

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE  
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À  
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE  
À L'OBTENTION DE LA  
MAÎTRISE EN GÉNIE, CONCENTRATION PERSONNALISÉE  
M. Ing

PAR  
MBOU MOUAFO, Elvis

CONTRÔLE DU BRUIT ET DE LA DÉFLEXION DE L'OUTIL LORS DU FRAISAGE

MONTREAL, LE 08 AOÛT 2008

© Elvis MBOU MOUAFO, 2008

CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ

PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Victor Songmene, Directeur de mémoire  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Jean-Pierre Kenné, codirecteur, codirecteur de mémoire  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

M. Roland Maranzana, président du jury  
Département de génie de la production automatisée à l'École de technologie supérieure

M. Martin Viens, membre du jury  
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 02 JUILLET 2008

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

## REMERCIEMENTS

Je remercie le bon Dieu qui a toujours veillé sur moi et a toujours pourvu à tous mes besoins.

Je remercie mon Directeur Victor Songmene pour toute l'aide morale, financière et intellectuelle qu'il n'a cessé de m'apporter pendant toute la maîtrise, qu'il trouve ici toute l'expression de ma profonde gratitude.

Je remercie mon codirecteur Jean-Pierre Kenné pour tout son soutien moral, financier et intellectuel qu'il n'a cessé de m'apporter pendant toute la maîtrise.

Je remercie mes collègues de laboratoire (Imed Zagbani, Riad Khettabi ) et les autres pour tous leurs conseils judicieux.

Je remercie ma mère Mague Hélène, qui malgré la distance qui nous sépare, a toujours su comment m'encourager et me soutenir dans les moments difficiles.

Je remercie mes frères et sœurs Gervais, Vicky, Dorice, Suzanne, et Hyacinthe qui, malgré la distance qui nous sépare, m'ont toujours soutenu et exprimé leur amour.

Je remercie tout particulièrement mon épouse Mme Mbou Lucie qui a toujours été une source d'inspiration et de bonheur pour moi.

Je remercie mes amis Adrien, Berenis, Pierre René, Tchio Maurice pour leurs encouragements.

# **CONTRÔLE DU BRUIT ET DE LA DÉFLEXION DE L'OUTIL LORS DU FRAISAGE**

MBOU MOUAFO, Elvis

## **RÉSUMÉ**

La compétitivité et la survie des industries manufacturières dépendent en grande partie de la qualité des produits, de la productivité, sans oublier la sécurité et la santé des travailleurs. Ces indices de performance sont reliés aux conditions opératoires utilisées.

Les méthodes traditionnelles d'usinage consiste à utiliser des conditions de coupe fixes (avance, vitesse de coupe), ce qui limite la productivité dans le cas où l'accent est mis sur la qualité de la pièce finale ou réduit la qualité de la pièce dans le cas où l'on met l'emphasis sur la productivité.

L'émission acoustique résultant de la coupe varie aussi en fonction des paramètres de coupe. Un choix approprié des conditions de coupe doit satisfaire les critères de qualité, de productivité tout en respectant l'environnement et la santé des opérateurs. Cependant il est constaté que la santé de l'opérateur est rarement prise en compte lors de l'optimisation de la production.

Le présent travail propose une méthode de contrôle adaptatif des efforts de coupe et des émissions acoustiques en vue d'améliorer la qualité et la productivité en fraisage.

Une analyse des sources de bruit et du mécanisme de variation des efforts de coupe a permis de montrer expérimentalement qu'il existe une corrélation entre la fréquence de passage des dents, les conditions de coupe, les efforts de coupe et les émissions acoustiques lors du fraisage.



Le résultat ainsi obtenu a permis de développer un modèle de variation des conditions de coupe afin de réduire l'impact du choc créé par la dent lors de son entrée dans la matière, entraînant du même coup une diminution significative des efforts de coupe et du bruit généré.

Un modèle des équations d'état des vibrations du système pièce-outil est aussi présenté en annexe.

# **CONTROL OF THE NOISE AND TOOL DEFLECTION DURING MILLING**

MBOU MOUAFO Elvis

## **ABSTRACT**

The competitiveness and the survival of manufacturing industries depend mainly on the quality of the products, the productivity, without forgetting the safety and the health of the operator. These performance indices are related to the operating conditions used.

The traditional method of machining is the use of cutting conditions fixed (feed rate, cutting speed), which limits productivity in the cases where the emphasis is on quality of the final part or reduces the quality of the piece when focusing on productivity.

The acoustic emission resulting from the cut also varies according to the cutting parameters. A suitable choice of the cutting conditions must satisfy the productivity, quality standards while respecting the environment and the health of the operator.

The acoustic emission resulting from the cut also varies according to the cutting parameters. A suitable choice of the cutting conditions must satisfy the productivity, quality standards while respecting the environment and the health of the operator. But it is noticed that the health of the operator is rarely taken into account during the optimisation of the production.

This work proposes a method of adaptive control of the cutting force and acoustic emissions in order to improve the quality and the productivity during milling.

An analysis of the sources of noise and mechanism of variation of the cutting pressures made it possible, in this work, to show experimentally that there is a correlation between the frequency of teeth passage, the cutting conditions, the cutting pressures and the acoustic emissions during milling.

This result made it possible to develop a model of variation of the cutting conditions in order to reduce the impact of the shock created by the tooth at the time of its entry in the matter, involving at the same time a significant reduction in the cutting forces and generated noise.

A model of state equations of the vibrations of the piece-tool system is also presented in annex.

## TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION .....	1
CHAPITRE 1 REVUE BIBLIOGRAPHIQUE .....	5
1.1 Introduction .....	5
1.2 Modèles d'étude des efforts de coupe et de la déflexion .....	5
1.3 Le bruit en usinage .....	7
1.3.1 Utilisation du bruit pour le contrôle du processus .....	7
1.3.2 Bruit et sécurité de l'utilisateur .....	11
1.4 Les vibrations en fraisage .....	12
1.5 Conclusion .....	13
CHAPITRE 2 EFFORTS DE COUPE ET DÉFLECTION EN FRAISAGE .....	15
2.1 Introduction .....	15
2.2 Étude analytique des efforts de coupe et de la déflexion .....	15
2.2.1 Modèle analytique des efforts de coupe en fraisage .....	15
2.2.2 Modèle analytique de la déflexion de l'outil .....	17
2.2.3 Déflexion de la pièce .....	19
2.3 Expérimentation et simulation des efforts de coupe et de la déflexion .....	21
2.3.1 Procédure expérimentale .....	22
2.3.2 Résultats et analyse pour l'étude des efforts de coupe et la déflexion .....	23
2.3.3 Simulation de la déflexion de l'outil .....	26
2.3.4 Influence de l'avance sur la déflexion .....	28
2.3.5 Influence de la vitesse de rotation .....	29
2.3.6 Simulation de la déflexion de la pièce .....	30
2.4 Modèle de variation de l'avance et de la vitesse de rotation .....	32
2.4.1 Fonction de variation de l'avance et de la vitesse de rotation .....	33
2.4.2 Influence de la fonction sur la productivité .....	34
2.4.3 Influence de la fonction sur la déflexion de l'outil .....	36
2.4.4 Influence de la fonction sur la déflexion de la pièce .....	39
2.5 Conclusion .....	39
CHAPITRE 3 ETUDE DE L'ACOUSTIQUE EN FRAISAGE .....	41
3.1 Introduction .....	41
3.2 Étude théorique des vibrations sonores .....	41
3.2.1 Introduction au signal acoustique .....	41
3.3 Théorie sur le bruit et la sécurité au travail .....	43
3.3.1 Représentation du niveau sonore en fonction de la fréquence .....	44
3.3.2 Aire d'audition de l'oreille humaine .....	45
3.3.3 Représentation en bande d'octave et en tiers d'octave .....	45
3.3.4 Influence de la durée .....	46
3.4 Traitement du signal acoustique .....	50

3.4.1	Analyse temporelle du signal acoustique.....	50
3.4.2	Analyse fréquentielle du signal acoustique.....	51
3.4.3	Bruit en fraisage.....	52
3.5	Étude expérimentale du bruit en fraisage.....	53
3.5.1	Analyse du signal acoustique.....	53
3.5.2	Variation du signal sonore en fonction de l'avance.....	57
3.5.3	Variation du signal sonore en fonction de la vitesse de coupe. ....	58
3.6	Contrôle de l'usure de l'outil par émission acoustique.....	59
3.6.1	Étude expérimentale du bruit en fonction de l'usure de l'outil .....	60
3.7	Expérimentation et réduction du bruit subit par l'opérateur.....	65
3.7.1	Expérimentation du bruit subit par l'opérateur.....	65
3.7.2	Réduction du bruit par la variation de l'avance .....	66
CONCLUSION.....		69
ANNEXE I MODÈLE ANALYTIQUE DES EFFORTS DE COUPE.....		71
ANNEXE II ÉTUDE DES VIBRATIONS.....		78
A2.I	Introduction.....	78
A2.II	Étude des vibrations en fraisage.....	78
A2.II.1	Mise en équation .....	80
A2.II.2	Détermination des paramètres par la méthode expérimentale.....	87
A2.II.3	Représentation dans l'espace d'état .....	88
A2.III	Conclusion .....	92
LISTE DE RÉFÉRENCES .....		93
BIBLIOGRAPHIE .....		96



## LISTE DES TABLEAUX

	Page
<i>Tableau I</i> <i>Résumé des travaux effectués sur l'utilisation du bruit en usinage .....</i>	<i>10</i>
<i>Tableau II</i> <i>Représentation en bande d'octave.....</i>	<i>46</i>
<i>Tableau III</i> <i>Limite d'exposition au bruit pour un niveau de référence de 90 dB(A).....</i>	<i>47</i>
<i>Tableau IV</i> <i>Niveaux d'exposition maximale dans les régions du Canada.....</i>	<i>49</i>
<i>Tableau V</i> <i>Bruit en fonction de l'usure .....</i>	<i>62</i>
<i>Tableau VI</i> <i>Bruit moyen (dB(A)) en fonction de la vitesse .....</i>	<i>65</i>



## LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 2.1 <i>Représentation des efforts de coupes en fraisage.</i>	16
Figure 2.2 <i>Découpage de l'outil.</i>	18
Figure 2.3 <i>Maillage de la pièce.</i>	20
Figure 2.4 <i>Montage expérimental pour la mesure des émissions acoustiques et des efforts de coupe.</i>	23
Figure 2.5 <i>Efforts de coupe <math>F_x</math> expérimentaux et simulés pour acier à moule.</i>	24
Figure 2.6 <i>Efforts de coupe <math>F_y</math> expérimentaux et simulés pour acier à moule.</i>	25
Figure 2.7 <i>Variation des efforts de coupe en fonction de l'avance.</i>	26
Figure 2.8 <i>Déflexion de l'outil.</i>	27
Figure 2.9 <i>Simulation de l'évolution de la déflexion en fonction du temps.</i>	28
Figure 2.10 <i>Variation de la déflexion en fonction de l'avance.</i>	29
Figure 2.11 <i>Pourcentage de réduction de la déflexion de la pièce.</i>	31
Figure 2.12 <i>Déflexion de la pièce.</i>	32
Figure 2.13 <i>Simulation de la fonction de variation d'avance.</i>	34
Figure 2.14 <i>Diagramme de calcul du taux d'augmentation de l'avance.</i>	35
Figure 2.15 <i>Pourcentage d'augmentation de l'avance pour une déflexion constante.</i>	36
Figure 2.16 <i>Diagramme de calcul de la réduction de la déflexion.</i>	37
Figure 2.17 <i>Pourcentage de réduction de la déflexion et du temps de cycle.</i>	38
Figure 3.1 <i>Représentation sinusoïdale du signal sonore.</i>	42
Figure 3.2 <i>Lignes isosoniques normales.</i>	44
Figure 3.3 <i>Transformation Fourier d'un signal.</i>	52
Figure 3.4 <i>Réponse temporelle du signal sonore.</i>	54

Figure 3.5	<i>Auto spectre de l'émission acoustique lors du fraisage.</i>	55
Figure 3.6	<i>Représentation fréquentielle de la pression sonore.</i>	56
Figure 3.7	<i>Variation du bruit en fonction de l'avance.</i>	57
Figure 3.8	<i>Variation du bruit en fonction de la vitesse de coupe.</i>	58
Figure 3.9	<i>Usure en dépouille de l'outil.</i>	59
Figure 3.10	<i>Dispositif expérimental pour l'étude du bruit en fonction de l'usure de l'outil.</i>	61
Figure 3.11	<i>Niveau d'alarme pour le contrôle de l'usure.</i>	64
Figure 3.12	<i>Bruit en fonction de l'usure de l'outil.</i>	66
Figure 3.13	<i>Variation du signal sonore en fonction des efforts de coupe</i>	67
Figure A1.1	<i>Surface de coupe en fraisage</i>	71
Figure A1.2	<i>Position et orientation des efforts et des angles.</i>	72
Figure A1.3	<i>Formation dynamique du copeau</i>	73
Figure A2.1	<i>Représentation d'un système masse ressort amortisseur</i>	79
Figure A2.2	<i>Représentation des vibrations.</i>	81
Figure A2.3	<i>Représentation de la force d'impact et de la vibration de la pièce.</i>	84
Figure A2.4	<i>Simulation des vibrations</i>	90
Figure A2.5	<i>Vibrations du système</i>	91

## LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

$\Delta z$	Élément de longueur de l'outil
$a$	Profondeur radiale de coupe
$b$	Profondeur axiale de la passe, mm
$C_x, C_y$	Composantes des coefficients d'amortissement suivant les directions X et Y
$d$	Diamètre de l'outil, mm
$E$	Module de Young, N/mm <sup>2</sup>
$F_t, F_r, F_a$	Composantes tangentielle, normale et axiale des efforts de coupe, N
$F_x, F_y$ et $F_z$	Composantes des efforts de coupe suivant les directions X, Y et Z, N
$f$	Avance par dent, mm/dent
$f_d$	Fréquence de passage des dents, Hz
$h$	Épaisseur moyenne du copeau, mm
$h_o$	Épaisseur de copeau désirée, mm
$I$	Moment d'inertie de l'outil, mm <sup>4</sup>
$K_t, K_r$	Composantes tangentielles et normales de la pression spécifique de coupe, KN/mm <sup>2</sup>
$K_x, K_y$	Constantes des ressorts suivant X et Y respectivement, N/m
$L$	Longueur de l'outil, mm
$M, M_x, M_y$	Masse, composante de la masse suivant les directions X et Y, kg
$N$	Nombre de dents de l'outil.
$P$	Pression sonore, Pa
$p$	Profondeur axiale de la passe, mm
$SPL$	Intensité sonore, Db
$V_B$	Usure en dépouille de l'outil, mm
$V_c$	Vitesse de coupe, m/min
$\varphi_j$	Angle d'avancement de la dent j, degré
$\delta_y, \delta_x$	Déflexion de l'outil suivant la direction Y et X respectivement

## INTRODUCTION

Dans l'industrie moderne, les compagnies doivent réagir rapidement face à la demande du marché afin de satisfaire la clientèle. Pour ce fait, accroître la productivité du système devient une nécessité pour demeurer compétitif et maintenir sa position sur le marché. Ainsi, les aspects tels que le temps de production, la qualité, et le coût doivent continuellement être améliorés.

De nos jours, l'usinage des métaux est l'un des domaines les plus importants en industrie et la technologie liée à ce procédé a été très développée durant ces dernières années et continue de se développer, notamment :

- Le processus en lui-même,
- Les machines pouvant tourner à des vitesses de plus en plus grandes,
- Des systèmes de contrôle de qualité plus performants
- Des outils plus adaptés

La tendance est de s'orienter de plus en plus vers l'usinage à sec, qui est plus écologique, moins coûteuse mais qui de première vue, semble moins adapté pour un bon fini de surface. Cependant les expériences montrent que pour des vitesses très grandes, le rendement en termes de qualité de pièce produite est sensiblement égal à celui de l'usinage avec lubrifiant, d'où la nécessité d'optimiser l'usinage propre.

Lors des opérations de fraisage, on constate souvent que la surface engendrée n'est pas conforme à celle souhaitée, ceci est dû aux efforts de coupe qui sont produites dans l'interface outil-pièce lors du contact entre la pièce et l'outil.

Les efforts de coupe peuvent être divisés en deux groupes : Les forces statiques qui causent une déflexion de l'outil et de la pièce dans le cas où ceux-ci sont flexibles, engendrant ainsi une imprécision dimensionnelle ; et les forces dynamiques qui sont à l'origine des vibrations qui laissent un mauvais fini de surface.



Aux problèmes des efforts de coupe, s'ajoute le bruit engendré lors de la coupe. Ce bruit peut être exploité pour contrôler le processus mais cependant, à un certain seuil, il devient dangereux pour l'utilisateur qui y est exposé à longueur de journée.

Les problèmes ci-dessus cités sont un véritable frein à la production des pièces de qualité en industrie où la précision est de rigueur dans certains domaines de pointe tel que l'aéronautique.

Afin de contourner les deux premiers problèmes (état de surface et déflexion), les industriels sont obligés de faire plusieurs passes d'ébauche et de finition, d'utiliser de petites profondeurs axiales et radiales de passe, ce qui coûte cher en temps et en moyens financiers. Dans le domaine scientifique par contre, plusieurs modèles sont proposés pour étudier ce problème et proposer des solutions : tout d'abord les modèles d'efforts de coupe sont développés et améliorés avec le temps pour mieux approximer les résultats expérimentaux.

Certains auteurs ont proposé un fraisage au cours duquel on fait varier l'un des paramètres de coupe en temps réel, d'autres ont développé des modèles de contrôleurs permettant de stabiliser le système, améliorant ainsi l'état de surface. Cependant beaucoup reste encore à faire dans ce domaine, surtout pour le cas des pièces à parois minces où la flexibilité de la pièce rend son étude encore plus complexe.

Pour ce qui est du bruit produit lors du fraisage, les industriels préfèrent que leurs employés utilisent des bouchons d'oreille pour atténuer le bruit qu'ils perçoivent, ou alors lorsque le bruit est trop élevé, ils insonorisent au maximum la salle sans toutefois chercher à réduire le bruit à la source (trouver des conditions de coupe idéales par exemple). Les méthodes d'optimisation de la production ne tiennent presque jamais compte de ce paramètre. Les chercheurs par contre utilisent les émissions acoustiques pour contrôler le processus : usure ou bris des dents de l'outil, vibrations.

Dans ce travail, nous nous proposons de :

- développer et de simuler des modèles semi empiriques des efforts de coupe,
- faire des essais pratiques de fraisage des pièces sur les machines en laboratoire et relever les données des efforts de coupe et des émissions acoustiques.
- comparer les résultats pratiques des efforts de coupe aux résultats de simulation afin d'ajuster le modèle semi -empirique.
- utiliser ce modèle des efforts de coupe pour étudier et simuler la déflexion de la pièce et celle de l'outil;
- développer un modèle de fraisage avec des paramètres de coupe variables afin de réduire la variation des efforts de coupe et la déflexion.
- Traiter les données acoustiques, les comparer aux normes en vigueur afin de déterminer le gêne acoustique subi par l'opérateur.
- Déterminer le pourcentage d'augmentation de la production, le pourcentage de réduction de la déflexion et du bruit obtenus à partir du modèle de variation des paramètres de coupe proposé.
- Développer un modèle d'équations d'état des vibrations qui intègre à la fois les vibrations de l'outil et celles de la pièce.

Le présent travail sera subdivisé en trois grandes parties :

Dans la première partie (chapitre 1), nous allons présenter une revue de la littérature sur l'étude des efforts de coupe, de la déflexion, des vibrations et du bruit en fraisage.

Dans la seconde partie (chapitre 2), un modèle semi -empirique des efforts de coupe en fraisage sera développé et simulé, le résultat obtenu sera comparé aux résultats expérimentaux. Le modèle optimal des efforts de coupe obtenu sera utilisé pour étudier la



déflexion de l'outil ainsi que celle de la pièce. Un modèle de fraisage dans lequel l'avance et la vitesse de rotation sont variables en fonction du temps sera ensuite proposé et ses effets sur la productivité et la déflexion étudiés.

Dans la troisième partie (chapitre 3), une étude de la variation du bruit en fonction des conditions de coupe sera présentée, le résultat obtenu sera exploité pour montrer que c'est possible de contrôler le processus à partir du bruit. L'analyse du bruit quotidien subi par l'opérateur sera aussi faite et des solutions pour réduire celui-ci proposées.

Des équations d'état caractérisant les vibrations de l'ensemble pièce -outil lors du fraisage seront proposées et présentée en Annexe.

# **CHAPITRE 1**

## **REVUE BIBLIOGRAPHIQUE**

### **1.1 Introduction**

Le fraisage est un domaine assez étudié dans la littérature, plusieurs auteurs se sont intéressés à différents aspects du fraisage et ceux qui seront analysés dans cette partie seront respectivement l'étude et le développement des modèles des efforts de coupe, le bruit en fraisage et les vibrations.

### **1.2 Modèles d'étude des efforts de coupe et de la déflexion**

Dans cette section, nous allons présenter la littérature sur les efforts de coupe en fraisage. L'un des premiers modèles de détermination des efforts de coupe a été développé par Martellotti (1941), il a démontré que le processus de fraisage pouvait être approché d'un point de vue mathématique, et a développé l'équation qui lie l'épaisseur du copeau à l'avance et à l'angle d'immersion. Cette équation reste utilisée jusqu'aujourd'hui.

Pendant cette dernière décennie, Altintas et Budak (1992); Budak et Altintas (1992); Budak et Altintas (1994); Budak et Altintas (1994), ont produits un grand nombre d'articles sur le fraisage des parois minces et rigides. Dans leurs modèles, la structure de la paroi est modélisée par la méthode des éléments finis, la pièce est considérée comme une poutre élastique, l'enlèvement de la matière est pris en compte par un changement de l'épaisseur de la paroi, l'effort de coupe est distribué sur la zone de contact pièce -outil. Afin de déterminer les efforts de coupe, ils considèrent la variation de l'épaisseur du copeau introduit par Martellotti (1941) dans le cas du modèle rigide, tandis que dans le cas de la pièce flexible, il calcule l'effort à un instant donné en prenant en considération la déflexion et l'effort à l'instant précédent.

Leurs travaux ont permis de prédire les erreurs de forme dues à la déflexion dans le cas des modèles rigides et des modèles flexibles, de comparer ces résultats aux données pratiques avec un taux d'erreur assez faible; de développer un modèle d'efforts applicable aux modèles flexibles. Cependant le modèle d'efforts développé ne tient pas compte des vibrations qui peuvent faire varier l'épaisseur du copeau et par là l'intensité de la force et de la déflexion. Les déformations dues à l'effet thermique sont aussi négligées pourtant l'usinage se fait à sec.

Dans le but de réduire la déflexion, Altintas et al. (1992) ont proposé un modèle de coupe dans lequel ils faisaient varier la vitesse de rotation de la broche de façon sinusoïdale. Dans leur modèle, ils ont travaillé sur le fraisage en opposition de l'aluminium avec une vitesse de rotation nominale de 600 RPM et ont fait varier respectivement l'amplitude et la fréquence de la vitesse de rotation et ils ont montré que cette méthode améliorait considérablement l'état de surface et réduisait la déflexion de 40% environ. Cependant ce pourcentage de réduction diminuait au fur et à mesure qu'ils augmentaient la vitesse de rotation et n'était plus que de 6% pour le double de la vitesse de rotation initiale, on se demande ce que ce sera pour les hautes vitesses. Un modèle similaire est présenté par Lin et Shyu (2000); Lin (2002)

Dans leurs travaux, Liu et al. (2002) se sont basés sur les modèles développés par Budak, ils ont tout d'abord refait leur modèle, ensuite ils l'ont amélioré en considérant que l'angle de coupe initiale ne se maintenait pas lors de l'usinage mais variait en fonction de l'épaisseur du copeau. Le modèle considéré est une pièce rigide identique à celle des auteurs précédents. En plus d'améliorer les résultats des auteurs précédents, ils ont montré que l'effort de coupe variait en fonction de l'avance et de la profondeur radiale de coupe, mais tout comme les auteurs précédents, ils n'ont pas tenu compte des vibrations dans l'expression de l'épaisseur du copeau.

