vitesse de la broche variable et le taux d'avance
constant */

{
    HISTORY *p_hfinal;
    int nstart,nfinal,result,i;
    double period;
    char *stepdatafile="stepdata.txt";

    /* Installe la simulation de la période en cas d'usinage à vitesse variable
*/
    period=1.0/sim.rpmpfreq;

    sim.tfinal=period;
    nstart=0;

    init_step(p_spres);

    result=rk45ad(p_yfun,p_rkcon,&sim, p_hist,nstart, &p_hfinal,&nfinal,
                p_spres,NO_PRINT,NO_WRITEFILE,NO_APPEND,stepdatafile);

    /* sortir si la coupe devient interrompue */
    if (sim.int_cut!=0)
        return UNSTABLE;

    /* Vérifie pour voir si l'amplitude reste dans des limites indiquées
pour des révolutions de MAX_changes de la pièce */

```

```

for (i=1;i<p_stabp->maxchanges;i++)
{
  /* Initialise ... */
  sim.xmax=-1000.0;
  sim.xmin=1000.0;
  sim.xvmax=-1000.0;
  sim.xvmin=1000.0;
  sim.xamax=-1000.0;
  sim.xamin=1000.0;

  /* Installe la simulation pour commencer là où la dernière a cessé */
  p_hist=p_hfinal;
  nstart=nfinal;

  /* Place le temps final de sorte que la pièce tourne seulement une fois */
  sim.tfinal=sim.tfinal+period;

  /* simule le système pour une rotation */
  result=rk45ad(p_yfun,p_rkcon,&sim,p_hist,nstart,&p_hfinal,&nfinal,
               p_spres,NO_PRINT,NO_WRITEFILE,APPEND,stepdatafile);

  /* entre INSTABLE si la coupe devient interrompue */
  if (sim.int_cut!=0)
    return UNSTABLE;

  /* Compare l'amplitude du mouvement à celle vue sur la précédente
   rotation de la pièce */
  if (sim.xmax==sim.xmin)
    return STABLE;
  if ((sim.xmax>sim.xmaxdisp)|| (sim.xmin<sim.xmindisp))
  {
    return UNSTABLE;
  }
  if (sim.totsteps==sim.maxiter)
  {
    printf("Une erreur s'est produite lors de la vérification de la stabilité
\n");
    printf("Veuillez me contactez -A. REZIG-\n");
    printf("pour plus de détails , je serai heureux de résoudre ce problème\n");
    printf("Merci.Adios.\n");
    return STAB_ERROR; /* Returns 0 for a function error */
  }
}
return STABLE;
}

int stab_check4(void (*p_yfun)(),RK45CONST *p_rkcon,SIM_PARAM sim,
               HISTORY *p_hist,STEPDATA *p_spres,WORKPIECE_INFO *p_work,
               int printout,STAB_CHART_PARAM *p_stabp)
/* Cette fonction vérifie la stabilité d'un système en examinant la croissance
ou affaiblissement des mouvements du système. Cette fonction est utile pour
des systèmes avec la vitesse de la broche variable et le taux d'avance
constant */
{
  HISTORY *p_hfinal;
  int nstart,nfinal,result,i;
  double period,xaccdiff,xaccdifflast;
  char *stepdatafile="stepdata.txt";

  /* Installe de simulation de la période en cas de l'usinage à vitesse
variable*/
  period=1.0/sim.rpmfreq;

  sim.tfinal=period;
  nstart=0;

```

```

init_step(p_spres);

result=rk45ad(p_yppfun,p_rkcon,&sim, p_hist,nstart, &p_hfinal,&nfinal,
    p_spres,NO_PRINT,NO_WRITEFILE,NO_APPEND,stepdatafile);
xaccdiff=last=sim.xamax-sim.xamin;

/* sortir si la coupe devient interrompue */
if (sim.int_cut!=0)
    return UNSTABLE;

/* Vérifie pour voir si l'amplitude décroît
pour des révolutions de MAX_changes de la pièce */

for (i=1;i<p_stabp->maxchanges;i++)
{
    /* Initialise ... */
    sim.xmax=-1000.0;
    sim.xmin=1000.0;
    sim.xvmax=-1000.0;
    sim.xvmin=1000.0;
    sim.xamax=-1000.0;
    sim.xamin=1000.0;

    /* Installe la simulation pour commencer là où la dernière a cessé */
    p_hist=p_hfinal;
    nstart=nfinal;

    /* Place le temps final de sorte que la pièce tourne seulement une fois */
    sim.tfina=sim.tfina+period;