Dans son travail sur la modélisation de la déflexion, Ratchev et al. (2004); Ratchev et al. (2004); Ratchev et al. (2005), vont utiliser une nouvelle approche basée sur l'identification



et la modélisation des paramètres qui influencent la déflexion afin de développer un modèle adaptatif de force flexible qu'ils vont utiliser pour prédire en temps réel la déflexion, comparer le résultat à l'expérimental et compenser l'erreur pour actualiser sa déflexion. Dans ce modèle, la paroi est modélisée par la méthode des éléments finis, la déflexion est modélisée numériquement et réadaptée après chaque nouvelle position de l'outil, contrairement aux autres auteurs, ils considèrent que l'épaisseur du copeau change avec la déflexion, ce qui modifie l'effort résultant. Ils ont pu ainsi développer un modèle qui prend en compte le changement de la rigidité de la pièce dû à l'enlèvement de la matière, l'erreur entre le modèle simulé et le modèle expérimental est plus faible. Cependant, l'effet de la géométrie et de la déflexion de l'outil n'est pas pris en compte, les effets thermiques sont négligés, les effets dus aux vibrations sont négligés.

### **1.3 Le bruit en usinage**

Le bruit émis lors du fraisage est généralement exploité pour le contrôle du processus (usure ou bris de l'outil) mais représente cependant un danger pour l'opérateur.

#### **1.3.1 Utilisation du bruit pour le contrôle du processus**

Dans la littérature, l'utilisation de l'émission acoustique a été surtout orientée dans le contrôle de l'usure de l'outil. C'est ainsi que Dimla et al (2000) ont fait une revue de la littérature sur les différentes méthodes développées jusqu'alors pour le contrôle de l'usure de l'outil, parmi celles-ci figure en bonne place l'émission acoustique

Chung et al (2003) ont combiné l'étude des efforts de coupe, du couple et des émissions acoustiques pour le contrôle du processus du fraisage. Ayant constaté que les travaux étaient presque entièrement faits en tournage, ils ont adapté ces méthodes au fraisage. Ils ont fait des tests à vide (passage à vide) afin de pouvoir déterminer le bruit de fond et des tests lors du fraisage de l'acier avec les conditions de coupe suivantes : outil de 20 mm de diamètre, comportant 4 dents; pièce de 160 mm de long, 55 mm de large et 42 mm d'épaisseur;

vitesse de coupe entre 17.5 et 64 m/min, avance de 42 à 86 mm/min. Les données ont été traitées dans le domaine fréquentiel, ils ont montré que le niveau RMS du bruit augmente avec la vitesse de coupe, l'avance et même l'usure de l'outil. Cependant nous pouvons dire qu'ils ont étudié séparément le bruit, les efforts et le couple, sans faire une corrélation direct entre ces différents éléments et le travail a été focalisé sur l'analyse fréquentiel, en négligeant l'aspect temporel des mesures.

Kadate et al.(1994) ont utilisé l'émission acoustique pour contrôler l'usure de l'outil et les changements correspondant dans la formation du copeau en fraisage. Les paramètres d'émission acoustique ainsi que l'usure était mesurée à des intervalles réguliers, les copeaux étaient aussi collectés à ces différents intervalles. Ils ont montré que le signal était assez discret au début mais devenait continu avec l'usure de l'outil, le bruit émis par le copeau qui se brise était différent de celui émis par le copeau continu. Cependant ils n'ont pas fait de suggestions concrètes pour le contrôle de l'usure de l'outil, ni montré de façon explicite la caractéristique du signal acoustique lors du copeau fragmenté et du copeau continu.

Mukhopadhyay et al. (2006) ont fait des tests d'émission acoustique pour le contrôle du tournage d'un alliage d'aluminium et d'un composite à matrice métallique. Ils ont relevé des données acoustiques et thermiques pour différentes vitesses de coupe et ont trouvé les résultats suivants :

- L'augmentation de la vitesse de coupe augmentait la température mais diminuait l'intensité de l'émission acoustique.
- Lorsqu'on augmentait la vitesse de coupe entre 110 et 600 RPM à la température ambiante, les pics d'amplitude des émissions acoustiques augmentaient de 64 à 86 dB.
- Lorsque le processus était effectué à des températures élevées, les pics d'amplitude des émissions acoustiques devenaient relativement bas (autour de 68 dB).
- L'usure de l'outil et ils ont montré que le bruit augmentait avec le temps dû à l'usure de l'outil.

Cependant ils n'ont pas traité l'aspect fréquentiel des données qui auraient pu peut-être fournir d'autres informations.

Chen (2001) a quant à lui montré, à partir des tests, que l'intensité sonore augmente avec la vitesse de coupe et l'épaisseur du copeau. Si tel est le cas, nous pouvons certainement utiliser l'émission acoustique pour contrôler la déflexion, car il y a aussi variation de l'épaisseur du copeau en fonction de la déflexion.

Guo et al (2005) ont utilisé le signal acoustique pour contrôler l'état de surface et de l'usure de l'outil en tournage à sec. Ils ont fait une série de tests pour voir si on pouvait contrôler en temps réel l'état de surface à partir des émissions acoustiques, afin de corriger à temps les défauts qui pouvaient se signaler. Ils ont ainsi analysé le niveau RMS, l'amplitude, l'aspect fréquentiel du signal, ils ont obtenu les résultats suivants :

- Le niveau RMS chutait avec l'usure de l'outil, ensuite avec l'apparition de la couche blanche, cette valeur augmentait légèrement.
- La fréquence varie aussi avec l'état de surface et l'état de l'outil : Lorsque l'outil est encore aiguisée et en absence de couche blanche, la fréquence est élevée, celle-ci chute avec l'usure de l'outil et augmente dès qu'apparaît la couche blanche.
- L'amplitude du signal ne variait pas beaucoup en fonction de l'état de surface

Un travail similaire a été effectué par Tonshoff et al (2000) qui a surtout travaillé sur les finitions en tournage et a montré qu'il existe une corrélation entre le niveau RMS du signal sonore et les contraintes résiduelles.

Weingaertner et al. (2006) ont utilisé le signal acoustique pour étudier les vibrations lors du fraisage à sec de l'aluminium à haute vitesse. En effet, dans leur article, ils ont utilisé un microphone pour enregistrer les données lors du fraisage, ensuite ces données ont été interprétées dans le domaine fréquentiel. Ils ont montré une certaine similitude entre les résultats expérimentaux, analytiques et de simulation dans la représentation des lobes de stabilité, la variation des fréquences vibratoires en fonction des vitesses de rotation de la



broche. Cependant, ils ont considéré la pièce non flexible et ont pris en compte la fréquence de vibration naturelle de l'outil seulement et non celle du système pièce -outil. Les travaux déjà effectués sur le bruit en fraisage peuvent être regroupés dans le tableau I.

Tableau I

Résumé des travaux effectués sur l'utilisation du bruit en usinage

Auteurs	tournage	fraisage	Basse vitesse	Haute vitesse	Usure de l'outil	État de surface	Deflection
Jemielniak, O. Otman(Jemielniak and Otman 1998)	X		X		X		
K.T. Chung, A. Geddam		X	X		X		
Y. B. Guo et S.C. Ammula(Guo and Ammula 2005)	X			X		X	
H.K. Tonshoff(Tonshoff, Jung et al. 2000)	X			X	X	X	
Walter Lindolfo(Weingaertner, Schroeter et al. 2006)		X		X		X	

Le constat qui se dégage du tableau I est qu'à part quelques auteurs qui de plus en plus utilisent l'émission acoustique pour contrôler la rugosité de surface, la majorité des auteurs ont publié sur le contrôle de l'usure de l'outil en fraisage, en tournage et en plus aucun article n'a été trouvé sur le contrôle de la déflexion. Cependant, aucun travail n'a été

effectué sur la variation du bruit en fonction de la rigidité ni sur l'émission acoustiques lors du fraisage des pièces à parois minces.

### **1.3.2 Bruit et sécurité de l'utilisateur**

Très peu d'articles ont été trouvés sur l'étude du bruit comme élément dangereux pour la santé des utilisateurs des machines, ceci peut s'expliquer par les raisons suivantes :

- L'accent est plus porté sur la productivité, la santé de l'opérateur est reléguée au second plan
- L'utilisation des éléments de protection des oreilles par l'opérateur pour limiter l'intensité sonore reçue par l'oreille.
- L'insonorisation de la salle des machines

Dans un article publié par Wojtowicky (1998), l'auteur traite de l'étude du bruit en meulage, dans cet article le travail effectué était le suivant :

- Il détermine tout d'abord le niveau global de bruit qui est d'environ 98 dB(A) à l'oreille de l'opérateur à partir de l'analyse en 1/3 d'octave
- L'analyse fréquentielle qu'il a effectué a montré que le spectre de fréquence était constitué de pics correspondant à la vitesse de rotation de la meule et à ses harmoniques
- L'analyse temporelle a montré qu'une autre source de bruit était le défaut d'excentricité de la meule qui créait un choc répétitif
- L'analyse de la transmission du bruit au reste de la structure a montré que toute la structure vibre sensiblement de la même façon quelle que soit la position de la source

Il conclut qu'il faut augmenter l'impédance sur toute la structure pour diminuer l'intensité du bruit. Cependant son analyse s'est limitée à la fréquence de 16 KHz tandis que la gamme de fréquences audibles s'étend jusqu'à 22 kHz, il n'a pas fait de suggestions concrètes pour réduire le bruit.

## 1.4 Les vibrations en fraisage

L'une des principales causes de la limitation de production en usinage en général et en fraisage en particulier est le mauvais état de surface causé par le phénomène de broutage dû aux vibrations lors de l'opération. Ce phénomène est étudié depuis les années 1940 et au fil des années, plusieurs solutions sont proposées pour éviter ou tout au moins réduire ce phénomène.

La compréhension de ce phénomène remonte vers les années 1950 avec Tobias (1958) qui a expliqué le phénomène des vibrations auto-entretenues ou broutage en coupe orthogonale et mis au point la théorie des lobes de stabilité qui représente les zones stables et instables en fonction de la vitesse de rotation.

Altintas et Chan (1992); Altintas et Budak (1995); Altintas (2000) présentent une forme analytique de la théorie des lobes de stabilité pour le cas du tournage et du fraisage, dans ce modèle, la fréquence de broutage est déterminée analytiquement et ils montrent une différence de rugosité de surface pour deux expériences, l'une faite dans la zone instable et l'autre dans la zone stable. Il est à noter cependant que cette théorie ne se vérifie pas entièrement dans le cas de parois minces à cause du comportement dynamique du couple outil-pièce qui varie en fonction de la position de l'outil, ce qui n'est pas pris en compte dans son travail.

Ismail et Soliman (1997) ont proposé une méthode permettant de déterminer et d'éviter en temps réels les zones d'instabilité lors du fraisage et ceci sans utiliser un système d'acquisition de données vibratoires. La méthode consiste à faire varier la vitesse de rotation, relever les données des efforts de coupe à l'aide de la table de Kistler et traiter ces données pour en établir l'état de surface. Une fois les données obtenues, ils ont ressorti la partie statique et la partie dynamique du signal à l'aide des filtres passe bas et passe bande et les ont utilisés pour calculer la valeur réelle, ils ont ensuite démontré que l'état de stabilité du système était observé à partir de cette valeur réelle, si cette valeur réelle était

inférieure à 0.2, alors le système était dans la zone stable et si par contre cette valeur était supérieure à 0.4, le phénomène de broutage était assez intense.

Solis et al. (2004) présentent une nouvelle approche permettant de déterminer les lobes de stabilité, cette approche combine la méthode expérimentale et analytique. Ils se servent d'un test d'impact pour déterminer les caractéristiques de l'outil (fréquence de vibration, amortissement, rigidité) et ainsi obtenir sa fonction de transfert, la séquence proposée est la suivante :

- Déterminer les caractéristiques de l'outil et ainsi obtenir sa fonction de transfert
- Déterminer la partie réelle et la partie imaginaire de cette fonction de transfert
- Sélectionner la fréquence de broutage à partir de la fonction de transfert autour du mode dominant
- Calculer la profondeur critique de coupe
- Calculer la vitesse de la broche pour chaque lobe de stabilité
- Répéter les étapes précédentes pour chaque fréquence de broutage obtenue.

Dans sa phase pratique, ils ont montré que cette théorie était vérifiée à 96% environ et surtout fonctionnait très bien pour les grandes vitesses. L'on se demande toutefois si en faisant le test d'impact sur le système outil -pièce et non sur l'outil uniquement on n'améliorerait pas cette détermination des lobes de stabilité.

## **1.5 Conclusion**

À partir de l'étude faite sur le fraisage, les conclusions suivantes peuvent être tirées :

- Les modèles d'efforts de coupe sont développés et sans cesse améliorés pour correspondre aux valeurs expérimentales obtenues lors des expérimentations, cependant tous ces modèles sont semi -empiriques et plusieurs hypothèses de simplification sont utilisées par chacun des auteurs.



- Les modèles d'efforts de coupe développés sont utilisés pour étudier la déflexion subie par la pièce ou l'outil lors du fraisage. Il est cependant constaté que lors de l'étude de la déflexion de l'outil, la pièce est considérée comme fixe et vice-versa
- Plusieurs modèles et méthodes sont proposés pour optimiser la production et améliorer la qualité de la pièce finale, parmi ces modèles, on peut noter celui qui permet de faire varier l'avance lors du fraisage.
- Lors de l'étude des vibrations, l'accent est généralement mis sur l'élément le plus vibrant à savoir la pièce dans le cas où celle-ci est considérée comme flexible et l'outil rigide et vice versa. Aucun modèle n'est cependant développé dans lequel on considère le système pièce -outil en même temps.
- Les travaux ont montré que le bruit émis lors du fraisage peut être exploité pour contrôler l'usure de l'outil, cependant aucun modèle industriellement exploitable n'est proposé

## **CHAPITRE 2**

### **EFFORTS DE COUPE ET DÉFLECTION EN FRAISAGE**

#### **2.1 Introduction**

Le contact entre la pièce et l'outil lors du fraisage génère des efforts de coupe qui sont responsables de la déflexion de l'outil et de la pièce.

Dans ce chapitre, un modèle analytique des efforts de coupe sera présenté, afin de l'ajuster, il sera comparé aux données expérimentales. Une fois le bon modèle obtenu, il sera utilisé pour étudier la déflexion et un modèle de variation de l'avance et de la vitesse sera proposé pour optimiser la production et réduire la déflexion.

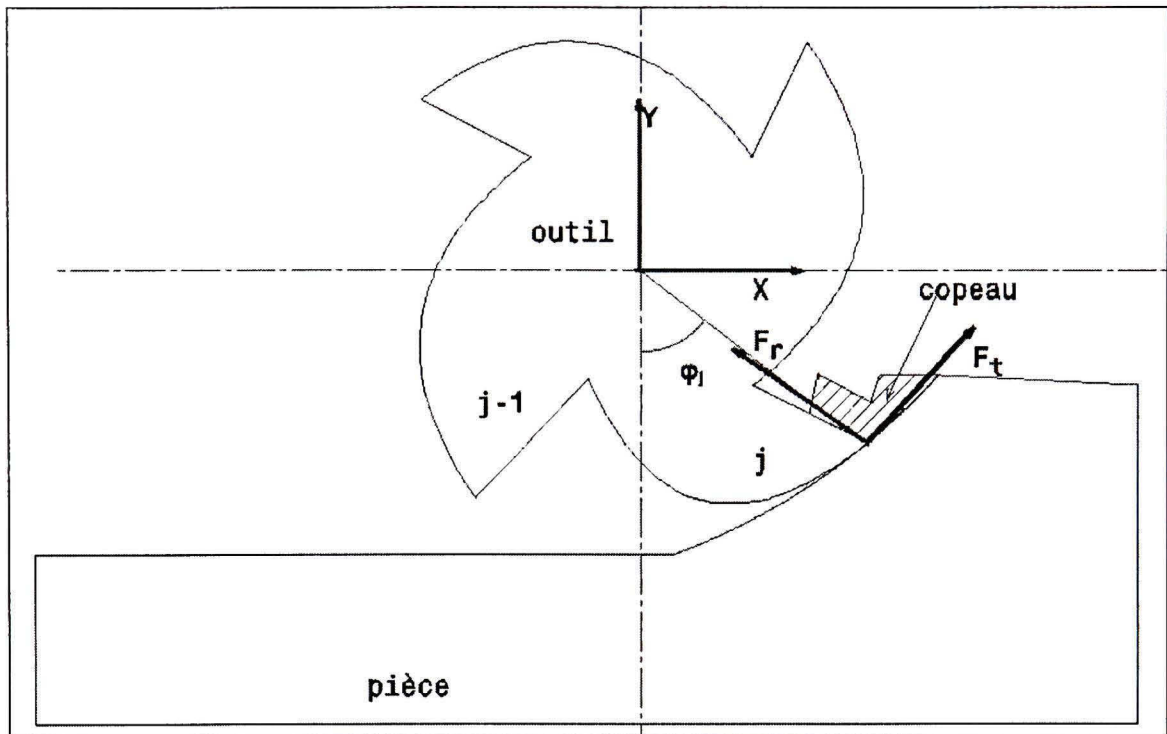
#### **2.2 Étude analytique des efforts de coupe et de la déflexion**

Dans cette section, un modèle des efforts de coupe sera présenté, ainsi qu'un modèle analytique de la déflexion de l'outil et de la pièce.

##### **2.2.1 Modèle analytique des efforts de coupe en fraisage**

Les efforts de coupe sont produits lors de l'usinage à cause de la pression qu'exerce l'outil sur la pièce lors de la coupe. La figure 2.1 montre une représentation de l'enlèvement du copeau en fraisage ainsi que les composantes tangentielles et radiales des efforts de coupe qui s'appliquent à la pointe de l'outil.





**Figure 2.1** *Représentation des efforts de coupes en fraisage.*

L'effort de coupe peut être défini comme étant le produit de la pression ( $K$ ) par la surface sur laquelle s'exerce cette pression ( $A$ ).

$$F = K \times A \quad (2.1)$$

D'après Altintas (2000), la composante tangentielle des efforts de coupe a pour expression :

$$F_t = K_t \times b \times [f \sin(\varphi_j) + \Delta x \sin(\varphi_j) + \Delta y \cos(\varphi_j)] \quad (2.2)$$

Où :

- $K_t$  représente la composante tangentielle de la pression spécifique de coupe.
- $b$  représente la profondeur de la passe (mm)
- $f$  représente l'avance par dent (mm/dent)

La composante radiale des efforts de coupe  $F_r$  est proportionnelle à  $F_t$  par un coefficient de proportionnalité  $K_r$  :

$$F_r = K_r \times F_t \quad (2.3)$$

Les efforts de coupe peuvent être aussi représentés dans un repère lié à l'outil. Les expressions de  $F_x$  et  $F_y$  et  $F_z$  peuvent être obtenues en faisant des projections de  $F_t$  et  $F_r$  dans le plan X, Y, Z.

L'expression de ces forces sera donc la suivante :

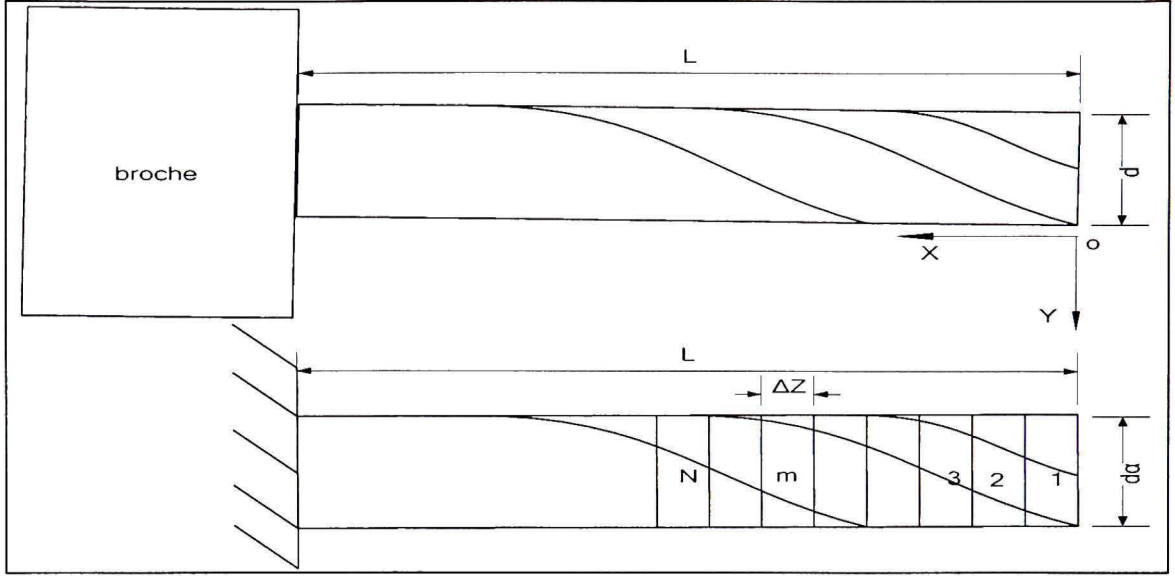
$$\begin{cases} F_x = -F_t \cos \varphi_j - F_r \sin \varphi_j \\ F_y = F_t \sin \varphi_j - F_r \cos \varphi_j \\ F_z = F_a \end{cases} \quad (2.4)$$

Le modèle des efforts de coupe est présenté en Annexe 1 en détail et sera simulé et comparé à l'expérimentation afin d'en apprécier la pertinence. Il sera ensuite exploité pour évaluer la déflexion de la pièce ainsi que celle de l'outil.

### 2.2.2 Modèle analytique de la déflexion de l'outil

Nous pouvons définir la déflexion comme étant le déplacement de la pièce ou de l'outil dû aux efforts qui lui sont appliquées. Dans un premier temps, nous allons considérer la pièce rigide et l'outil flexible afin d'étudier la déflexion de l'outil et ensuite considérer plutôt l'outil rigide et la pièce flexible afin d'étudier la déflexion d'une pièce à parois minces.

L'outil peut être considéré comme une poutre cylindrique encastree de longueur  $L$  et de diamètre  $d$ . Chaque élément est un disque de diamètre  $d$  et d'épaisseur  $\Delta z$ , comme le montre la figure 2.2.



**Figure 2.2 Découpage de l'outil.**

L'action de la pièce sur l'outil peut être exprimée comme suit :

$$F_y = K_t b f [\cos(\varphi_j) + K_r \sin(\varphi_j)] \sin(\varphi_j) \quad (2.5)$$

L'élément de force exercé sur l'élément  $\Delta z$  en un point m est :

$$\Delta F_{y,m}(\varphi_j) = K_t f \Delta z \sum_{j=0}^{N-1} [\cos(\varphi_j) + K_r \sin(\varphi_j)] \sin(\varphi_j) \quad (2.6)$$

La déflexion dans la direction Y au point k distant de  $z_k$  de l'origine et causée par la force appliquée à l'élément m distant de l'origine de  $z_m$  est de la forme :

$$y = \frac{\Delta F_{y,m}}{6EI} z_k^2 (3z_m^2 - z_k^2) \quad (2.7)$$

Où  $E$  représente le module de Young et  $I$  représente le moment d'inertie de l'outil.

La déflexion totale au point  $z_k$  sera la somme des déflexions causées par la force en tous les points de contact.

$$\delta y = \sum_{m=1}^M \delta y(z_k, m) \quad (2.8)$$

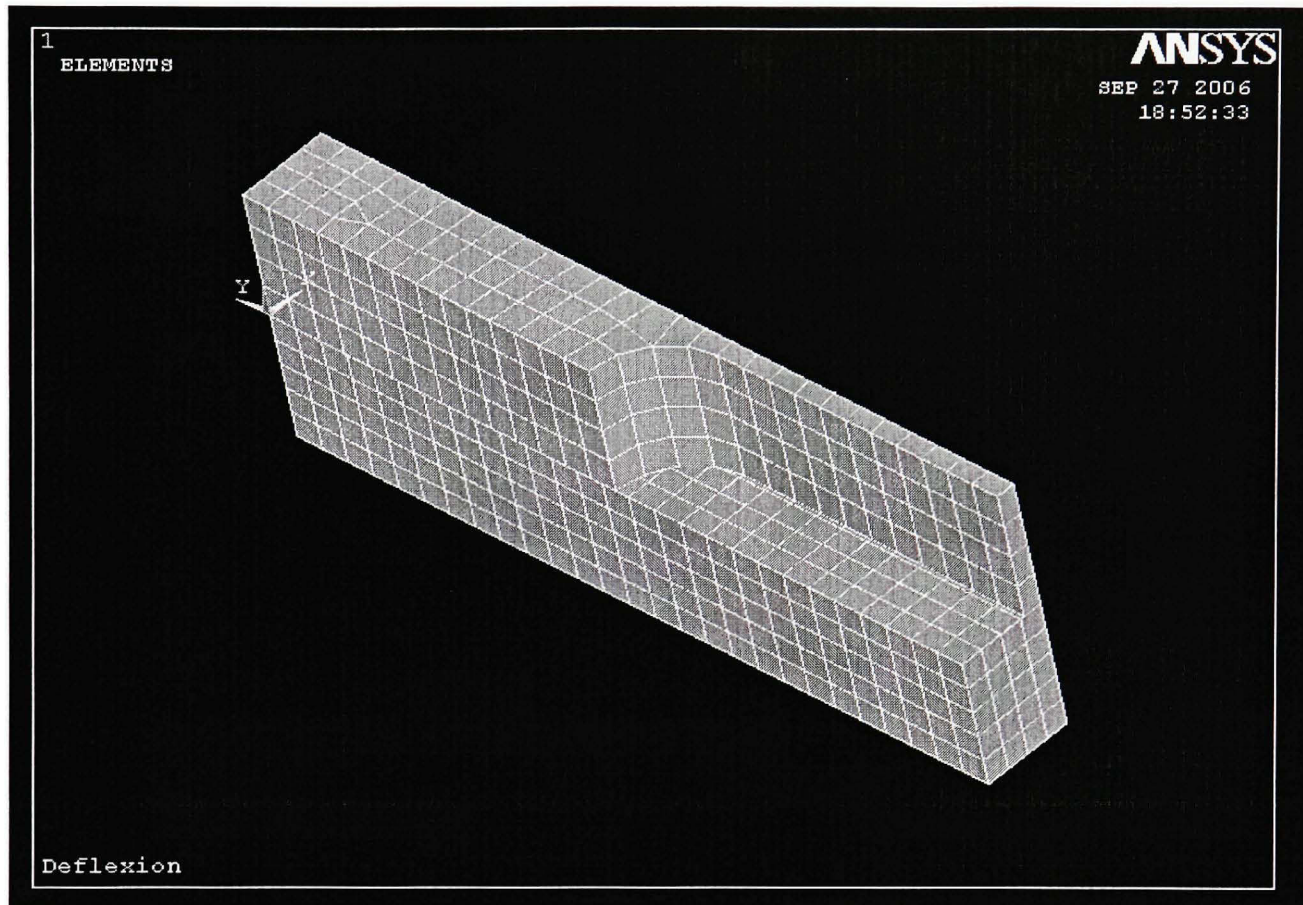
Le modèle de déflexion ainsi développé sera utilisé pour simuler la déflexion.

### 2.2.3 Déflexion de la pièce

La déflexion de la pièce dépend entièrement des caractéristiques de cette pièce (rigidité, géométrie,...). Nous allons considérer l'outil rigide et la pièce flexible afin de mieux étudier sa déflexion.

À partir du principe des éléments finis, nous allons subdiviser la pièce en plusieurs éléments par maillage cubique en considérant la pièce à un instant quelconque de l'usinage. Nous obtenons ainsi la forme de la pièce présentée à la figure 2.3.





**Figure 2.3 Maillage de la pièce.**

Le modèle de la pièce ainsi maillé permettra de pouvoir appliquer les efforts de coupe en un point quelconque de la pièce et étudier la déflexion sur chaque point de l'ensemble de la pièce. Plus le maillage est fin, plus précis est le résultat mais plus lourd est l'algorithme et le temps de calcul.

Pour une analyse statique, nous allons déterminer la matrice de rigidité correspondant au modèle de pièce maillé de la figure 2.3.

L'équation est la suivante :

$$K\delta = F \quad (2-9)$$

Ou  $\delta$  représente le déplacement.

$$K = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & \bullet & \bullet & \bullet & k_{1n-1} & k_{1n} \\ k_{21} & \bullet & & & & & k_{2n} \\ \bullet & & \bullet & & & & \bullet \\ \bullet & & & \bullet & & & \bullet \\ \bullet & & & & \bullet & & \bullet \\ k_{n-11} & & & & & \bullet & k_{n-1n} \\ k_{n1} & k_{n2} & \bullet & \bullet & \bullet & k_{nn-1} & k_{nn} \end{bmatrix} \quad (2-10)$$

$$F = \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \bullet \\ \bullet \\ \bullet \\ F_{n-1} \\ F_n \end{bmatrix} \quad (2-11)$$

La matrice  $K$  représente la matrice de rigidité et  $F$  celle des efforts de coupe. Le modèle ainsi maillé de la pièce sera utilisé pour simuler la déflexion de la pièce

### 2.3 Expérimentation et simulation des efforts de coupe et de la déflexion

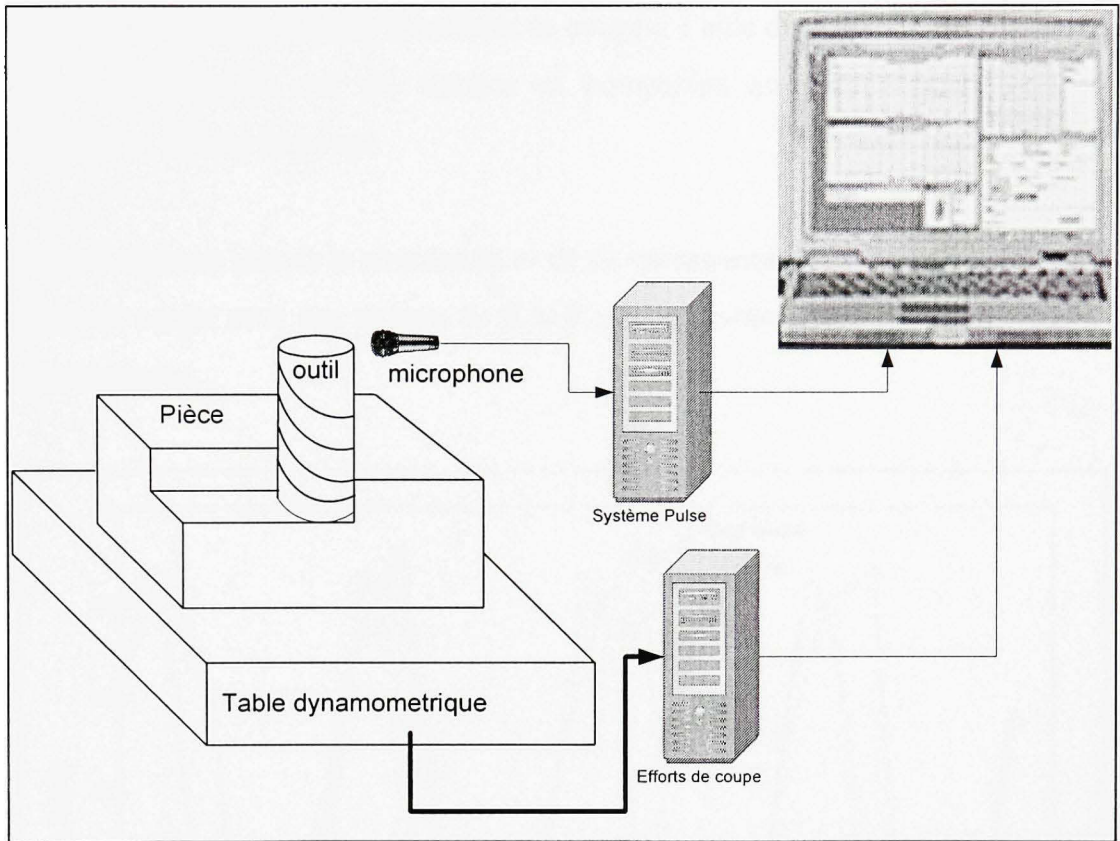
Dans cette section, une série d'expériences seront menées afin de déterminer les valeurs des efforts de coupe et de les comparer au modèle de simulation.

### 2.3.1 Procédure expérimentale

Afin d'étudier expérimentalement les émissions acoustiques, les efforts de coupe et la déflexion, une série d'expériences est menée en utilisant le montage expérimental de la figure 2.4 avec les conditions suivantes :

- Pièce en acier à moule de type P20 usinée sur un centre de fraisage à commande numérique de vitesse maximale 12000 tr/min et de puissance maximale 10 kw.
- Outil : fraise à bout de diamètre 38.1 mm, comportant 2 pastilles de carbure jetables
- Paramètres de coupe:
  - Profondeur radiale de coupe : 12.7 mm
  - Profondeur axiale de coupe : 2.54 mm
  - Avance variable: de 0.041 à 0.22 mm/dent
  - Vitesse de coupe : 150 m/min
  - Fluide de coupe: Aucun.
- Équipements de mesure :
  - Les efforts de coupe sont mesurés à l'aide d'une table dynamométrique à 3 composantes de type Kystler 9225B
  - Le système d'acquisition de données acoustiques est constitué d'un microphone à haute fréquence TEDS couvrant une gamme de fréquence de 0 à 100 Khz, une unité de traitement de données à savoir le Système PULSE de Bruel et Kjaer.
- Dispositif expérimental
 

Le dispositif expérimental est présenté à la figure 2.4



**Figure 2.4** *Montage expérimental pour la mesure des émissions acoustiques et des efforts de coupe.*

Une fois le dispositif expérimental mis en place, une passe d'ajustement est d'abord effectuée et les essais sont ensuite effectués en respectant les conditions de coupe.

Les modèles des efforts de coupe et de la déflexion de la pièce et de l'outil respectivement sont simulés avec le logiciel matlab -simulink et les résultats sont présentés à la section 2.3.2

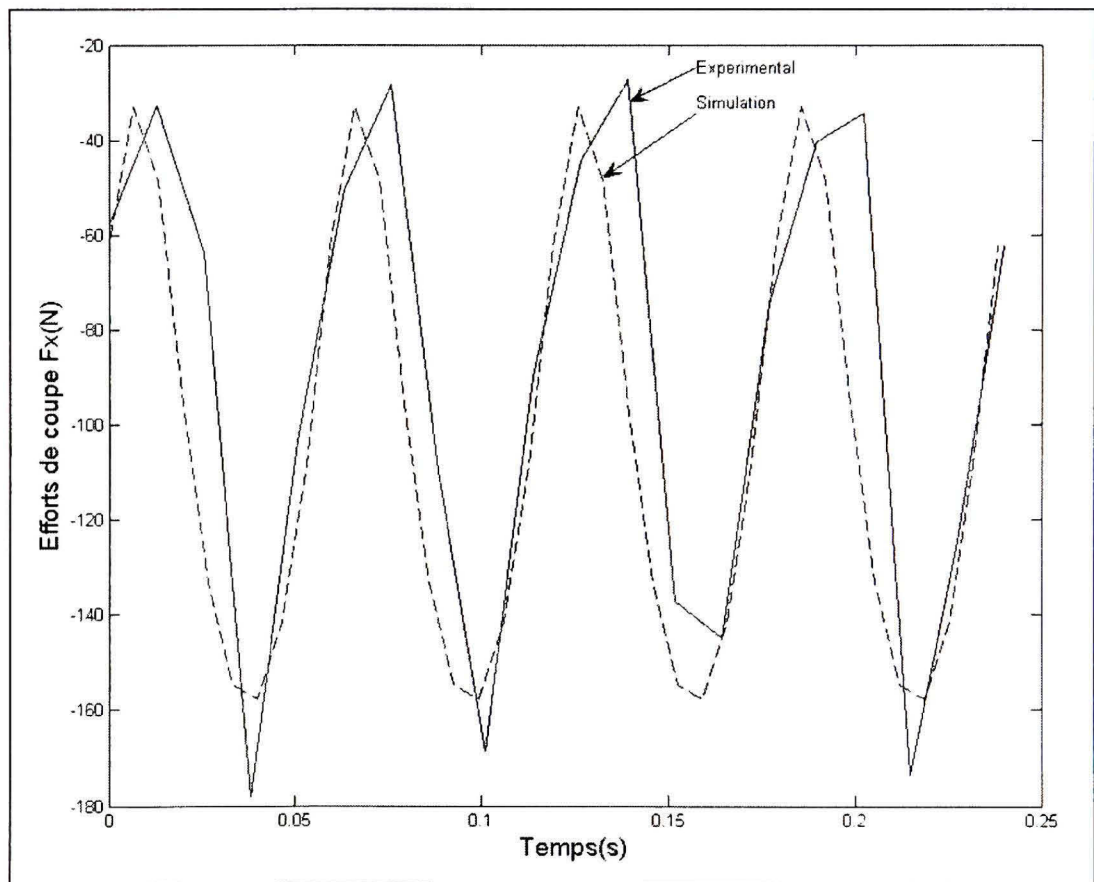
### **2.3.2 Résultats et analyse pour l'étude des efforts de coupe et la déflexion**

Les différents résultats obtenus lors de la simulation et de l'expérimentation des efforts de coupe sont présentés dans cette section.

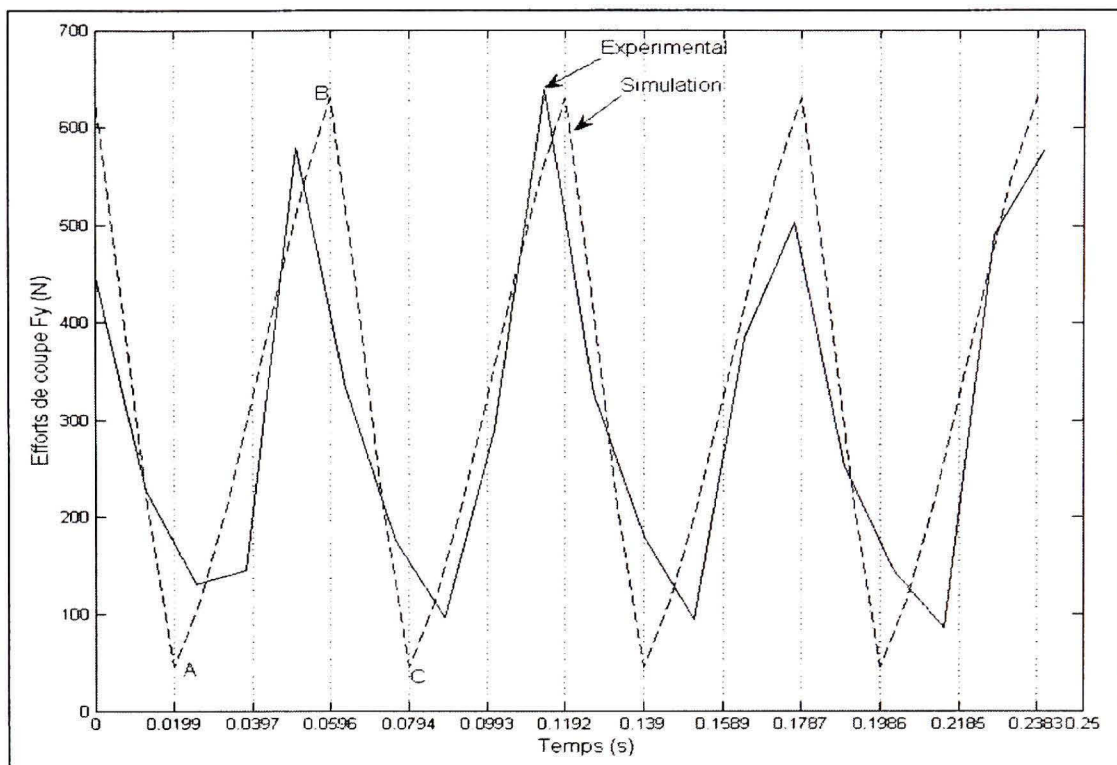


Tout d'abord nous avons simulé les efforts de coupe à l'aide du modèle mathématique et les données expérimentales ont été traitées et comparées aux précédentes, pour chaque composante des efforts de coupe.

Les résultats obtenus lors de la simulation et de l'expérimentation des composantes  $F_x$  et  $F_y$  des efforts de coupe avec une avance de 0.365 mm/dent sont représentés aux figures 2.5 et 2.6 respectivement.



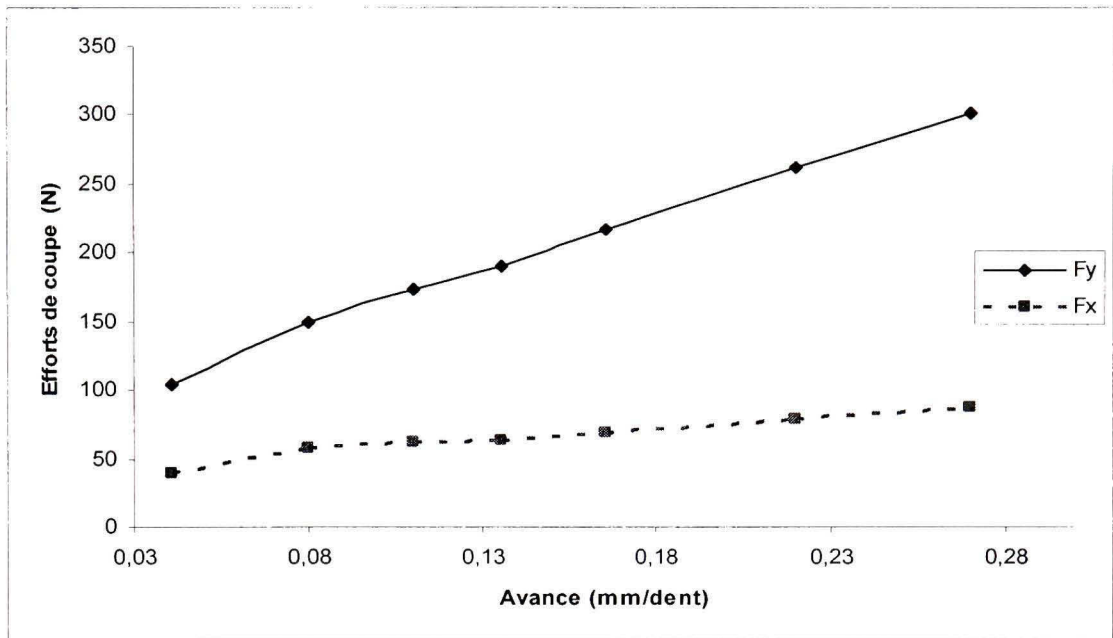
**Figure 2.5** Efforts de coupe  $F_x$  expérimentaux et simulés pour acier à moule.



**Figure 2.6** *Efforts de coupe  $F_y$  expérimentaux et simulés pour acier à moule.*

On constate que les résultats expérimentaux concordent assez bien avec celles de la simulation. Les instants auxquels les efforts sont maximaux et minimaux correspondent, un léger déphasage est toutefois remarqué.

La variation des efforts de coupe en fonction de l'avance par dent avec une vitesse de coupe constante a ensuite été étudiée, le résultat est présenté à la figure 2.7

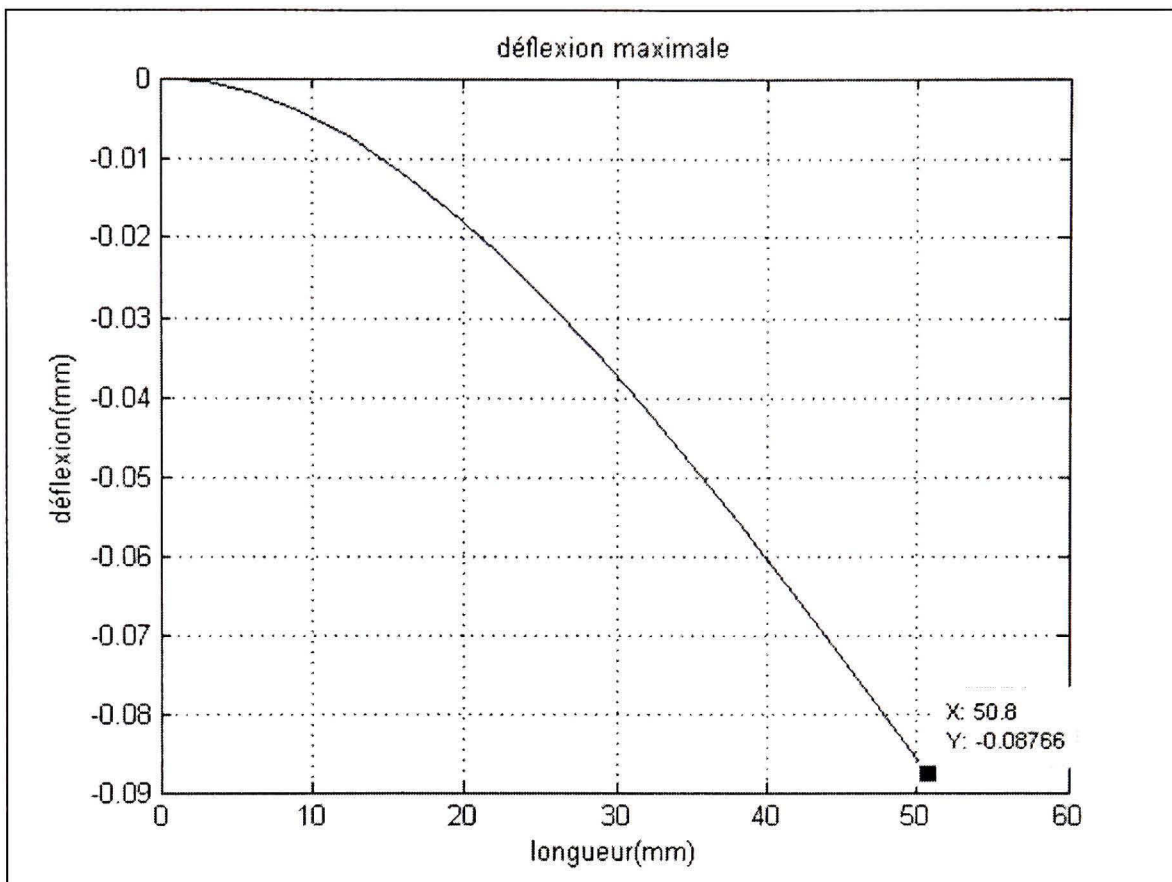


**Figure 2.7** *Variation des efforts de coupe en fonction de l'avance.*

Les résultats expérimentaux montrent que la valeur moyenne des efforts de coupe  $F_x$  et  $F_y$  augmentent avec l'augmentation de l'avance (figure 2.7), ce qui était prévisible car les efforts de coupe sont proportionnels à la section du copeau qui dépend de l'avance par dent (équation A1-4). Ce résultat sera exploité par la suite pour développer le modèle de contrôle des efforts de coupe.

### 2.3.3 Simulation de la déflexion de l'outil

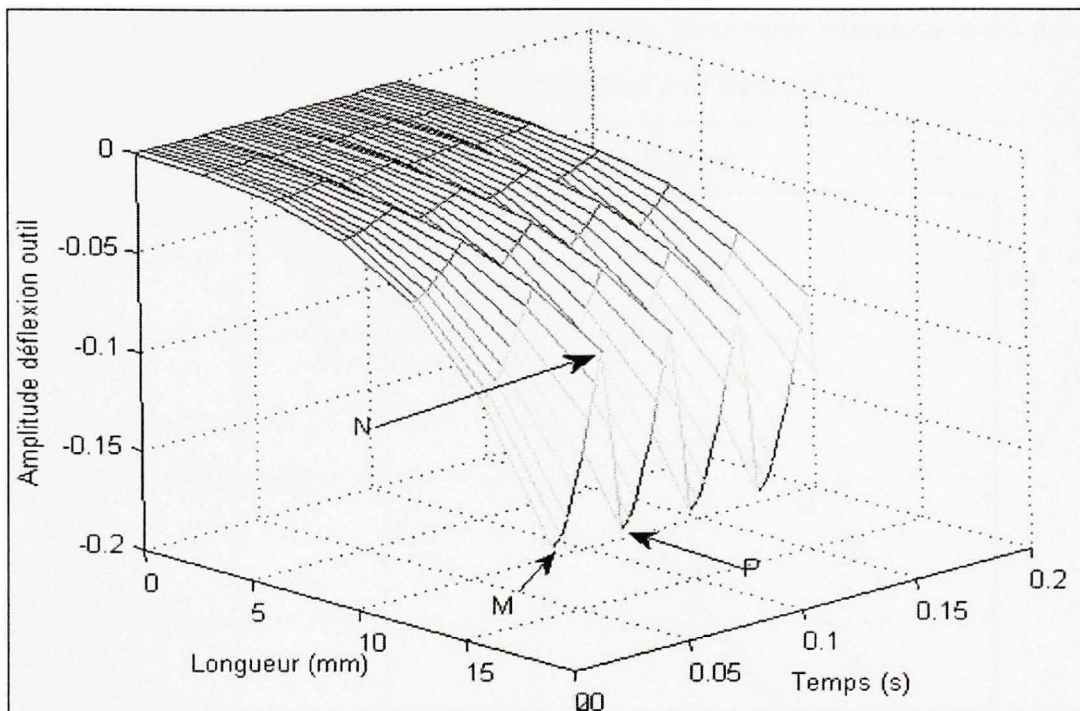
En observant la figure 2.7, on constate que l'effort suivant la direction Y ( $F_y$ ) est plus important que celui suivant la direction X ( $F_x$ ), ceci quelque soit l'avance par dent, pour cette raison, nous utiliserons dans la suite  $F_y$  pour la simulation des déflexion. Le résultat de la simulation est représenté à la figure 2.8, sur cette représentation, l'amplitude de la déflexion sera prise comme la valeur absolu de la valeur lus sur la figure à cause de l'orientation choisie.