    /* simule le système pour rotation */
    result=rk45ad(p_yppfun,p_rkcon,&sim,p_hist,nstart,&p_hfinal,&nfinal,
        p_spres,NO_PRINT,NO_WRITEFILE,APPEND,stepdatafile);

    /* entre UNSTABLE si la coupe devient interrompue */
    if (sim.int_cut!=0)
        return UNSTABLE;

    xaccdiff=sim.xamax-sim.xamin;

    /* Compare l'amplitude du mouvement à celle vue sur la précédente'
rotation de la pièce */
    if (sim.xmax==sim.xmin)
        return STABLE;

    if (xaccdiff>xaccdifflast)
    {
        return UNSTABLE;
    }
    if (sim.totsteps==sim.maxiter)
    {
        printf("Une erreur s'est produite lors de la vérification de la
stabilité\n");
        printf("Veuillez me contacter -A. REZIG- \n");
        printf("pour plus de détails , je serai heureux de résoudre ce
problème\n");
        printf("Merci.Adios.\n");
        return STAB_ERROR; /*entre 0 pour erreur de fonctionnement */
    }
}
return STABLE;
}

/* etasurf.c
A. REZIG 04/07/2004
Fonctions pour enregistrer l'état de surface */

```

```

#include <math.h>
#include <stdlib.h>
#include <stdio.h>
#include "orthsim.h"
#include "cutlist.h"
#include "stabchk.h"
#include "integ.h"

/* Fonctions Prototypes */
int etasurf(void (*p_ypfun)(), RK45CONST *p_rkcon, SIM_PARAM sim,
            HISTORY *p_hist, STEPDATA *p_spres, WORKPIECE_INFO *p_work,
            FILE *fp);

void etasim(void (*p_ypfun)(), SIM_PARAM sim, STEPDATA *p_spres,
            HISTORY *p_hist, TOOL_INFO tool, WORKPIECE_INFO work,
            CUT_PARAM cut);

/* La vraie opération commence ici */
void etasim(void (*p_ypfun)(), SIM_PARAM sim, STEPDATA *p_spres,
            HISTORY *p_hist, TOOL_INFO tool, WORKPIECE_INFO work,
            CUT_PARAM cut)
{
    /* Déclaration de type variable */
    int nfinal, result;
    HISTORY p_hfinal;
    FILE *fp;
    RK45CONST *p_rkcon; /* Structure des constantes rk45 */

    /* Reserver de l'espace pour les constantes rk45 */
    p_rkcon=(RK45CONST *) malloc(sizeof(RK45CONST));

    /* Initializes rk45 constants */
    rk45init(p_rkcon);

    fp=fopen("etasurf.txt","w");

    result=etasurf(*p_ypfun,p_rkcon,sim,p_hist,p_spres,&work,fp);

    fclose(fp);
    if (result===-1)
    {
        printf("La simulation atteint le nombre maximum de pas temporel\n");
        printf(" mais elle n'a pas exécuté le nombre de rotation désiré.\n");
        result=sim.maxiter;
    }
    else if (result>0)
        printf("La coupe est devenue interrompu durant la rotation %d\n",result);
    else
        printf("La simulation a ete executee avec succes.\n");

    return;
}

int etasurf(void (*p_ypfun)(), RK45CONST *p_rkcon, SIM_PARAM sim,
            HISTORY *p_hist, STEPDATA *p_spres, WORKPIECE_INFO *p_work,
            FILE *fp)

/* Cette fonction vérifie la stabilité d'un système en examinant la croissance
ou décroissance des mouvements du système */
{
    HISTORY *p_hfinal;
    int nstart,nfinal,result,i,rotations;
    char *stepdatafile="etasurf.txt";

    rotations=floor(sim.tfinal/p_work->rotperiod);

```

```

nstart=0;
sim.tfina1=0.0;
init_step(p_spres);

fprintf(fp,"0.0 0.0 0.0 0.0 0.0\n");

/* Loops until rms vibration amplitude has either increased or decreased
   MAX_CHANGES revolutions of the workpiece */
for (i=0;i<=rotations;i++)
{
sim.xmax=-1000.0;
sim.xmin=1000.0;

/* Place le temps final de sorte que la pièce tourne une seulement une fois
*/
sim.tfina1=sim.tfina1+p_work->rotperiod;

/* Simule le système pour une seule rotation */
result=rk45ad(p_yfun,p_rkcon,&sim,p_hist,nstart,&p_hfinal,&nfinal,
             p_spres,NO_PRINT,NO_WRITEFILE,APPEND,"stepdata.txt");