**Figure 2.8** *Déflexion de l'outil.*

L'intensité de la force étant variable lors du fraisage, la déflexion aura aussi une forme variable, comme le montre la figure 2.9.





**Figure 2.9** *Simulation de l'évolution de la déflexion en fonction du temps.*

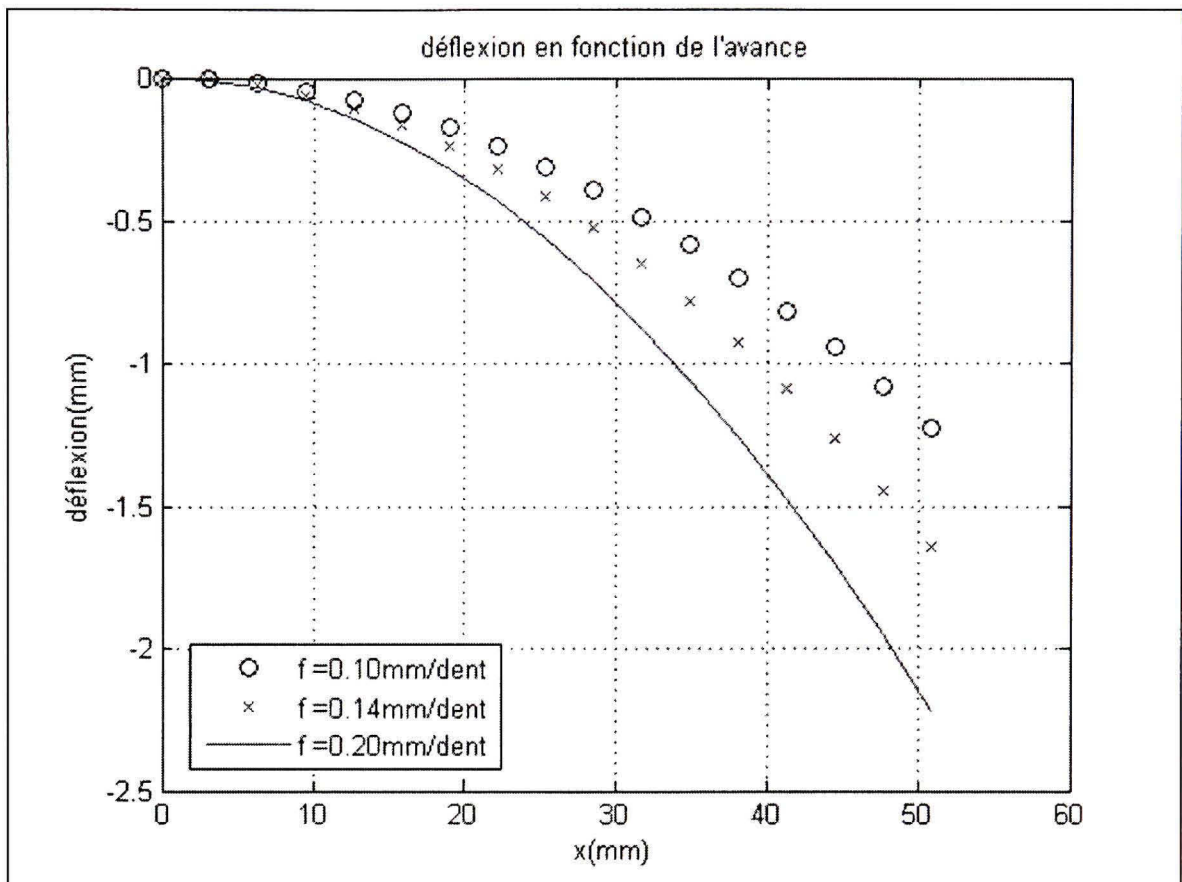
En observant cette figure 2.9, il ressort que le maximum en valeur absolue de déflexion se produit au début de la coupe (point M), correspondant à l'entrée de la première dent dans la pièce. Cette déflexion va diminuer jusqu'à atteindre la valeur minimale (N) avant de recommencer à croître. D'autres maxima sont aussi observés à des intervalles de temps équivalents à la fréquence de passage des dents (M, P), correspondant ainsi aux instants où se produisent les chocs répétitifs, ce qui fait penser que l'amplitude de la déflexion est maximale à l'entrée de la dent dans la zone de coupe. Réduire l'impact des chocs créés par l'entrée de la dent dans la pièce permettrait ainsi de réduire la déflexion.

Si nous pouvons contrôler la variation de l'intensité de la force au cours du temps, nous pourrions aussi contrôler la variation de la déflexion.

### **2.3.4 Influence de l'avance sur la déflexion**

Nous avons constaté à la figure 2.7 que l'effort de coupe variait en fonction de l'avance.

La déflexion étant proportionnelle à l'effort de coupe, nous nous attendons aussi à ce que la déflexion augmente avec l'avance, ce qui est observé à la figure 2.10.



**Figure 2.10** *Variation de la déflexion en fonction de l'avance.*

On constate que plus on augmente l'avance, plus la déflexion est importante.

Les figures 2.5 et 2.6, montrent que l'intensité de la force varie suivant la position de la dent dans la pièce, une solution possible pour contrôler la variation de la déflexion serait de faire varier l'avance en fonction de l'engagement de la dent dans la pièce.

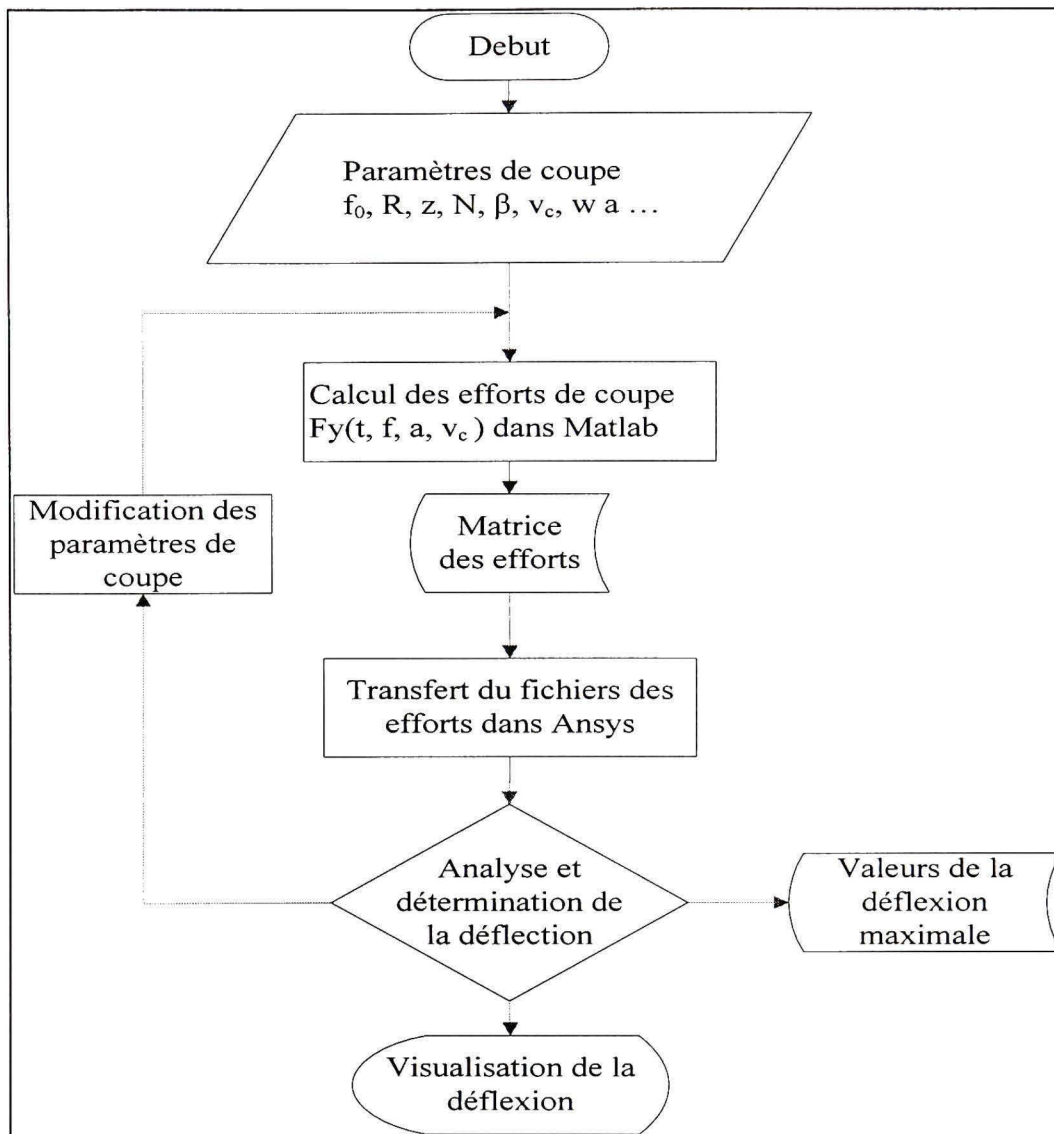
### 2.3.5 Influence de la vitesse de rotation

Lorsqu'on augmente ou diminue la vitesse, la déflexion est peu influencée car ce paramètre n'intervient pas directement dans l'expression des efforts de coupe ni dans celle de la

déflexion. Par contre il influence le temps de l'opération, ce qui nous fait penser que pour optimiser notre opération de fraisage sans dépasser les limites de stabilité du système, nous pouvons aussi faire varier la vitesse de rotation.

### **2.3.6 Simulation de la déflexion de la pièce**

Une fois le maillage fait, la matrice de rigidité est calculée par le logiciel Ansys, les efforts sont calculés dans Matlab et importés dans le logiciel Ansys afin de déterminer la déflexion de la pièce, suivant le schéma présenté à la figure 2.11 :

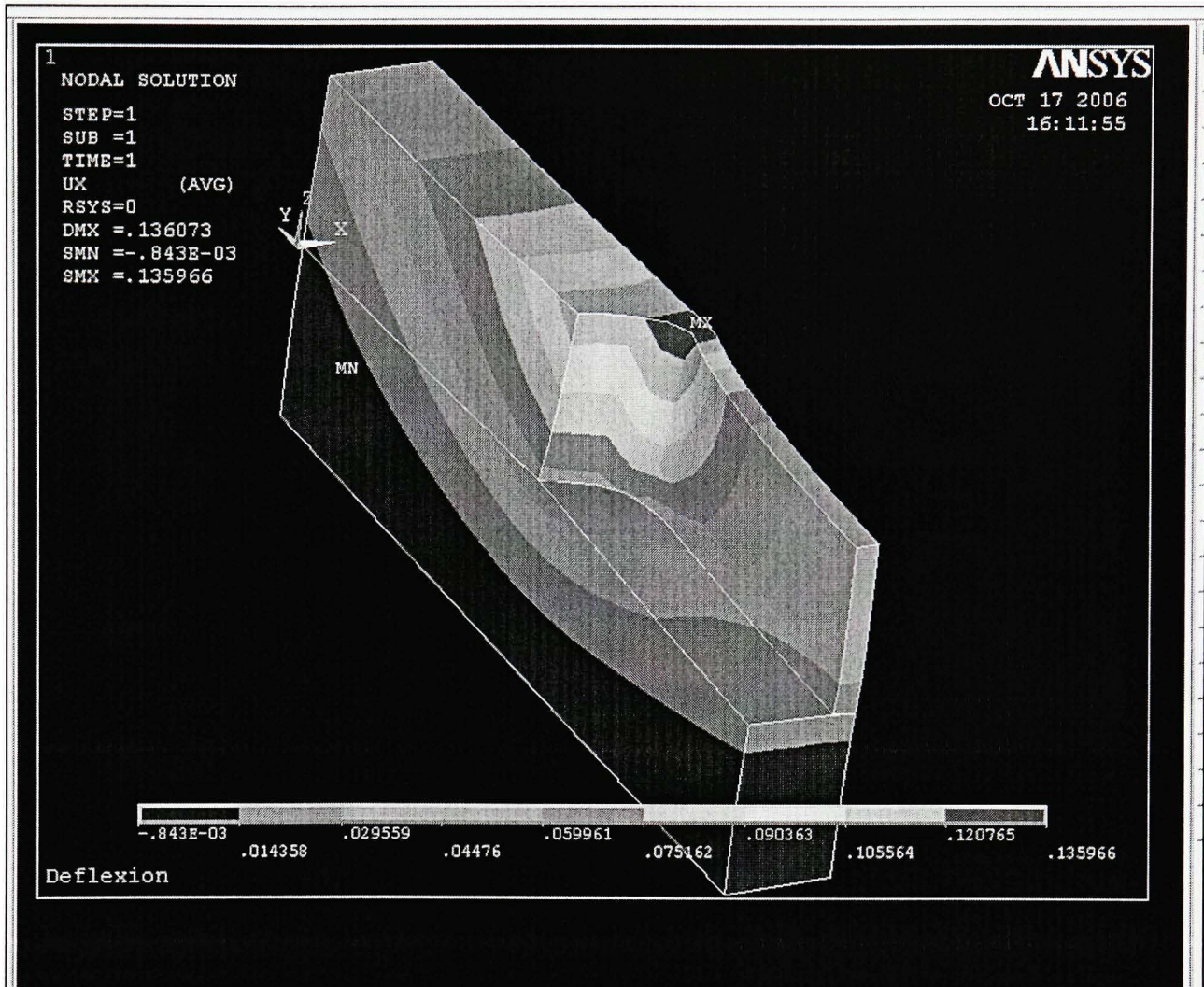


**Figure 2.11 Pourcentage de réduction de la déflexion de la pièce.**

Le principe sera similaire à celui utilisé pour l'étude de l'outil, nous allons considérer la pièce suivante : longueur : 100 mm; largeur : 12 mm, hauteur : 40 mm; les profondeurs axiale et radiale seront identiques à celles de l'outil.

Pour le modèle ainsi présenté, nous obtenons le résultat présenté à la figure 2.12 :





**Figure 2.12** *Déflexion de la pièce.*

On constate que le maximum de déflexion est obtenu au point MX de la figure ci-dessus et a pour valeur :  $\delta_0 = 0.14$  mm.

## 2.4 Modèle de variation de l'avance et de la vitesse de rotation

Afin d'élaborer la fonction de variation de l'avance, le modèle de variation d'avance (équation 2.12) est proposé, ce modèle consistera à faire décroître l'avance lorsque les efforts de coupe augmentent et la faire croître lorsque les efforts diminuent. En observant la courbe de variation des efforts de coupe  $F_y$  (figure 2.6), on constate que pendant environ les

2/3 du temps de passage d'une dent (entre A et B), les efforts de coupe augmentent, pour décroître pendant le dernier 1/3 (entre B et C).

#### 2.4.1 Fonction de variation de l'avance et de la vitesse de rotation

Soit  $f_l$  la fonction de variation d'avance que nous proposons pour contrôler la déflexion, elle aura pour expression : (équation 2.12)

$$f_l = f_0 [1 + a \sin(qt)] \quad (2.12)$$

Où le paramètre 'a' est un coefficient qui sera optimisé et 'q' le paramètre lié à la vitesse de rotation qui varie de la manière suivante :

$$\begin{cases} q = \omega & \text{si } 0 \leq t \leq \frac{2}{3}T_0 \\ q = 2\omega & \text{si } \frac{2}{3}T_0 \leq t \leq T_0 \end{cases} \quad (2.13)$$

Où  $T_0$  représente la période de passage d'une dent,

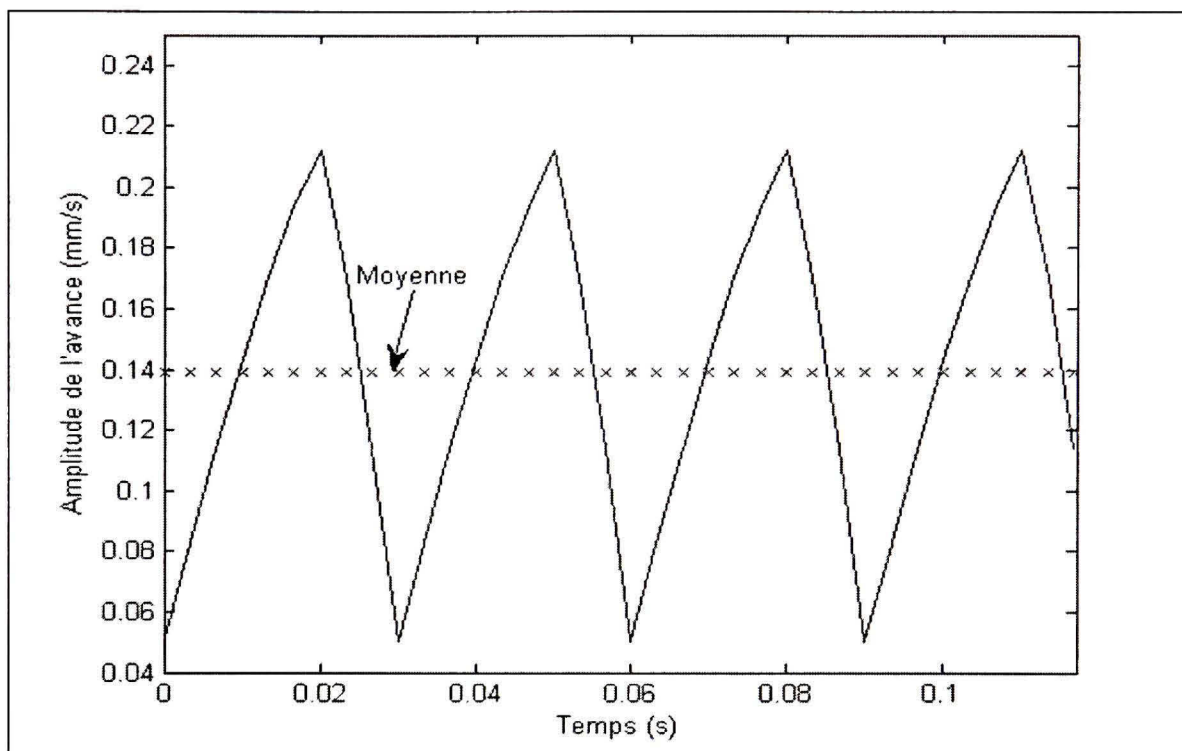
$\omega = 2\pi F_d$  avec  $F_d$  qui représente la fréquence de passage des dents

$f_0$  représente la valeur de l'avance initiale.

Un modèle similaire est présenté dans la littérature (Lin 2002) mais avec le paramètre 'q' constant et égal à la fréquence de rotation de la broche.

La valeur  $f_0 = 0.14$  mm/dent correspondant à la valeur de l'avance habituellement prise constante sera considérée comme référence pour l'avance et la déflexion correspondant à cette avance sera considérée comme référence des déflexions.

Le modèle d'avance ainsi défini (équation 2.12) sera utilisé pour simuler les efforts de coupe et la déflexion. La simulation de la variation de l'avance  $f_l$  en fonction du temps est représentée à la figure 2.13:



**Figure 2.13** *Simulation de la fonction de variation d'avance.*

On constate que cette fonction  $f_l$  oscille autour d'une valeur moyenne qui sera considérée comme valeur de  $f_l$ .

#### **2.4.2 Influence de la fonction sur la productivité.**

Pour une valeur de référence de l'avance  $f_0$  choisie, la fonction de variation de l'avance permet d'obtenir une avance  $f_l$  supérieure à la valeur de référence, augmentant ainsi le taux d'enlèvement de la matière, ce qui se traduit par une augmentation de la productivité. Afin d'étudier l'augmentation du taux de productivité, pour chaque valeur du paramètre 'a' introduite, une variation de l'avance initiale sera faite afin d'obtenir une déflexion égale à

celle initiale à savoir 0.09 mm, ceci dans le but d'observer le taux d'augmentation de l'avance moyenne pour une déflexion égale à la valeur initiale introduite. L'algorithme est présenté à la figure 2.14.

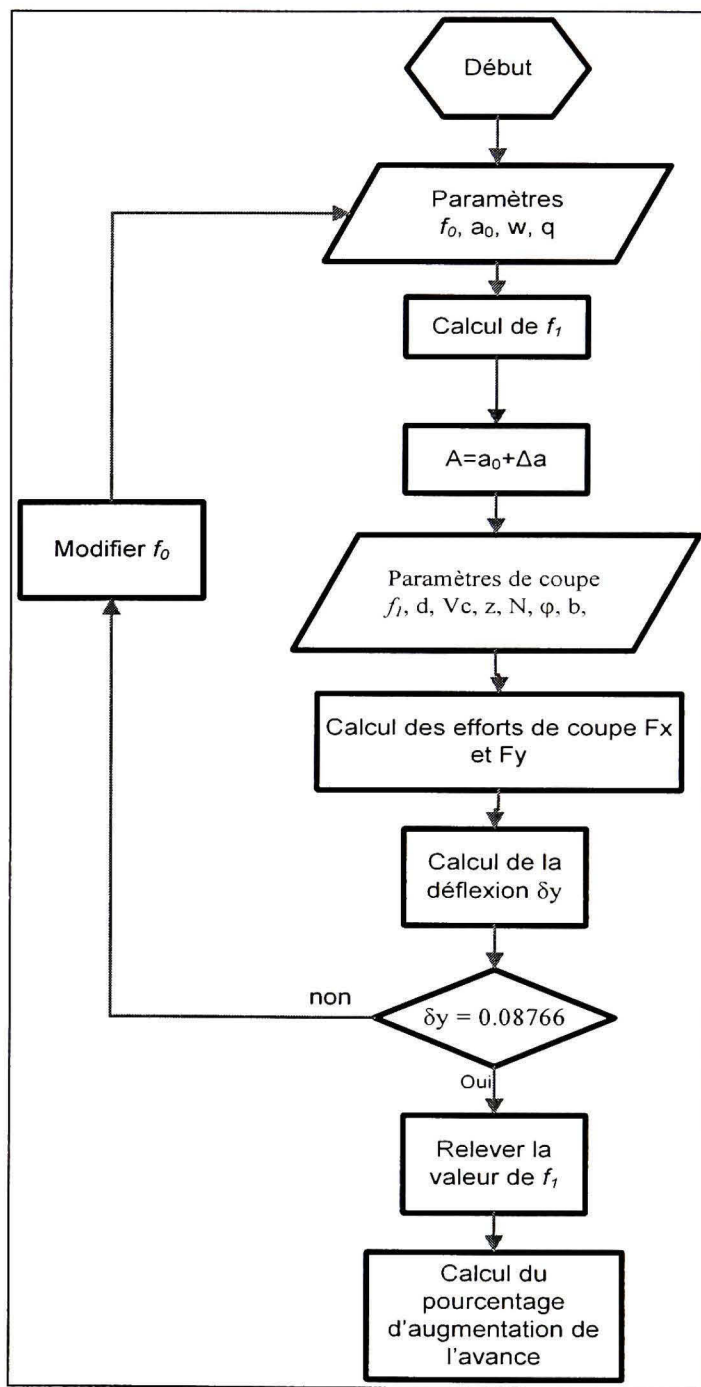
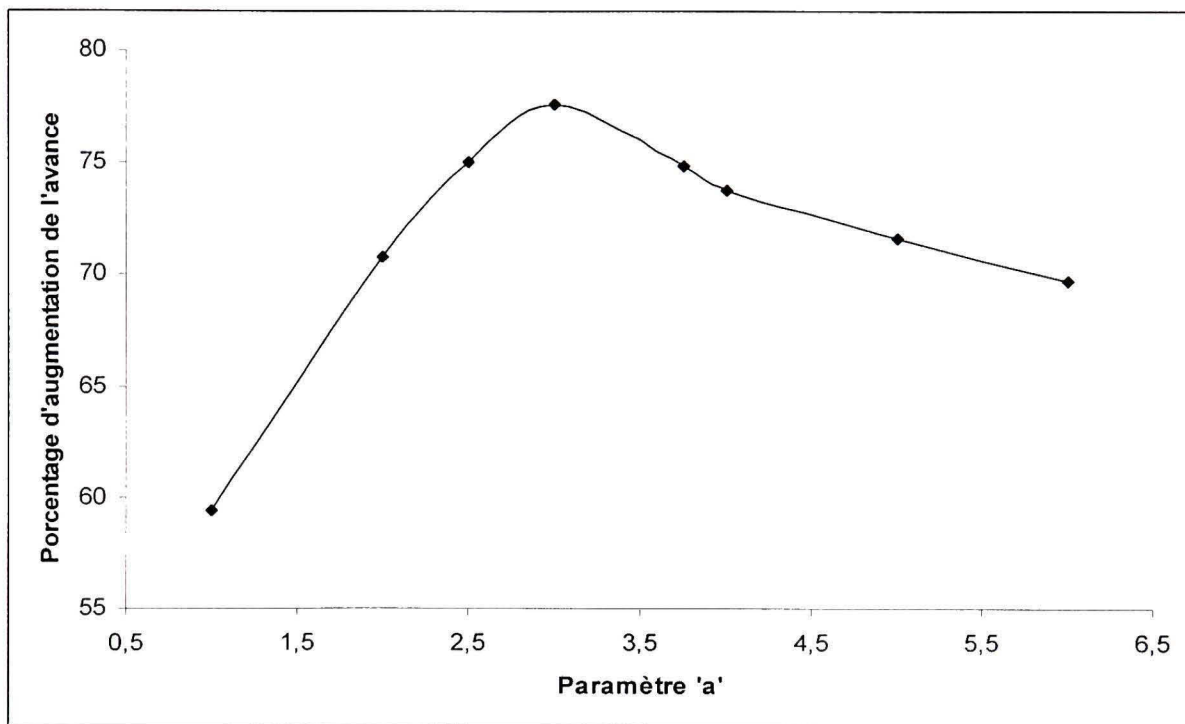


Figure 2.14 Diagramme de calcul du taux d'augmentation de l'avance.



La simulation est faite à l'aide du logiciel Matlab. Les résultats sont présentés à la figure 2.15 ci-dessous.



**Figure 2.15** *Pourcentage d'augmentation de l'avance pour une déflexion constante.*

Dans le cas où l'on adopte les conditions produisant une déflexion égale à la valeur produite par l'avance de référence, le taux d'augmentation de l'avance est d'environ 77% pour  $a = 3$ , comparé aux conditions de coupe traditionnelles à avance et vitesse constantes.

### 2.4.3 Influence de la fonction sur la déflexion de l'outil

Afin de faire une étude plus précise de l'influence des paramètres de la fonction  $f_l$  sur la déflexion, pour chaque valeur de 'a' choisie, la valeur de l'avance  $f_0$  qui permet d'obtenir une avance moyenne constante et égale à 0.14 mm/dent (figure 2.13) sera déterminée, nous allons ensuite observer la variation de la déflexion et comparer la déflexion obtenue avec  $f_0$  à celle obtenue avec  $f_l$ . L'algorithme proposé est présenté à la figure 2.16.

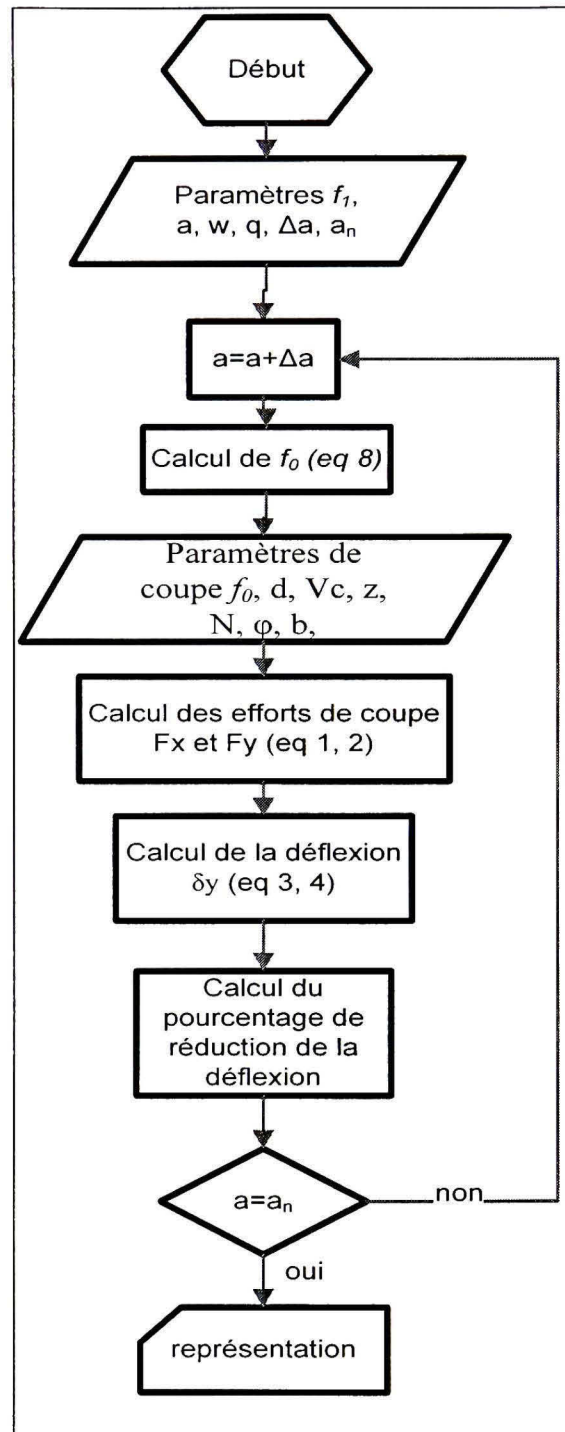
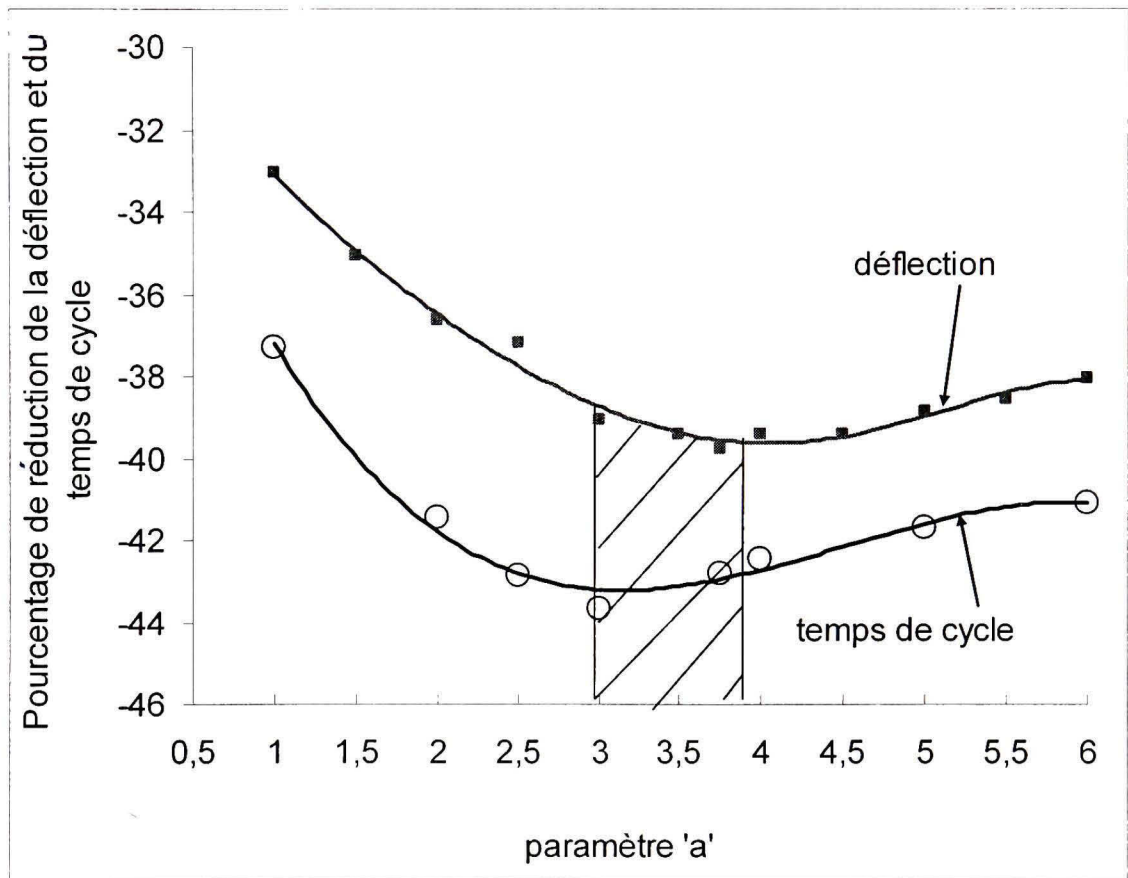


Figure 2.16 *Diagramme de calcul de la réduction de la déflexion.*

La simulation est faite en utilisant le logiciel Matlab. Le paramètre 'a' varie entre 1 et 6, les conditions de coupe étant identiques à celles de l'expérimentation des efforts de coupe faite à la section 2-2-1. Les résultats obtenus sont regroupés et représentés à la figure 2.17.



**Figure 2.17** *Pourcentage de réduction de la déflexion et du temps de cycle.*

On constate que la fonction de variation de l'avance (équation 2.12) permet de réduire la déflexion d'environ 40% pour  $a = 3.75$  et pour une avance moyenne égale à l'avance qu'on utiliserait dans le cas de l'usinage traditionnel. Ce résultat permet ainsi de réduire les erreurs dimensionnelles améliorant la qualité de la pièce.

La figure 2.17 montre aussi une étude comparative entre la réduction de la déflexion et du temps de cycle qui est inversement proportionnel à l'avance, on y observe que les

conditions optimales de coupe sont obtenues pour le paramètre 'a' compris entre 3 et 3.75 suivant qu'on veut privilégier le taux de productivité ou la qualité de la pièce produite.

#### 2.4.4 Influence de la fonction sur la déflexion de la pièce

Nous allons maintenant appliquer la fonction de variation de l'avance et de la vitesse de coupe sur le modèle de la pièce présenté au paragraphe 2.3.6 et observer l'impact sur la déflexion et sur le taux de production en tenant compte de la qualité de la pièce.

- Pour  $a = 3.75$  (valeur obtenue au paragraphe 2.4.3), et en introduisant cette valeur dans l'algorithme du paragraphe 2.3.6, on obtient  $\delta = 0.12$  mm, ce qui donne un pourcentage de réduction de 14,5% environ, obtenu par le calcul suivant :

$$\% \text{ de réduction} = 100 * \left[ 1 - \frac{\delta}{\delta_0} \right] = 14.433 \quad (2.29)$$

- Pour  $a = 3.75$ , et pour une déflexion sensiblement égale à celle du cas initial, on obtient une avance égale à 0,17 mm/dent, ce qui donne, comparativement à l'avance initiale de 0.14 mm/dent, un taux d'augmentation de 21.5%.

## 2.5 Conclusion

Dans ce chapitre, une étude analytique des efforts de coupe et de la déflexion de la pièce ainsi que celle de l'outil a été faite, les résultats de simulation ont été comparés aux données expérimentales.

L'étude de la déflexion de l'outil a montré que celle-ci n'est pas constante, mais varie en fonction de la position de la dent dans la pièce.

L'analyse des données expérimentales a montré que l'effort de coupe varie en fonction de l'avance par dent.

Un modèle de variation de l'avance et de la vitesse de rotation a été proposé dans le but d'optimiser le fraisage. Ce modèle a permis d'améliorer la productivité d'environ 77%, de réduire la déflexion de la pièce de 21% et celle de l'outil de 40%.



## **CHAPITRE 3**

### **ETUDE DE L'ACOUSTIQUE EN FRAISAGE**

#### **3.1 Introduction**

L'acoustique est une branche de la physique dont l'objectif est l'étude des vibrations sonores et de ses effets sur l'homme. En usinage, ces vibrations sonores peuvent être considérées comme du bruit dans la mesure où elles sont nocives et dangereuses pour la personne qui y est exposée à longueur de journée comme le machiniste, d'un autre côté, on peut aussi exploiter ces vibrations sonores pour le contrôle en temps réel du processus d'usinage car le bruit émis lors de l'usinage des pièces a des caractéristiques telles l'intensité sonore, la forme du signal, le niveau RMS, les pics de fréquence, qui varient en fonction des paramètres de coupe, de l'état de l'outil et de l'état de surface. La compréhension et la maîtrise de ces caractéristiques et un bon traitement du signal peuvent être d'une grande utilité en usinage, tant pour le procédé que pour les personnes exposées.

Après une étude théorique des vibrations sonores, nous allons dans un premier temps présenter l'utilisation de l'acoustique pour le contrôle du processus de fraisage et dans un second temps étudier l'impact de ce bruit sur les personnes qui y sont exposées et enfin développer des stratégies pour le contrôle et la réduction du bruit.

#### **3.2 Étude théorique des vibrations sonores**

Dans cette partie, nous allons étudier théoriquement le signal sonore, présenter la source et la forme du signal acoustique.

##### **3.2.1 Introduction au signal acoustique**

L'acoustique est une branche de la physique dont l'objet est l'étude des sons et des ondes mécaniques. Elle fait appel aux phénomènes ondulatoires et à la mécanique vibratoire.

En un point donné, le son se caractérise par la variation de la pression en fonction du temps, c'est cette variation qui est perçue par l'oreille ou le microphone.

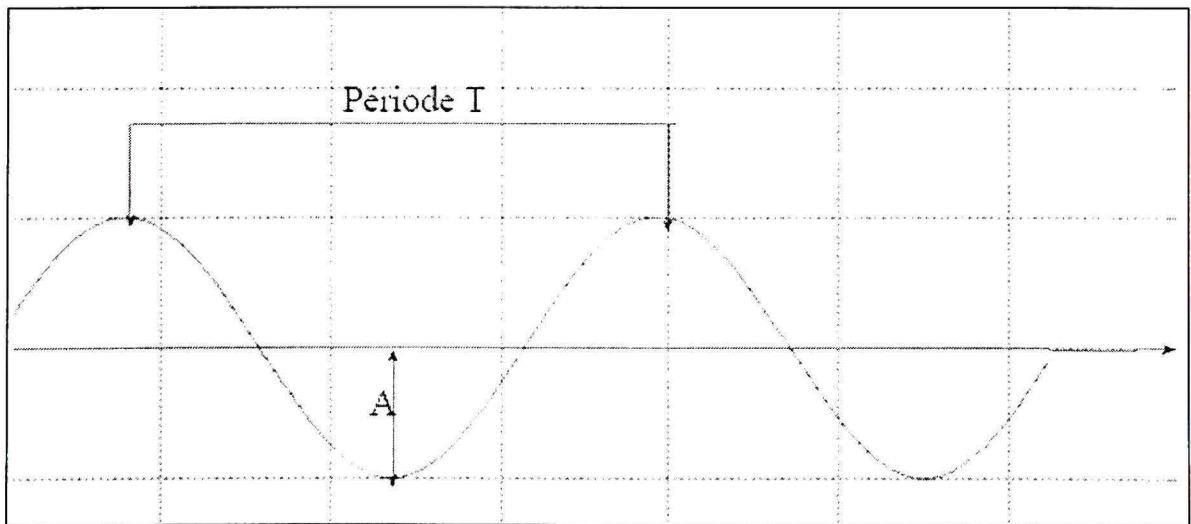
Nous percevons le son grâce à notre oreille. Les sons que nous percevons sont des vibrations dont la particularité est qu'ils ont une gamme de fréquence audible comprise entre 20 et 20000 Hz.

Un son pur est caractérisé par une nature vibratoire de période  $T$  et d'amplitude  $A$  dont l'équation peut s'écrire sous la forme :

$$y(t) = A \sin(\omega t + \rho) \quad (3.1)$$

Où  $\omega = \frac{2\pi}{T}$  est la pulsation.

La fréquence est l'inverse de la période  $F = \frac{1}{T}$ ,



**Figure 3.1** *Représentation sinusoïdale du signal sonore.*

En général les sons que nous percevons sont une combinaison de plusieurs sons purs, c'est le cas du bruit émis en usinage.

L'intensité sonore ou sensation est le rapport logarithmique de l'intensité de la simulation sur le seuil de perception et s'exprime en décibels (dB). L'échelle des décibels est une échelle relative (sans dimensions) que l'on retrouve dans plusieurs domaines de la physique. La spécificité de chaque domaine réside dans le choix des valeurs de référence prises pour établir le niveau zéro de l'échelle. En acoustique, l'échelle des décibels sert à mesurer les niveaux sonores. Étant donné le rapport important entre les sons perçus les plus faibles (environ  $10^{-5}$  Pa) et les sons les plus forts supportés par l'oreille humaine (environ 20 Pa), on adopte une échelle logarithmique pour la mesure de la pression acoustique. Ainsi, l'intensité sonore ou le niveau de pression acoustique ou niveau SPL (Sound Pressure Level), dont l'unité est le décibel est :

$$I = 10 \log \frac{I}{I_0} = 20 \log \left( \frac{P}{P_0} \right) \quad (3.2)$$

Où  $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$  et  $P_0 = 2.10^{-5} \text{ Pa}$  correspondent au seuil d'audition à 1000 Hz.

Du point de vue perceptif, on peut retenir que la sensation de « force sonore » (ou sonie) double environ tous les 10 dB. Ainsi, toutes choses égales par ailleurs, un son de 80 dB semblera, en moyenne, 8 fois plus fort qu'un son de 50 dB.

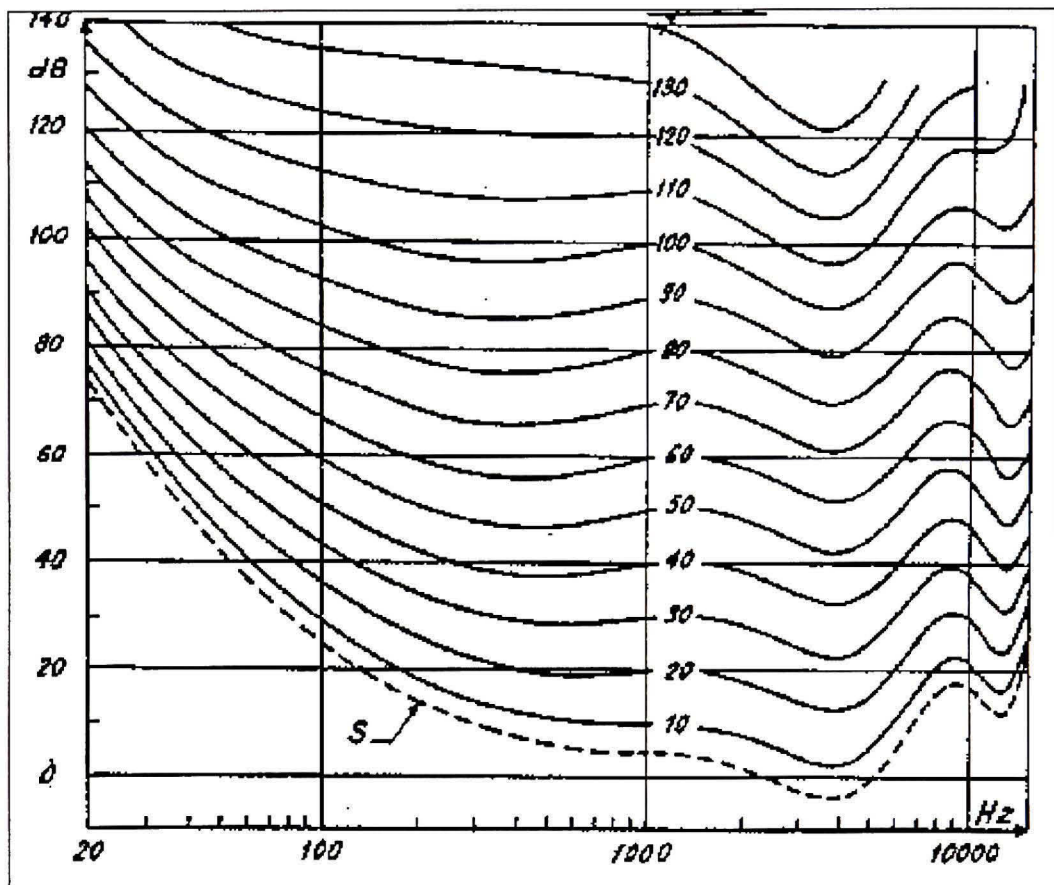
### 3.3 Théorie sur le bruit et la sécurité au travail.

Le bruit est généralement défini comme étant un son ou un ensemble de sons jugés indésirables soit parce qu'il est agaçant, soit parce qu'il est dommageable pour la santé Dionne-Proulx (1999). On distingue les bruits continus qui se prolongent dans le temps et

les bruits d'impact qui correspondent à des chocs mécaniques de corps solides ou des impulsions répétées ou non.

### 3.3.1 Représentation du niveau sonore en fonction de la fréquence

Le niveau sonore varie en fonction de la fréquence, comme le montre la courbe de Fletcher ci-dessous (figure 3.2). On voit donc qu'un son d'intensité 10 dB à 1000 Hz par exemple correspond à un son d'intensité 30 dB à 100 Hz.



*Figure 3.2 Lignes isosoniques normales.*

*(Tiré du cours d'acoustique ETS, 2006.)*

Les effets gênants du bruit dépendent à la fois de l'intensité et de la fréquence du son, par exemple, à la même intensité, les hautes fréquences sont plus gênantes que les basses, il



convient donc de pondérer les dB linéaires en fonction des fréquences afin de traduire l'effet physiologique. Trois pondérations sont normalisées : A, B et C. On utilise le plus couramment la pondération A (échelle en dBA)

### **3.3.2 Aire d'audition de l'oreille humaine**

L'aire d'audition de l'homme est comprise entre le seuil d'audition (qui varie de 0 à 40 dB suivant la fréquence) et le seuil de douleur (qui se situe aux alentours de 120 dB).

### **3.3.3 Représentation en bande d'octave et en tiers d'octave**

On peut analyser le contenu fréquentiel d'un son en utilisant les bandes d'octave. Une bande d'octave est un intervalle compris entre 2 fréquences  $f_1$  et  $f_2$ , tel que  $f_2 = 2f_1$ . Le niveau d'une bande d'octave est le niveau global de la proportion de son compris entre  $f_1$  et  $f_2$ . Le tableau II montre les différentes bandes de fréquence utilisées en acoustique ainsi que les fréquences centrales.



Tableau II

Représentation en bande d'octave  
(Tiré du cours d'acoustique, Hiver 2006)

Fréquence inférieure $f_1$ (Hz)	Fréquence centrale $f_0$ (Hz)	Fréquence supérieure $f_2$ (Hz)
22	31.5	44
44	63	88
88	125	177
177	250	355
355	500	710
710	1 000	1 420
1 420	2 000	2 840
2 840	4 000	5 680
5 680	8 000	11 360
11 360	16 000	22 720

On peut aussi représenter le contenu fréquentiel en tiers d'octave qui consiste à diviser chaque bande d'octave en trois parties égales. Afin d'avoir des bandes plus fines.

### 3.3.4 Influence de la durée

Dans ce qui précède, le bruit a été considéré sans tenir compte de la durée, en faisant intervenir seulement son intensité et sa répartition spectrale. Il est bien évident que le temps pendant lequel on subit un bruit intense a une grande importance, et il faut tenir compte de l'évolution du spectre au cours du temps suivant des règles à établir, si l'on veut représenter les états de gêne auditive ou de risque de surdité.