/*Commencer la simulation là où le dernier peu a cessé */
nstart=nfinal;
p_hist=p_hfinal;

sim.x=(sim.xmax - sim.xmin) - p_spres->Svec[0];
fprintf(fp, "%e %e %e %e %e\n",sim.txmax,sim.xmax,sim.txmin,sim.xmin,sim.x);

printf("Totstep= %d \n", sim.totsteps);

/* Compare l'amplitude du mouvement à celle vue sur la précédente
   rotation de la pièce */

if (!result)
{
return -1;
}

}
return 0;
}

```



## APPENDICE E



Montage d'usinage utilisé pour les essais d'usinage à vitesse variable



Appareil de vérification (PJ300H)



Banc d'essai utilisé lors de l'expérimentation

## REFERENCES

1. Taylor, F.W., « On the Art of Cutting Metals », T ASME, vol. 28, 1907.
2. Davies, A. M., Burns, T. J. et Evans, J. C., « The Dynamics of Chip Formation in Machining, IUTAM Symposium on New Applications of Non-Linear and Chaotic Dynamics in Mechanics », Kluwer Academic Publishers, Netherlands, 1999, pp 183-192.
3. Tobias, S. A., « Machine Tool Vibration », London, 1965.
4. Tobias, S.A. et Fishwick, W., « Theory of Regenerative machine Tool Chatter » Proc. I. Mech. E. N°170, 1956, p 232.
5. Tlustý, J. et Poláček, M., « The stability of the machine Tool against Self excited Vibration in Machining », in : ASME Production Engineering Research Conference. Pittsburgh, PA, 1963.
6. Hanna, N. H. et Tobias, S. A., « A Theory of Non Linear Regenerative Chatter », New York, transaction of the ASME, February 1974, pp 179-186.
7. Fabris, N. et D'Souza, A. F., « Experimental and Analytical of Self Excited Chatter Vibrations in Metal Cutting », transaction of the ASME, vol.100, January 1978, pp 92-99.
8. Hahn, W., « On Difference Differential Equation With Periodic coefficients », Journal of mathematical Analysis and applications, 3, 1961, pp 70-101.
9. Moraru, G. F., « Etude de Comportement du système « Pièce-Outil-Machine » en Régime de Coupe Vibratoire », Thèse de docteur, ENSAM, 2002.
10. Merrit, H. E., « Theory of self Excited Machine Tool Chatter », Journal of Engineering for Industry, transaction of the ASME, 1965, pp 447-454.
11. Rahman, M. et Ito, Y., « Detection of the Onset of the Chatter Vibration », Journal of Sound and Vibration, London, 1986.
12. Merchant, E., « Mechanics of the Metal Cutting Process », Journal of Applied Physics, 16/5, 1945, pp 267-275.
13. Benmohammed, B., « Modélisation et simulation du comportement statique et dynamique des machines-outils », Université de Batna, Rapport annuel 2003.



14. Pantale, O., « Modélisation et simulation tridimensionnelles de la coupe des métaux », Thèse de Doctorat , Université de Bordeaux I, 1996.
15. Tlusty, J. et Ismail, F., « Basic non Linearity in Machining Chatter », Annales du CIRP, vol.30/1, 1981, pp 299-304.
16. Dekelbab, K., « Modélisation et simulation du comportement dynamique de l'ensemble Pièce-Outil-Machine en usinage par outil coupant », Thèse de Doctorat de L'ENSAM, Paris, France, 1995.
17. Altintas , Y. et Budak, E., «Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling », Annales du CIRP, vol.44/1, 1995, pp 357-362.
18. King, R. I., « Handbook of High-Speed Machining Technology », Chapman and Hall, 1985.
19. Pruvot, F., « Conception et Calcul des Machines-outils », volume 2, Les Broches, Etudes cinématique et Statique, Presses Polytechniques et Universitaires, Romandes, Lausanne, 1995.
20. Delio, T. S., « High -Speed High-Power Machining, Society of Manufacturing Engineer », Charlotte (NC, USA), 1998.
21. Weck, M., « Handbook of Machine- Tools », (4 volumes), John Wiley and Sons, Chichester- New York- Brisbane-Toronto- Singapore, 1984.
22. Boothroyd, G., et Dieter, G. E., « Fundamentals of Machining and Machine Tools », 2<sup>e</sup> Edition, Marcel Decker inc, New York, 1989.
23. Altintas, Y., « Machine Tool Dynamics and Vibrations », Cambridge University Press, Cambridge, 2002.
24. Mirski, F., « Dynamique de la machine-outil », Thèse de docteur ingénieur, Fac des sciences, Université Paris VI, 1970.