D'après la loi sur la santé et sécurité au travail CCHST (2006), les limites d'exposition en milieu de travail (LEMT) applicables au bruit sont généralement fournies sous forme de durées maximales d'exposition admissibles pour divers niveaux de bruit. Elles sont

présentées sous forme de tableaux exposition -durée, comme les tableaux III. Les LEMT dépendent de deux facteurs principaux qui sont utilisés pour préparer les tableaux exposition -durée : le niveau de référence et le coefficient d'équivalence.

Tableau III

Limite d'exposition au bruit pour un niveau de référence de 90 dB(A)

(Tiré du site internet du centre canadien d'hygiène et de sécurité au travail (CCHST))

<b>(Tableau 1 - Méthode de la MPT (TWA))</b>		
Durée du quart en heures	Limites d'exposition au bruit en dB(A)	
	Assumant une exposition de 8 heures = 90 dB(A)	
	Taux d'échange de 3 dB	Taux d'échange de 5 dB
8	90,0	90,0
9	89,5	89,2
10	89,0	88,4
11	88,6	87,7
12	88,2	87,1
13	87,9	86,5
14	87,6	86,0
15	87,3	85,5
16	87,0	85,0

Le niveau de référence est le niveau maximal de bruit continu admissible pendant un quart de travail complet de huit heures. Il est de 90 dB(A) dans la plupart des administrations. La réglementation fédérale canadienne sur le bruit fait exception, avec un niveau de référence de 87 dB(A).

Lorsque le niveau sonore augmente au-dessus du niveau de référence, il faut réduire la durée d'exposition admissible. Pour calculer la durée d'exposition maximale admissible, on utilise un coefficient d'équivalence, aussi appelé taux de doublement ou rapport d'équivalence. Le coefficient d'équivalence est la valeur par laquelle le niveau sonore admissible peut augmenter lorsque la durée d'exposition est réduite de moitié.

Deux types de coefficient d'équivalence sont actuellement utilisés : coefficient d'équivalence de 3 dB(A), ou règle des 3 dB, et coefficient d'équivalence de 5 dB(A), ou règle des 5 dB. Ces deux coefficients d'équivalence, avec les niveaux de référence de 85 dB(A) et de 90 dB(A), donnent deux ensembles différents de lignes directrices pour l'exposition, comme le montrent les tableaux ci-dessus.

Le coefficient d'équivalence de 3 dB(A) est plus strict. Par exemple, la durée maximale admissible pour une exposition à un bruit de 105 dB(A) avec le coefficient d'équivalence de 3 dB(A) est de 15 minutes, tandis qu'avec le coefficient d'équivalence de 5 dB(A), elle est d'une heure.

La plupart des spécialistes considèrent que la règle des 3 dB est plus logique. Pour eux, si le niveau sonore double, il faut réduire de moitié la durée d'exposition admissible. Il s'ensuit donc que la durée admissible devrait être réduite de moitié pour chaque accroissement de 3 dB(A) du niveau sonore, ce qui est exactement le cas lorsqu'on utilise le coefficient d'équivalence de 3 dB(A).

Le tableau IV qui suit montre les niveaux d'exposition maximaux admissibles pour une durée de huit heures et les coefficients d'équivalence utilisés dans différentes administrations canadiennes.

Tableau IV

## Niveaux d'exposition maximale dans les régions du Canada

(Tiré du site internet du centre canadien d'hygiène et de sécurité au travail (CCHST))

Administration (fédérale, provinciale, territoriale)	Bruit continu		Bruit impulsif/d'impact	
	Niveau d'exposition maximal admissible pour 8 h, en dB(A)	Coefficient d'équivalence, en dB(A) *	Niveau de pression de crête maximal, en dB (crête)	Nombre maximal d'impacts
Canada (administration fédérale)	87	3	-	-
Colombie-Britannique	85	3	140	-
Alberta	85	3	-	-
Saskatchewan	85	3	-	-
Manitoba	85	3	-	-
Ontario	90	5	-	-
Québec	90	5	140	100
Nouveau-Brunswick	85	5	140	100
Nouvelle-Écosse	85	3	140	100
Île-du-Prince-Édouard (référence aux TLV de l'ACGIH)	85	3	-	-
Terre-Neuve et Labrador	85	3	-	-



Lorsque le coefficient d'équivalence de 3 dB est utilisé, il n'y a généralement pas de règlement distinct pour le bruit impulsif/d'impact. Le niveau d'exposition au bruit équivalent ( $L_{eq}$ ) est utilisé pour le bruit impulsif de la même façon que celui utilisé pour le bruit continu ou intermittent.

Dans les règlements sur le bruit de plusieurs administrations, le bruit impulsif est traité séparément du bruit continu. Une méthode fréquemment employée consiste à limiter le nombre d'impulsions produites à une pression de crête donnée au cours d'une journée de travail. Les valeurs exactes varient légèrement, mais en général les règlements qui ont adopté un coefficient d'équivalence de 5 dB permettent 10 000 impulsions à une pression de crête de 120 dB, 1 000 impulsions à 130 dB, 100 impulsions à 140 dB et aucune impulsion à plus de 140 dB.

D'autre part, avec un coefficient d'équivalence de 3 dB(A), on peut prendre en compte le bruit impulsif combiné à tout bruit continu, lorsqu'on mesure le niveau acoustique équivalent ( $L_{eq}$ ).

### **3.4 Traitement du signal acoustique**

Dans cette section, nous allons présenter l'aspect temporel et fréquentiel du signal acoustique.

#### **3.4.1 Analyse temporelle du signal acoustique**

Les données recueillies à partir des logiciels de traitement du signal acoustique sont généralement temporelles, elles nous permettent d'observer la variation du signal sonore en fonction du temps. L'analyse de ces données temporelles permet de décrire le comportement du système dans le temps.



Cependant, les sources de bruit étant généralement multiples et le signal sonore très variables, nous pouvons juste avoir besoin de connaître la valeur moyenne du signal sonore émis sur une certaine durée de temps, dans ce cas, il est plus judicieux d'utiliser la valeur moyenne ou RMS (Root- Mean- Square) qui est la racine carrée de la moyenne du carré des écarts à la moyenne du signal, et représente la valeur moyenne du signal source. Cette valeur moyenne peut nous permettre de déterminer par exemple le bruit auquel est soumis l'opérateur lors du fraisage.

$$RMS = \left( \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N (y_k - Y_M)^2 \right)^{1/2} \quad (3.3)$$

### 3.4.2 Analyse fréquentielle du signal acoustique.

Elle permet d'observer les fréquences auxquelles les vibrations sont produites, nous permettant ainsi d'obtenir des informations précieuses sur les sources possibles de ces bruits, que l'analyse temporelle n'aurait pas pu nous fournir.

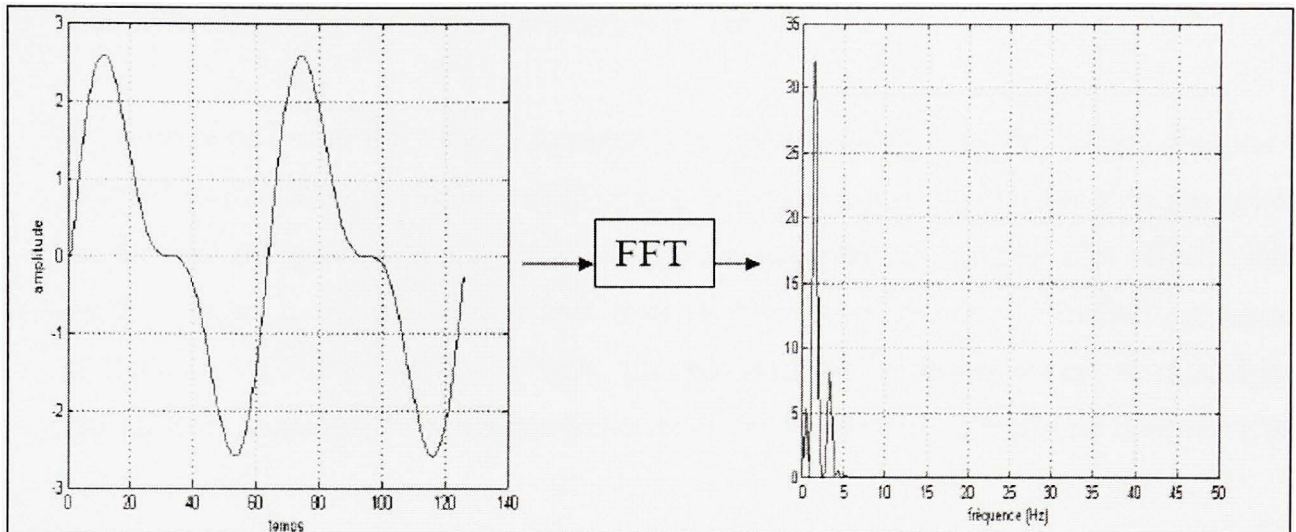
Le signal fréquentiel est obtenu à partir de la transformation en séries de Fourier du signal temporel. La forme générale de la fonction est la suivante :

$$F(s) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) e^{-ist} dt \quad (3.4)$$

Où  $F(s)$  représente le signal fréquentiel avec  $s = j\omega$  et  $f(t)$ , le signal temporel

Cette analyse fréquentielle peut nous être utile dans la mesure où nous devons déterminer par exemple si le choc des dents sur la pièce est une source de bruit importante et si possible d'autres sources de bruit. La figure 26 nous montre l'équivalent fréquentiel d'un signal

temporel après la transformation de Fourier, nous pouvons y observer les différentes fréquences auxquelles le signal est émis.



**Figure 3.3** *Transformation Fourier d'un signal.*

### 3.4.3 Bruit en fraisage

En usinage en général et en fraisage en particulier, les sources de bruit sont diverses, Xiaoli Li (2002) en se référant à un article de Dornfeld a cité les sources possibles suivantes :

- La déformation plastique dans la pièce;
- La déformation plastique dans le copeau;
- La friction lors du contact entre l'outil et la pièce;
- La friction lors du contact entre le copeau et l'outil;
- La collision entre l'outil et le copeau;
- La brisure de copeau;
- La fracture de l'outil.

À celles-ci nous pouvons ajouter le bruit qu'émet la machine, et possiblement pour le cas particulier du fraisage, le choc créé par la dent qui rentre en contact avec la pièce.

Le signal acoustique en usinage peut être divisé en deux catégories : le signal continu créé par le frottement continu de l'outil sur la pièce, le frottement du copeau sur la pièce; le signal discret provoqué par la brisure du copeau, le choc du copeau sur l'outil, la fracture de l'outil, le choc créé par l'entrée des dents en action.

L'avantage de l'acoustique est que nous pouvons avoir en temps réel des informations sur le procédé sans interagir de façon sensible sur le processus (car le microphone n'est pas collé à un élément du système expérimental), ceci peut permettre un contrôle plus effectif, sans avoir à arrêter le système chaque fois pour le contrôler. Cependant, l'analyse est rendue difficile et peu utilisée à cause du fait que plusieurs phénomènes peuvent se caractériser par un bruit similaire ou une superposition de bruits dont la détermination de la source n'est pas évidente.

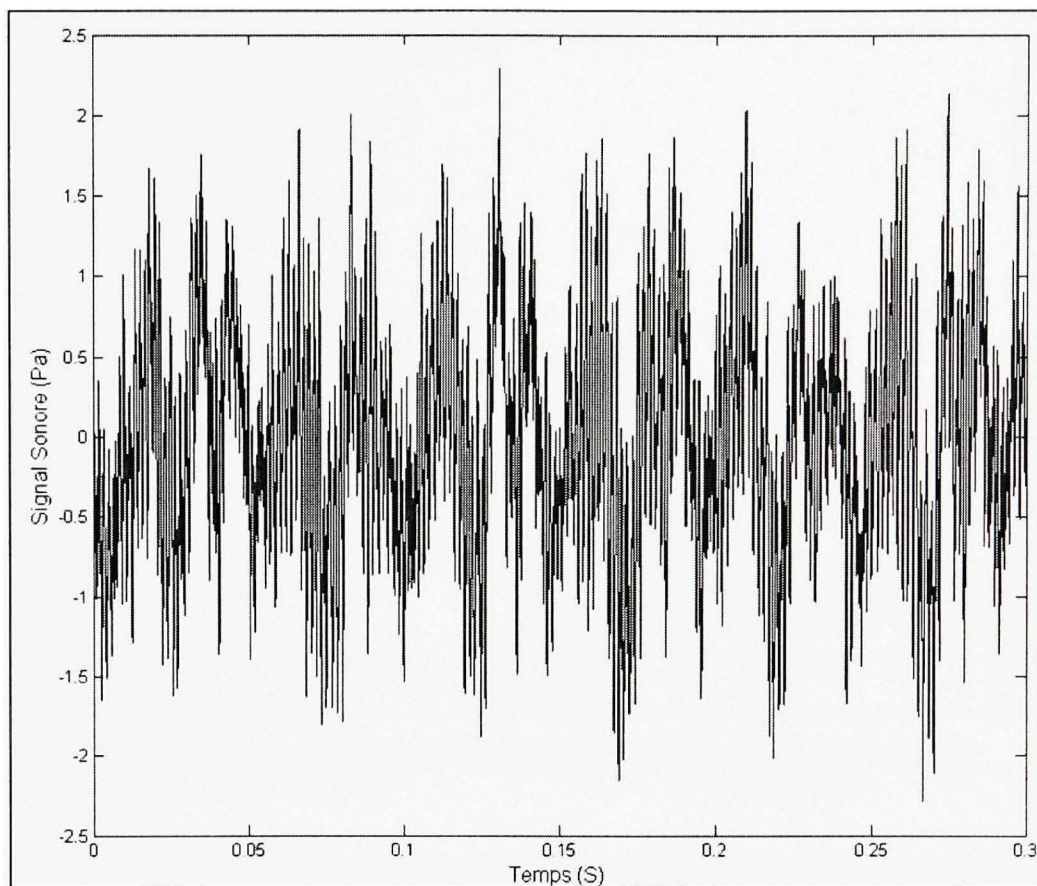
### **3.5 Étude expérimentale du bruit en fraisage**

Afin de pouvoir exploiter le bruit en fraisage, nous allons tout d'abord étudier son comportement en fonction des paramètres de coupe.

Le dispositif expérimental est le même que celui de la figure 2.4, de même que les conditions expérimentales identiques à celles du paragraphe 2.3.1. Nous allons dans cette partie faire une analyse simple du signal acoustique relevé, ensuite allons faire varier l'avance avec une vitesse de coupe fixe, ensuite faire plutôt varier la vitesse de coupe en conservant l'avance fixe et observer le comportement du signal acoustique.

#### **3.5.1 Analyse du signal acoustique**

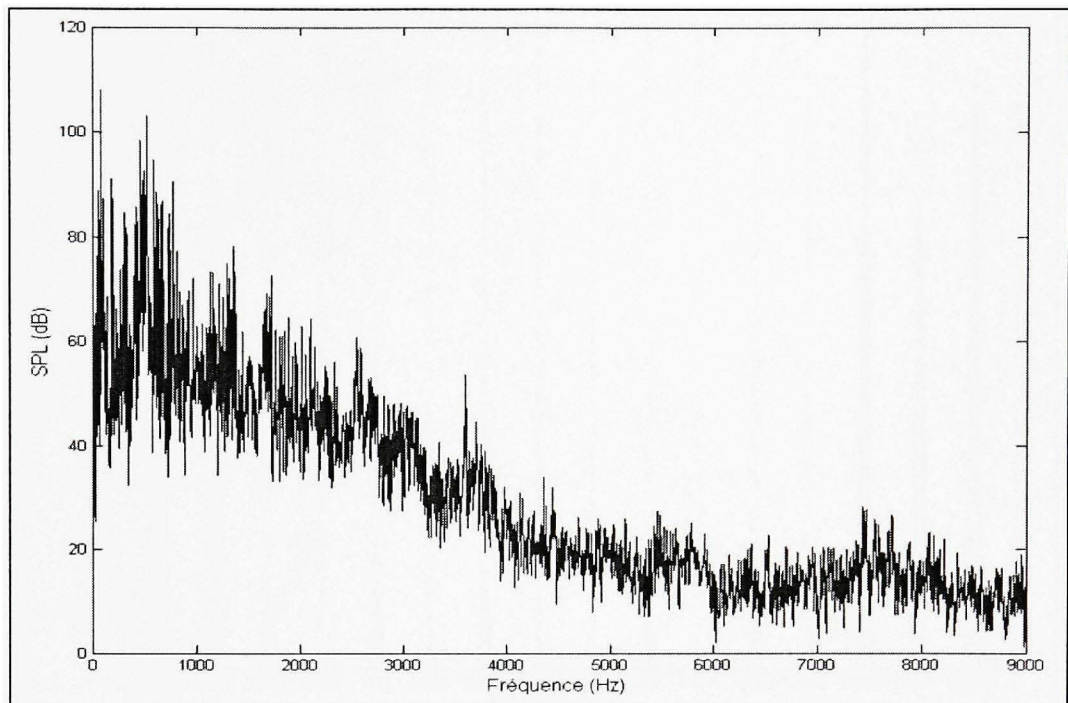
La réponse temporelle nous montre un signal qui semble se répéter à des intervalles de temps réguliers nous faisant ainsi penser qu'il doit être constitué de plusieurs fréquences (Figure 3.4)



**Figure 3.4 Réponse temporelle du signal sonore.**

La réponse fréquentielle montre que le bruit est plus intense en basse fréquence, entre 0 et 4000 Hz, dépassant parfois 100 dB et devient plus faible au fur et à mesure qu'on évolue vers les hautes fréquences (figure 3.5), mais cependant elle ne permet pas de déterminer les sources de bruit.

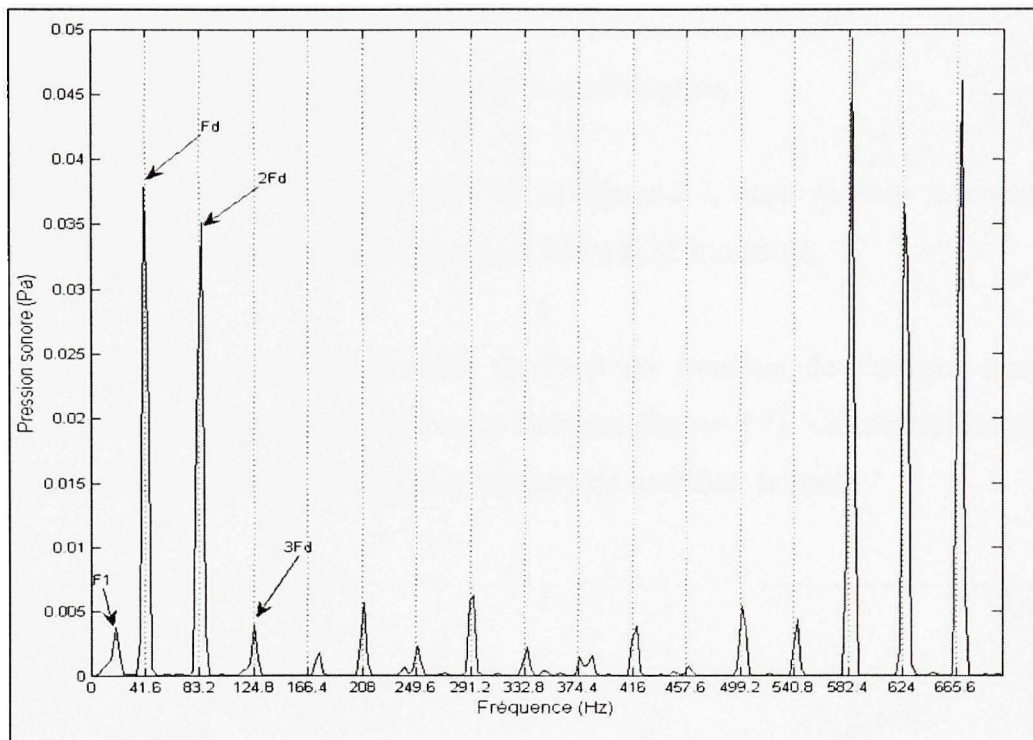




**Figure 3.5** *Auto spectre de l'émission acoustique lors du fraisage.*

Afin de faire une analyse plus poussée et mieux faire ressortir les signaux prédominants, les mesures obtenues sont converties en Pascal et relevées sur une gamme de fréquence allant de 0 à 700 Hz, le résultat est représenté à la figure 3.6.





**Figure 3.6 Représentation fréquentielle de la pression sonore.**

Le premier signal apparaît à la fréquence  $F_1 = 18.75$  Hz, ce signal est apparu aussi lors de l'essai avec la machine tournant à vide, ce qui implique que ce signal est lié au fonctionnement de la machine.

La fréquence de passage des dents est calculée comme suit :

$$F_d = \frac{V_c \times 1000 \times 2}{\pi \times d \times 60} \quad (3.5)$$

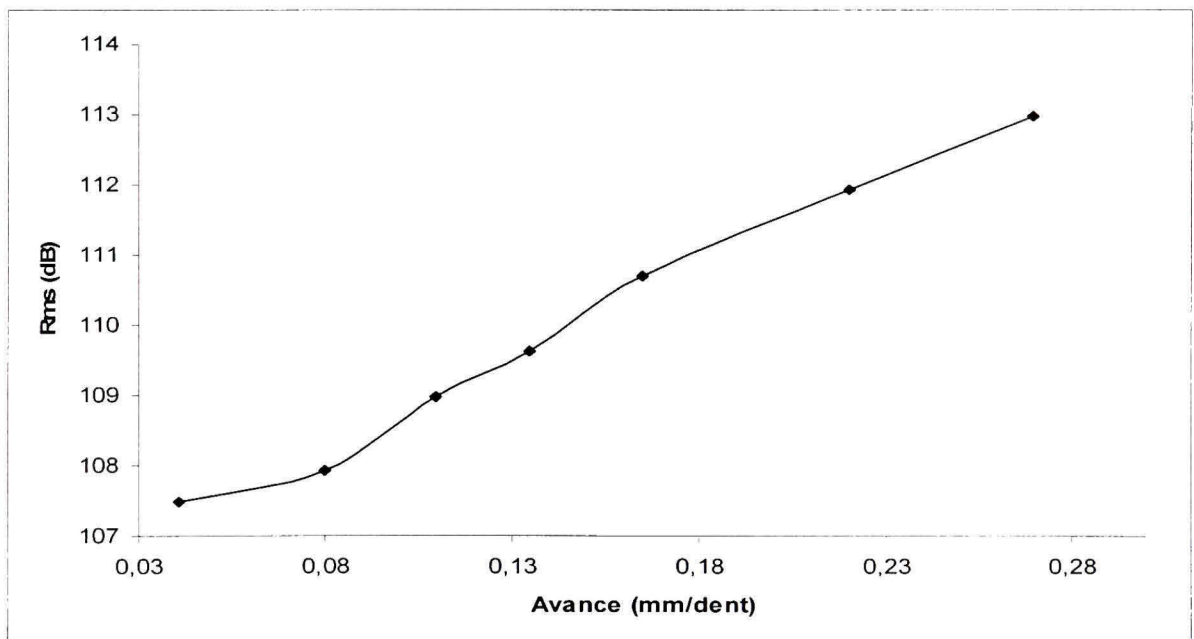
Dans le cas où cette vitesse de coupe est de 150 m/min, on trouve comme fréquence de passage des dents:  $F_d = 41.6$  Hz. La figure 3.6 montre des pics de très forte amplitude à la fréquence 41.6 Hz et ses harmoniques, ce qui fait donc dire que l'une des principales sources de bruit est le choc répétitif créé par la dent lors de son entrée dans la pièce.

Autour de 600 Hz, nous remarquons que l'intensité sonore augmente, ceci peut être dû au fait que c'est dans cette zone que se trouve probablement la fréquence propre de l'outil.

### 3.5.2 Variation du signal sonore en fonction de l'avance.

Nous considérons le schéma expérimental de la figure 2.4, nous gardons la vitesse fixe à 150 m/min et nous faisons varier l'avance de 0.041 à 0.22 mm/dent.

La courbe de variation du niveau Rms du bruit en fonction de l'avance montre une augmentation presque linéaire du bruit avec l'avance (figure 3.7). Ce résultat montre qu'un contrôle de la variation de l'avance peut permettre de contrôler le bruit.