25. Tlusty, J. et Goel, B. S., « Measurement of the Dynamic Cutting Force Coefficient », Canada, 1978.
26. Tlusty, J., Clau, K. et Parthiban, K., « Some Application of the Shock Excitation Technic in machine Tool », Canada, 1973.
27. D'Souza, A. F., et Szakovits, P. J., « Metal Cutting Dynamics with Reference to Primary Chatter », transaction of ASME, USA, February 1976, pp 258-264.
28. Lee, M. S. et Hsu, C. S., « On the Tau-Decomposition Method of Stability Analysis for retarded Dynamical Systems » , SIAM Journal on control, vol. 7, 1969, pp 242-259.

29. Hsu, C. S., « Application of the tau- Decomposition Method to Dynamical Systems Subjected to Retarded follower Forces », Journal of Applied Mechanics, June 1970, pp 259-266.
30. Canniere, J. H., van Brussel et van bogaert, « Contribution to the Mathematical Analysis of Variable Speed Machining », Applied Mathematical Modeling, vol. 5, N°3, Tunc 1981, pp 158-164.
31. Hooke, C. J. et Tobias, S.A., « Finite Amplitude Instability, A New Type of Chatter », Proc. Int. MTDR. Conf. Peramon Press, Manchester 1963, pp 97- 109.
32. O'Reilly, T.B., « The Effect of Variable Time Delay on Stability in orthogonal cutting », Thèse de Master, Pennsylvania State University, 1998.
33. Bourdim, A., « Etude et Modélisation des Vibrations de Broutage en Cours d'Usinage », Thèse de Doctorat, Université d'Oran, 1999.
34. Clough, R. W. , et Penzien, J., « Dynamique des structures », Tome 2 : Vibrations Aléatoire et génie sismique. ISBN 0-07-011 392-0 McGraw Hill, Inc, 1975, pp 133-145.
35. Tiliouine, B., « Dynamique des Structures » Tome1, Aspects Vibratoires, GECOTEC, ISBN 9961-891-00-7, 2000, pp 20-29.
36. Kato, S. et Mariu, E., « On the Cause of Regenerative Chatter Due to Workpiece Deflection » , transaction of the ASME, February 1974, pp 179- 186.
37. Tlustý, J., « Analysis of the State of Research in Cutting Dynamics », Annales du CIRP, vol.27/2, 1978, pp 583-589.
38. Sexton, J. S. et Stone, B. J., « Stability of Machining with Continuously varying Spindle Speed », Annals of CIRP, vol.28, N°1, 1978, pp 321- 326.
39. Moon, F. C, « Chaotic Dynamics and fractals in Material Removal Processes, non-Linearity and chaos in Engineering Dynamics », John Wiley and Sons, ISBN 0-471-94458-0, 1995, pp 25-38.
40. Shi, H. M. et Tobias, S. A., « Theory of Finite Amplitude Machine Tool Instability », Int. J. of Machine Tool Design and Research 24, 1984, pp 371- 374.
41. Stone, B. J., « Effect of Time Varying Parameters on Build-up of Chatter in Turning », Annals of CIRP, vol.34, N°1, 1985, pp 371-374.
42. Kato, S., Mariu, E., M. Hachimoto et Yamada, T., « Characteristics of Dynamics Cutting Force and Mechanism of chatter Vibration », Memoirs of the Faculty of Engineering, Nagoya University, vol.38, N°2, 1986, pp 216- 222.
43. Tobias, S.A. et Fishwick, W., « Theory of Regenerative machine Tool Chatter », The Engineer, February 1958.

44. Stépan, G., « Retarded Dynamical Systems : Stability and characteristic Function », Research Notes in Math series, 210, Jhn Wiley and Sons, 1989.
45. Ullagaddi, « Modeling Machining dynamics including Damping in th Tool Workpiece Interface », Journal of engineering for Industry, vol.116, Nov. 1994, pp 425-439.
46. Stépan, G., « Delay Differential Equation Models for machine Tool Chatter », John Wiley and Sons, 1998, 316p, ISBN : 0-471-15293-5, pp 165-192.
47. Bayly, P., Halley, E. J., Davies, M. A. et Pratt, J. R., « Stability Analysis of Interrupted Cutting with Finite Time in Cut », ASME Publication MED. Vol.11, Proceedings of the ASME Manufacturing Engineering Division, 2000, pp 989-996.
48. Kalhori, V., « Modelling and Simulation of Mechanical Cutting », Luleå University of Technology, Sweden, 2001.
49. Doi, S. et Kato, S., " Chatter Vibration of Lathe Tools", Transaction of the ASME 78, 1956, pp 1127-1134.
50. Insperger, T., « Stability Analysis of Periodic Delay Differential Equation Modeling Machine Tool Chatter », Thèse PhD, 2002.