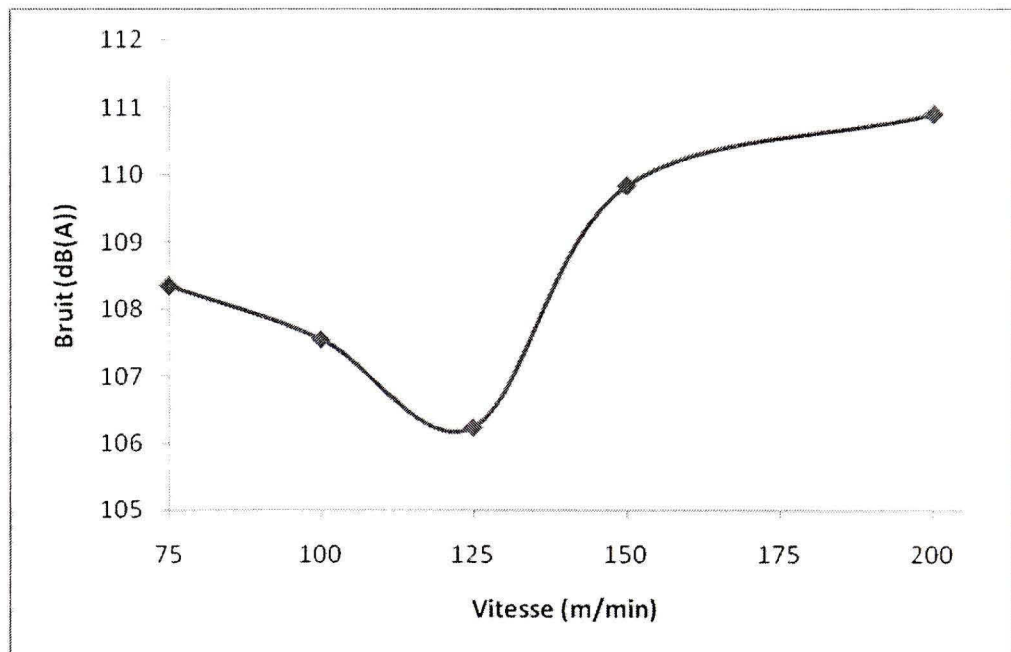


**Figure 3.7** *Variation du bruit en fonction de l'avance.*

Le travail effectué dans cette section a permis de montrer que l'une des sources principales du bruit et de l'augmentation de l'amplitude de la déflexion est le choc créé par la dent qui entre en contact avec la pièce. Trouver une méthode pour réduire l'amplitude de cet impact est d'un grand intérêt pour la qualité de la pièce et pour la santé de l'opérateur.

### 3.5.3 Variation du signal sonore en fonction de la vitesse de coupe.

Afin d'étudier l'impact de la vitesse de coupe sur le bruit, nous allons conserver le dispositif expérimental du paragraphe 2.1.2, mais fixer l'avance à 0.102 mm/dent et faire varier la vitesse de coupe de 75 à 200 m/min, le résultat est présenté à la figure 3.8.



**Figure 3.8** *Variation du bruit en fonction de la vitesse de coupe.*

Nous constatons que la variation est plus ou moins importante, entre 106 et 110,45 dB. Cependant, nous constatons que l'intensité sonore est minimale pour une vitesse de coupe autour de 125 m/min. Les tests d'usinabilité du matériau en question ont montré que la vitesse de coupe optimale (meilleure tenue de l'outil, meilleure formation de copeau) était de 125 m/min, Kientzy (2008), ce qui nous fait penser que nous pouvons déterminer la vitesse optimale de coupe uniquement en nous servant du bruit émis.

### 3.6 Contrôle de l'usure de l'outil par émission acoustique.

Le paragraphe 4.5 précédent nous a permis d'observer que le signal sonore varie en fonction des paramètres de coupe, nous allons maintenant faire l'étude du bruit en fonction de l'usure en dépouille de l'outil lors du fraisage.

L'usure de l'outil est un processus de destruction des couches superficielles lors de l'usinage, entraînant la modification progressive de la forme et de l'état de surface de cet outil. L'usure peut se faire sur plusieurs faces de l'outil, en fraisage, la plus importante est l'usure en dépouille qui se forme sur la face de dépouille de l'outil, cette usure commence dès que l'outil est utilisé et augmente avec le temps, la limite d'usure acceptable est généralement fixée à  $V_B = 0.3 \text{ mm}$  pour les outils en carbure. La figure 3.9 montre l'usure en dépouille relevée au laboratoire lors des essais d'usure

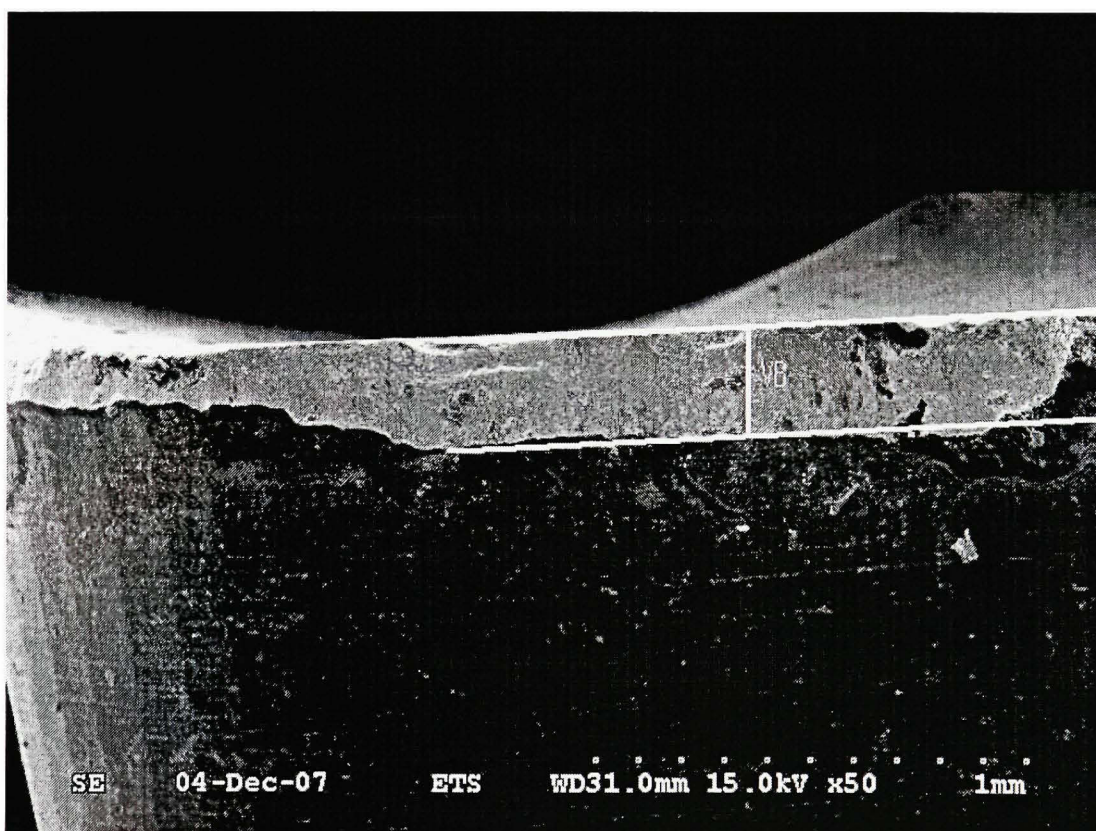


Figure 3.9 Usure en dépouille de l'outil ( $V_B$ ).



### **3.6.1 Étude expérimentale du bruit en fonction de l'usure de l'outil**

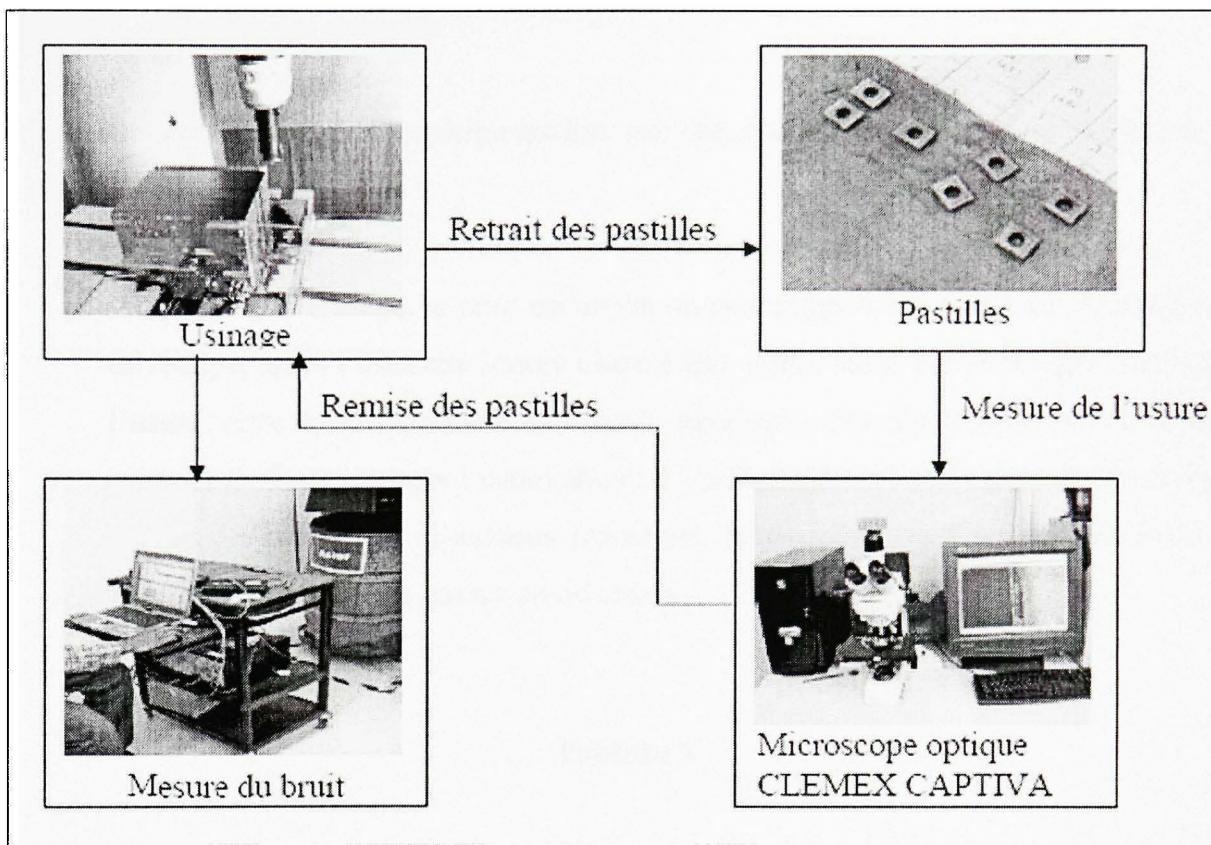
Lors du fraisage, l'outil s'use avec le temps ou se brise pendant l'opération et s'il n'est pas remplacé à temps, il laisse un mauvais fini de surface; si par contre il est remplacé trop tôt, cela génère des coûts de production supplémentaires.

Généralement en industrie, on considère un nombre de passes moyen après lesquelles on considère que l'outil est usé et on le remplace. Une solution serait de contrôler en temps réel l'usure de l'outil afin de le changer au bon moment.

Dans cette partie du travail, nous allons expérimentalement étudier la variation du bruit en fonction de l'usure de l'outil et voir si nous pouvons utiliser les résultats obtenus pour estimer l'usure de l'outil.

Le processus expérimental est le suivant (figure 3.10) :





**Figure 3.10** *Dispositif expérimental pour l'étude du bruit en fonction de l'usure de l'outil.*

Les différents tests se feront dans les conditions suivantes:

- Les conditions expérimentales sont les mêmes que celles du paragraphe 2.3.1, l'avance est fixée à 12.7 mm/dent.
- Afin d'être dans les conditions similaires à celles des industries actuellement, nous avons fait les essais avec lubrifiant.
- Les mesures de l'usure de l'outil ont été faites après chaque série de 2 à 4 essais, à l'aide du microscope optique CLEMEX CAPTIVA.
- Les données acoustiques ont été recueillies sous forme temporelle et fréquentielle chaque mesure étant faite sur une durée de 0.32 secondes, comportant 6401 échantillons avec un pas fréquentiel de 3.125 Hz.

### 3.6.1.1 Analyse des données

Les données issues de l'expérimentation ont été analysées et nous avons obtenu les résultats suivants :

- Au début de l'usinage, le bruit est élevé, on peut supposer que ceci est dû à la phase de rodage, après l'intensité sonore chute à une valeur assez basse dès que commence l'usure, cette intensité sonore va ensuite augmenter très légèrement avec l'usure et grimper en flèche lorsque l'usure atteint 0.3 mm et devient assez aléatoire après cette valeur. Le tableau V ci-dessous représente la variation de l'usure et du bruit en fonction du nombre de passes ou du temps.

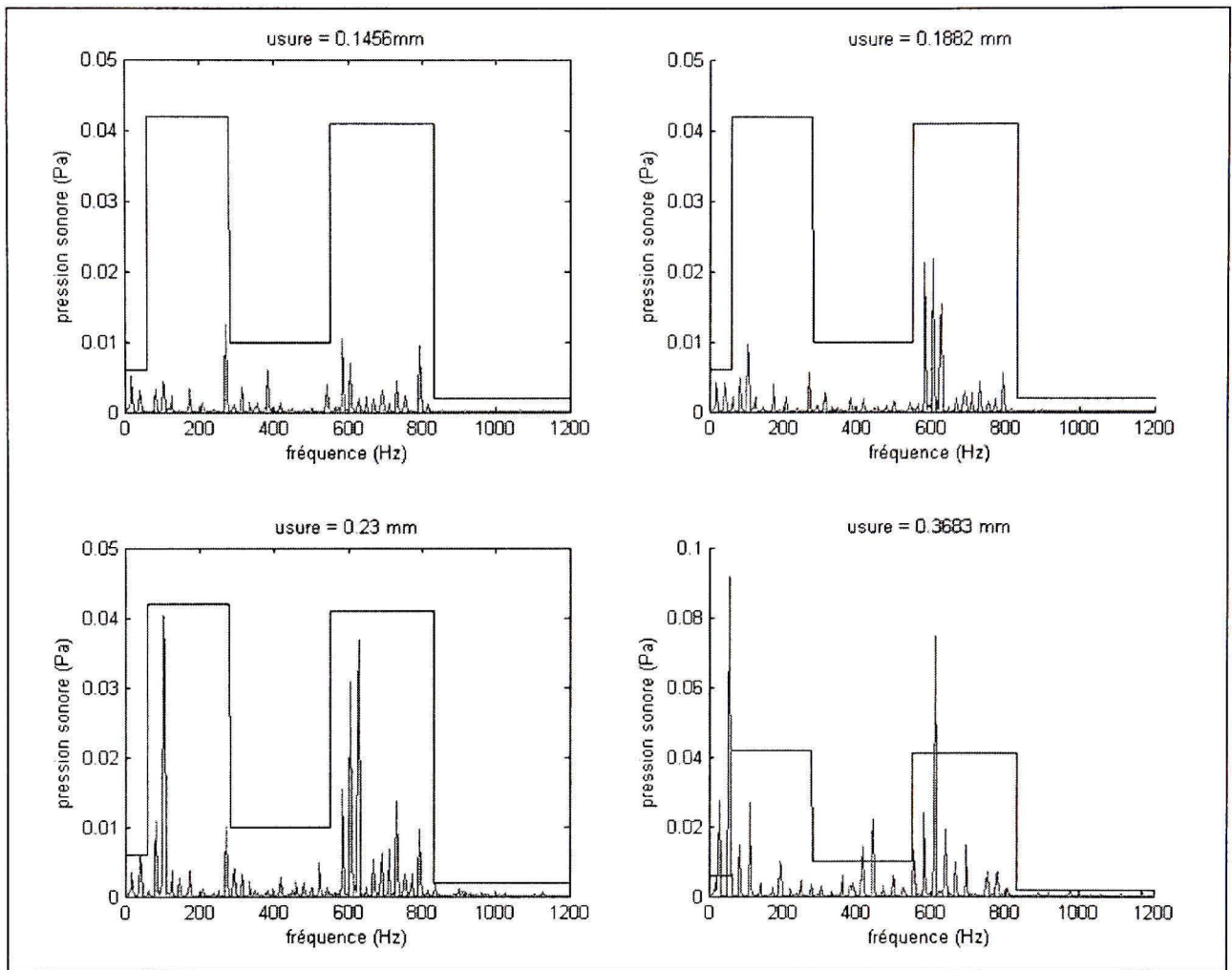
**Tableau V**

Bruit en fonction de l'usure

Numéro de la passe	Temps(s)	Usure $V_B$ (mm)	Bruit (dB)
3	1,5	0,12	100,95
5	3	0,15	100,8
7	4,5	0,17	90,2
9	6	0,19	85,1
11	7,5	0,16	82,85
13	9	0,17	83,1
15	10,5	0,19	84,46
17	12	0,18	83,94
19	13,5	0,21	84,6
21	15	0,25	95,4
23	16,5	0,58	100,2

- L'analyse des signaux acoustiques obtenus montre que l'amplitude du bruit émis à la fréquence de passage des dents augmente en fonction de l'usure en dépouille de l'outil, ceci nous emmène à penser que nous pouvons établir des niveaux d'alarme permettant de contrôler le processus et de prévoir, avec une certaine précision, le moment où l'outil sera complètement usé (0.3 mm).

Afin d'établir ce niveau d'alarme nous avons travaillé avec une avance de 150 mm/den et une vitesse de rotation de 100 m/min, nous avons relevé les valeurs des pics de fréquence dans les différentes zones établies lorsque l'usure avait pour valeur 0.3 et nous avons appliqué ces niveaux d'alarme aux signaux obtenus à différents états d'usure, le résultat est représenté à la figure 3.11 ci-dessous.



**Figure 3.11 Niveau d'alarme proposé pour le contrôle de l'usure.**

Nous pouvons ainsi conclure que c'est possible d'établir un niveau d'alarme permettant de prédire et de suivre l'usure de l'outil lors du fraisage afin de ne pas retirer l'outil trop tôt, ce qui fait diminuer la rentabilité ou trop tard, ce qui a pour effet de nuire à la qualité de la pièce produite car un outil trop usé donne un fini de surface pas très appréciable.



### 3.7 Expérimentation et réduction du bruit subit par l'opérateur

#### 3.7.1 Expérimentation du bruit subit par l'opérateur.

Lors de la série de tests faits lors du fraisage, nous avons placé les microphones au niveau de l'opérateur afin de déterminer le gêne subi par celui-ci lors du processus.

Les données ont été relevées en dB(A) afin de comparer aux normes établies pour assurer la sécurité de l'opérateur. Le tableau VI récapitule les valeurs moyennes du bruit produit au niveau de l'oreille du machiniste lors du fraisage de trois différents matériaux à des vitesses de coupe différentes.

Tableau VI

Bruit moyen (dB(A)) en fonction de la vitesse

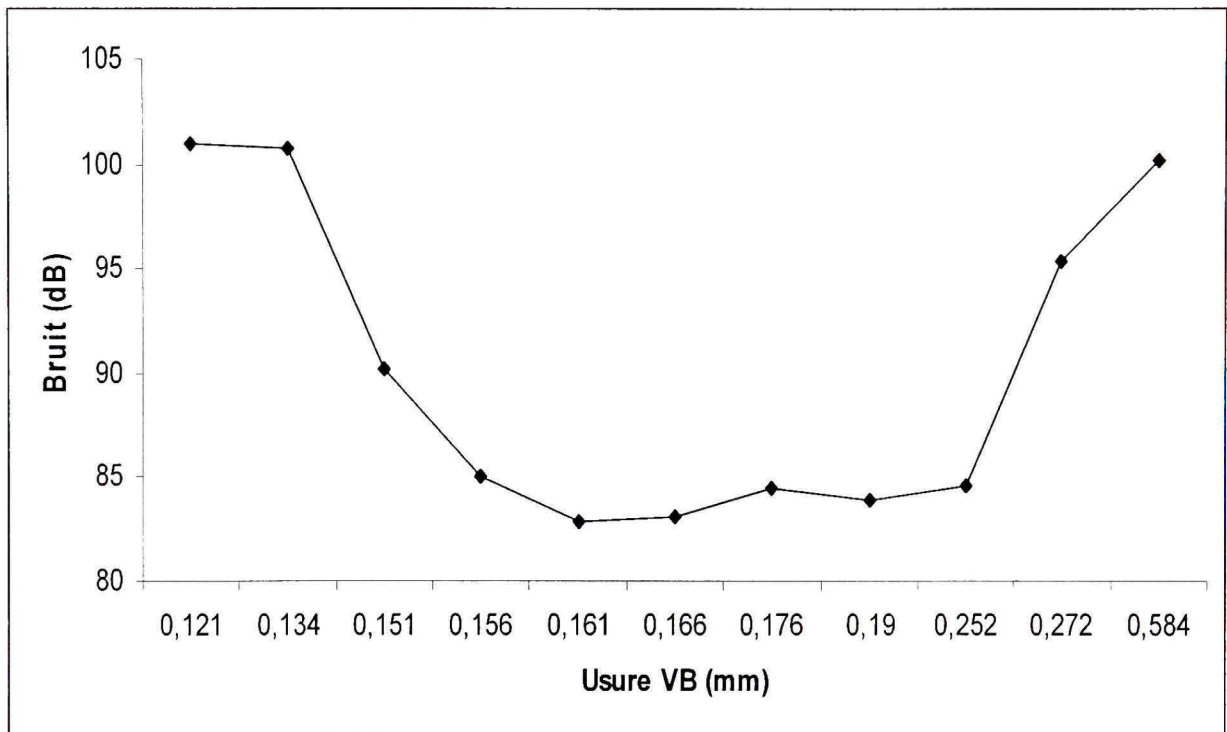
vitesse (m/min)	75	100	125	150	200
Bruit (dB(A))	85.35	84.55	91.24	90.83	96.89

À partir de ce tableau, nous pouvons faire les constats suivants :

- La machine étant dans une enceinte fermée, on constate que le bruit au niveau de l'oreille de l'utilisateur est plus faible que celui qui est produit près du système outil –pièce, tel que présenté à la figure 3.8.
- Le bruit reste assez élevé et dangereux pour l'opérateur car il est au dessus des normes prescrites par la plupart des gouvernements
- Au début de l'usinage lorsque les pastilles sont encore toutes neuves ainsi qu'à la fin lorsque les pastilles sont assez usées (au-delà de 0.3 mm), on constate que le



bruit est très élevé et atteint même 101 dB. Comme on peut le constater sur la figure 3.12



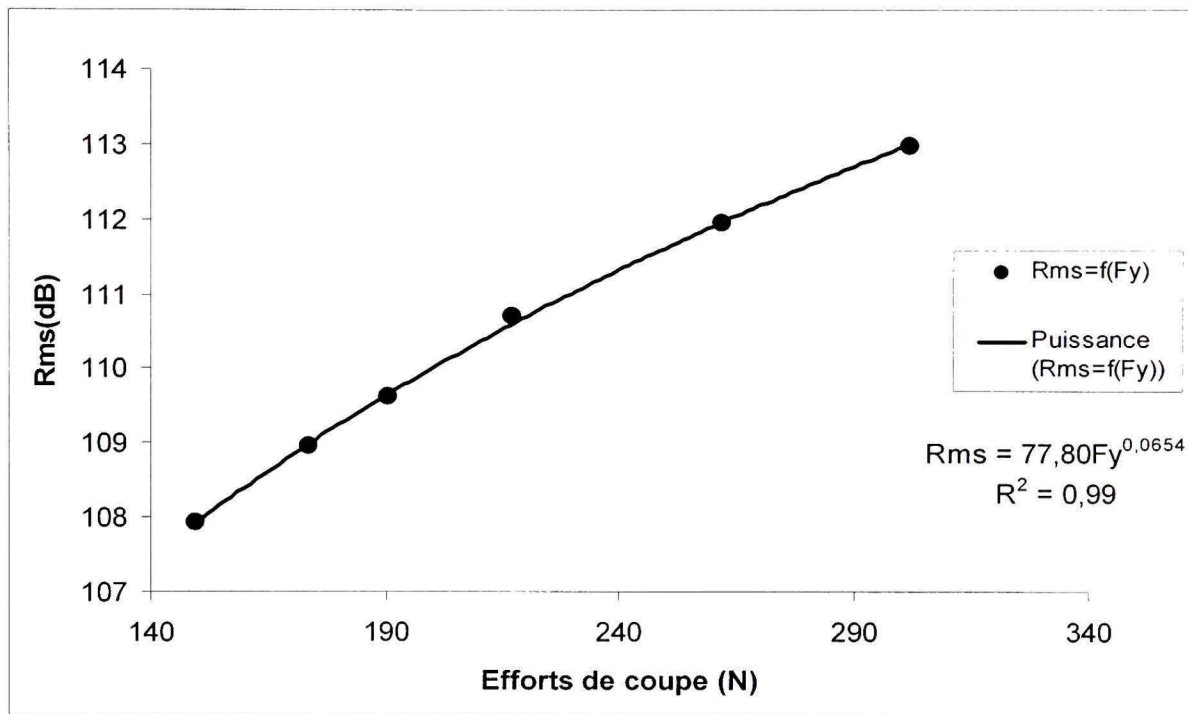
**Figure 3.12** *Bruit en fonction de l'usure de l'outil.*

Si l'on tient compte de ce détail et du fait qu'une pastille est utilisée pendant environ 30 min avant d'être remplacée, on en conclut que le machiniste est exposé à un bruit largement supérieur à la valeur moyenne relevée pendant au moins le quart du temps de travail, ce qui n'est généralement pas pris en compte lorsqu'on évalue le bruit auquel il est quotidiennement exposé.

### **3.7.2 Réduction du bruit par la variation de l'avance**

Les essais ont montré que l'intensité sonore augmentait avec l'avance, de même que les efforts de coupe, en combinant la variation du signal acoustique avec celle des efforts, on

obtient la courbe de variation du signal acoustique en fonction de la composante des efforts de coupe  $F_y$  (figure 3.13) :



**Figure 3.13** *Variation du signal sonore en fonction des efforts de coupe*

La courbe de tendance tracée en fonction de ces données montre que la loi de variation du signal sonore en fonction des efforts de coupe peut être approximée par une fonction puissance de la forme :

$$I = aF_y^b \quad (4.6)$$

Où  $a$  et  $b$  sont des paramètres qui peuvent dépendre des conditions de coupe et du matériau, dans notre cas,  $a = 77.8$  et  $b = 0.065$ .

La déflexion en un point étant proportionnelle aux efforts de coupe qui y sont appliqués, le pourcentage de réduction des efforts sera donc proportionnel à celui de la déflexion. Il est

donc possible de déterminer le pourcentage de réduction du bruit correspondant à 40% de réduction de la déflexion calculé au paragraphe 2.4.3 en se servant de l'équation 2.12. La fonction de variation d'avance permet ainsi de réduire l'intensité du bruit de 3.3%. Ce qui n'est pas négligeable car par exemple, pour une opération où le bruit a une intensité de 92 dB (au dessus des normes), avec une telle réduction, on obtient une intensité de 88.96 dB, qui est une valeur supportable par l'opérateur.

## CONCLUSION

Le travail ainsi effectué sur l'étude des efforts de coupe, de la déflexion, des vibrations et du bruit lors du fraisage nous a permis d'obtenir les résultats suivants :

Nous avons validé la variation des efforts de coupe et du bruit en fraisage en fonction de la vitesse de coupe et de l'avance par dent.

L'étude de la variation de la déflexion en fonction du temps a permis de montrer que celle-ci n'est pas constante mais varie en fonction de la forme de variation des efforts de coupe, ce résultat a permis de développer une fonction de variation de l'avance et de la vitesse de coupe afin de contrôler et de réduire la déflexion et le bruit.

La fonction de variation de l'avance et de la vitesse de coupe proposée a permis de réduire la déflexion de la pièce de 21,5%, de réduire la déflexion de l'outil de 40%, d'améliorer la productivité de 77% et de réduire le bruit.

L'étude du bruit émis lors du fraisage permet de déterminer le choc répétitif créé par l'entrée de la dent dans la pièce comme étant l'une des sources principales du bruit en fraisage.

L'analyse de l'usure de l'outil montre que nous pouvons, à l'aide d'un gabarit établi expérimentalement, développer un niveau d'alarme permettant de contrôler l'usure de l'outil à l'aide du bruit émis lors du fraisage, afin de déterminer, de façon assez précise, le moment où l'outil atteint la valeur critique d'usure.

L'étude de la variation du bruit en fonction des efforts de coupe nous a permis de proposer une loi de variation et de déterminer le taux de réduction du bruit en appliquant la fonction de variation de l'avance.

L'étude de la variation du bruit en fonction de la vitesse de rotation a permis de montrer que nous pouvons utiliser le bruit pour déterminer les conditions optimales de coupe pour un matériau donné, car le bruit émis y est minimal.

Le bruit émis lors du fraisage est généralement supérieur à la limite permise pour la sécurité de l'opérateur qui y est exposé à longueur de journée, surtout lorsque le fraisage est fait à sec, la fonction de variation de l'avance et de la vitesse de coupe proposée permet de réduire ce bruit, protégeant ainsi la santé de l'opérateur.

Le travail fait sur l'étude de la fonction de variation n'a tenu compte que de la composante  $F_y$  de l'effort de coupe, une continuation du présent travail serait de travailler avec la résultante des efforts de coupe et de voir si cela n'améliorera pas le résultat.

L'étude du bruit a montré que celui-ci varie en fonction des paramètres de coupe. L'une des continuations du travail serait de développer un modèle analytique du bruit en fonction des paramètres de coupe



## ANNEXE I

### MODÈLE ANALYTIQUE DES EFFORTS DE COUPE

De façon générale, l'effort de coupe peut être défini comme étant le produit de la pression par la surface sur laquelle s'exerce cette pression.

$$F = K \times A \quad (\text{A1.1})$$

Dans le cas du fraisage, d'après Balazinski (2006), la surface considérée sera :

$$A = b \times h_0 \quad (\text{A1.2})$$

Où  $b$  représente la profondeur axiale de la passe et  $h_0$ , l'épaisseur du copeau, comme nous pouvons le voir sur la figure I

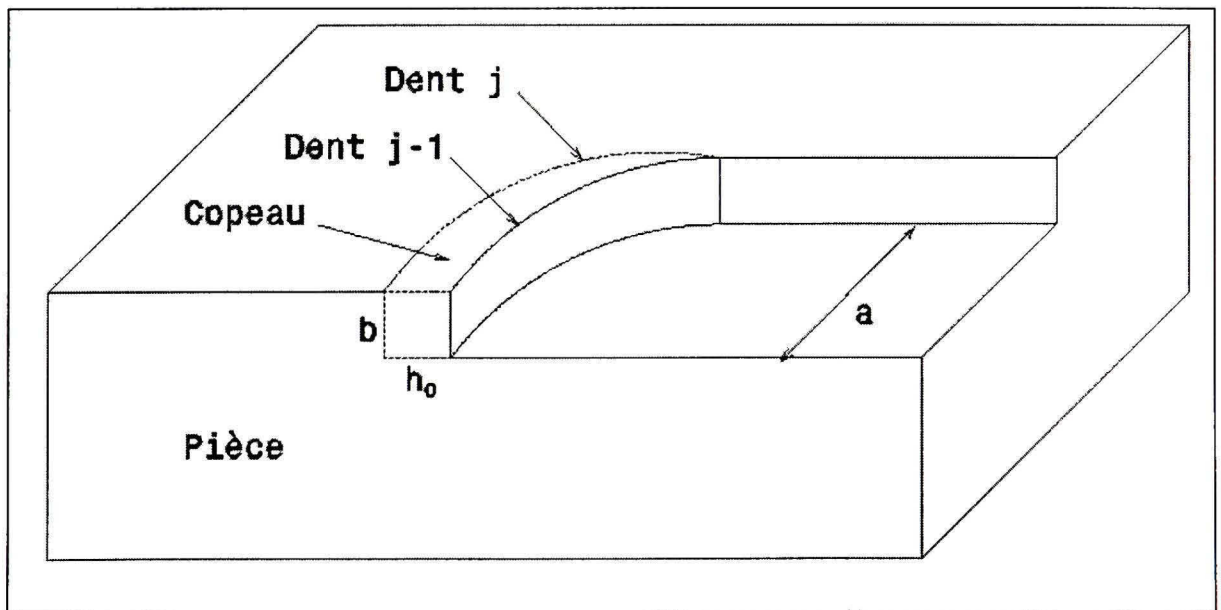


Figure A1.1 Surface de coupe en fraisage.

L'effort sera donc donné par la relation :

$$F = K \times b \times h_0 \quad (\text{A1.3})$$

K étant la pression spécifique de coupe en (KN/mm<sup>2</sup>).

Pour le cas du fraisage, l'épaisseur du copeau varie en fonction du temps ou de la position de l'outil dans la pièce, comme le montre la figure II et peut être approximée par la relation suivante :

$$h_o = f \sin(\varphi) \quad (\text{A1.4})$$

Où  $f$  représente la vitesse d'avance et  $\varphi$  l'angle instantané d'immersion.

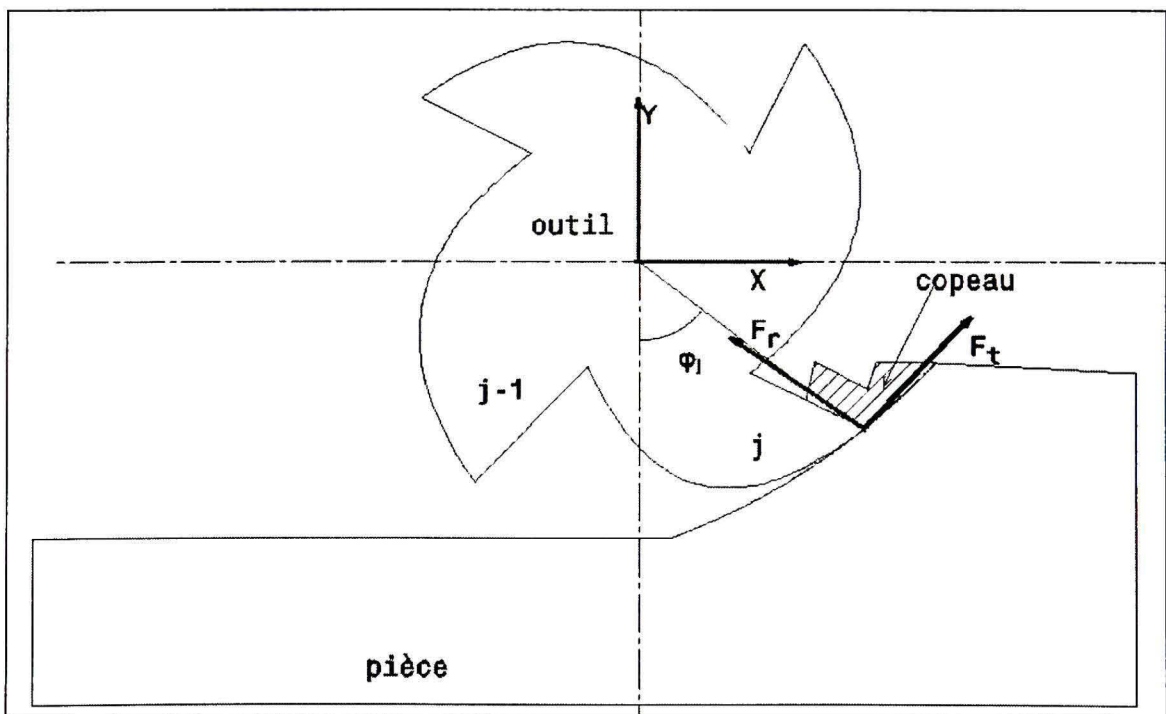
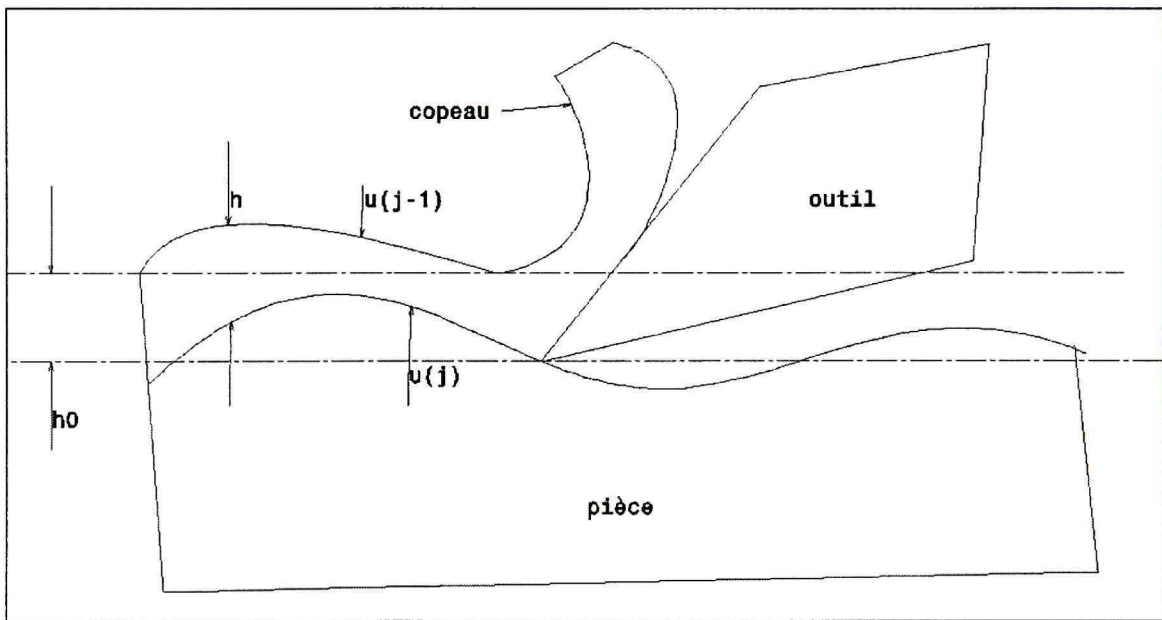


Figure A1.2 Position et orientation des efforts et des angles.

Cependant, l'on se rend compte que lors du fraisage, la profondeur radiale de coupe ne correspond pas toujours à celle souhaitée, ceci est dû aux vibrations produites lors du fraisage entraînant la modification de l'épaisseur du copeau. Sur la figure III, l'épaisseur initiale de copeau est  $h_0$ , cependant la dent  $j-1$  a laissée la trace  $u(j-1)$  et la dent  $j$ , la trace  $u(j)$  et l'épaisseur réelle du copeau est plutôt  $h$



**Figure A1.3 Formation dynamique du copeau.**

L'épaisseur du copeau dynamique aura donc pour expression :

$$h(\varphi_j) = \left[ h_0 + (u_{j-1} - u_j) \right] g(\varphi_j) \quad (\text{A1.5})$$

Où :

- $h_0$  représente la partie statique de l'épaisseur du copeau
- $u_{j-1}$  et  $u_j$  représentent la déformation dynamique laissée par le passage de la dent précédente et la dent actuelle respectivement,

- $g(\varphi)$  représente la fonction unité qui détermine si la dent  $j$  est dans la zone de coupe ou non et a pour expression :

$$\begin{cases} g(\varphi_j) = 1 & \text{si } \varphi_{st} \leq \varphi_j \leq \varphi_{ex} \\ g(\varphi_j) = 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad (\text{A1.6})$$

Les déformations dynamiques causées par les dents  $j$  et  $j-1$  auront respectivement pour expression dans le plan  $x, y$  :

$$\begin{aligned} u_j &= -x_j \sin \varphi - y_j \cos \varphi \\ u_{j-1} &= -x_{j-1} \sin \varphi - y_{j-1} \cos \varphi \end{aligned} \quad (\text{A1.7})$$

En combinant les équations (A1.5) et (A1.7), nous obtenons l'expression de l'épaisseur de copeau suivante:

$$h(\varphi_j) = \left[ f \sin(\varphi_j) + \Delta x \sin \varphi_j + \Delta y \cos \varphi_j \right] g(\varphi_j) \quad (\text{A1.8})$$

Où :  $\Delta x = x_j - x_{j-1}$  et  $\Delta y = y_j - y_{j-1}$  représentent respectivement les déformations suivant  $X$  et  $Y$  laissées par la dent ( $j$ ) et la dent précédente ( $j-1$ )

Sachant que l'effort produit par la dent est orienté suivant la direction tangentielle, la composante tangentielle aura donc pour expression :

$$F_t = K_t b h(\varphi_j) \quad (\text{A1.9})$$

En combinant (2.6) et (2.9), on obtient :

$$F_t = K_t \times b \times \left[ f \sin(\varphi_j) + \Delta x \sin(\varphi_j) + \Delta y \cos(\varphi_j) \right] \quad (\text{A1.10})$$

Cette force est composée d'une partie statique et d'une partie dynamique.

La partie statique de la force est :

$$F_{ts} = K_t \times b \times f \sin(\varphi_j) \quad (\text{A1.11})$$

Tandis que la partie dynamique est :

$$F_{td} = K_t \times b \times [\Delta x \sin(\varphi_j) + \Delta y \cos(\varphi_j)] \quad (\text{A1.12})$$

D'après Altintas (2000),  $F_r$  est proportionnel à  $F_t$  de coefficient de proportionnalité  $K_r$ .

$$F_r = K_r \times F_t \quad (\text{A1.13})$$

Les expressions de  $F_x$  et  $F_y$  et  $F_z$  peuvent être obtenues en faisant des projections de  $F_t$  et  $F_r$  dans le plan X, Y, Z. L'expression de ces forces sera donc la suivante :

$$\begin{cases} F_x = -F_t \cos \varphi_j - F_r \sin \varphi_j \\ F_y = F_t \sin \varphi_j - F_r \cos \varphi_j \\ F_z = F_a \end{cases} \quad (\text{A1.14})$$

Plusieurs dents peuvent être actives en même temps si l'angle entre les dents ( $\varphi_p$ ) est plus petit que l'angle balayé par la coupe ( $\varphi_s$ ).

Soit  $N$  le nombre de dents de l'outil, l'expression de la force totale suivant chaque direction est :



$$\begin{cases} F_x = \sum_{j=1}^N F_{xj}(\varphi_j) \\ F_y = \sum_{j=1}^N F_{yj}(\varphi_j) \\ F_z = \sum_{j=1}^N F_{zj}(\varphi_j) \end{cases} \quad (\text{A1.15})$$

Où  $\varphi_j$  représente la position angulaire de la dent  $j$ .

En combinant les équations (A1.10), et (A1.15), et en négligeant la composante  $F_z$  dont la contribution est négligeable en fraisage périphérique, nous obtenons les expressions des composantes des efforts dynamiques suivantes:

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \frac{1}{2} a K_t \begin{bmatrix} a_{xx} & a_{xy} \\ a_{yx} & a_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix} \quad (\text{A1.16})$$

Avec :

$$\begin{aligned} a_{xx} &= \sum_{j=0}^{N-1} -g_j \left[ \sin 2\varphi_j + K_r (1 - \cos 2\varphi_j) \right], \\ a_{xy} &= \sum_{j=0}^{N-1} -g_j \left[ (1 + \cos 2\varphi_j) + K_r \sin 2\varphi_j \right], \\ a_{yx} &= \sum_{j=0}^{N-1} g_j \left[ (1 - \cos 2\varphi_j) - K_r \sin 2\varphi_j \right], \\ a_{yy} &= \sum_{j=0}^{N-1} g_j \left[ \sin 2\varphi_j - K_r (1 + \cos 2\varphi_j) \right], \end{aligned} \quad (\text{A1.17})$$

L'équation ci-dessus peut être ramenée dans le domaine temporel en considérant que l'angle  $\varphi$  varie en fonction de la vitesse de coupe  $\Omega$  de la forme :  $\varphi = \Omega t$ . Nous avons ainsi :

$$\{F(t)\} = \frac{1}{2} aK_r [A(t)] \{\Delta(t)\} \quad (\text{A1.18})$$

Où  $A(t)$  est une fonction période de fréquence  $\omega = N, \Omega$  correspondant à la fréquence de passage des dents. La période est  $T = 2\pi/\omega$ ,  $\Delta(t)$  est le vecteur déplacement dynamique qui a pour expression :

$$\Delta(t) = \begin{bmatrix} x(t) - x(t-T) \\ y(t) - y(t-T) \end{bmatrix} \quad (\text{A1.19})$$

## ANNEXE II

### ÉTUDE DES VIBRATIONS

#### A2.I Introduction

L'usinage par enlèvement de la matière est l'un des procédés les plus utilisés dans l'industrie, surtout aéronautique où il faut parfois enlever plus de 90% de la matière par fraisage afin d'obtenir un produit fini le plus parfait possible. Cependant lors de ce processus d'usinage, on constate un phénomène de broutage qui est dû aux vibrations auto-entretenues dans l'interface pièce outil. Ce phénomène de broutage laisse des marques parfois très visibles sur la surface engendrée et fait que celle-ci ne soit pas lisse comme souhaitée mais plutôt rugueuse. Pour améliorer la qualité des pièces et préserver la fiabilité des machines, il est donc nécessaire de chercher des moyens permettant de réduire ces vibrations.

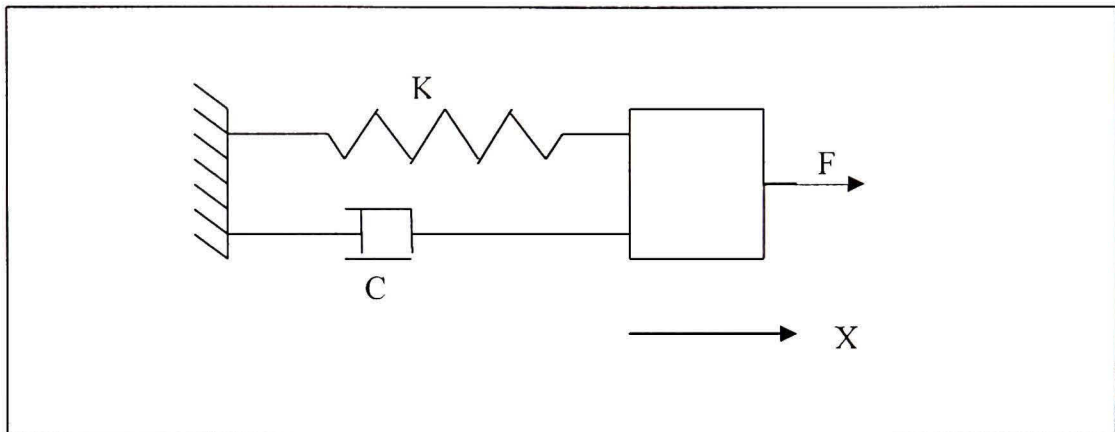
Dans ce chapitre, nous allons tout d'abord développer un modèle analytique des équations de vibration, ensuite proposer un modèle de contrôle d'état permettant de réduire les vibrations lors du fraisage.

#### A2.II Étude des vibrations en fraisage

On entend par vibration une oscillation de fréquence élevée et de faible amplitude. Lors du fraisage, surtout des parois minces, les vibrations qui se produisent à l'interface pièce -outil génèrent des défauts géométriques et laissent sur la surface engendrée des marques parfois très nettes, et vont parfois jusqu'à détruire complètement la pièce, ce qui oblige les industriels à travailler dans des conditions qui réduisent la production (limitation des vitesses, réduction de la profondeur de passe, passe d'ébauche, passe de finition, lubrification,...).

Plusieurs développements mathématiques ont été présentés pour simuler les vibrations en usinage, nous allons présenter ici celle formulée par Altintas (2000) , car ce modèle peut être mis sous forme d'équation d'état,

De façon générale, les vibrations sont décrites par un système masse -amortisseur -ressort comme suit :



**Figure A2.1** *Représentation d'un système masse ressort amortisseur.*

L'expression mathématique d'un système vibratoire est une équation différentielle qui s'exprime en fonction de sa masse (M), son amortissement (C) et sa rigidité (K), de la forme :

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = F(t) \quad (\text{A2.1})$$

Ou x représente la position du système à chaque instant (t) et F(t) la composante du vecteur force dans la direction x.

- Dans le cas où F(t) est nul, les vibrations sont dites libres. Ce cas survient en général lorsque la perturbation est passagère (impact, son de cloche). La fréquence de vibration est égale à la fréquence propre du système si on néglige l'amortissement.

$$\omega = \omega_0 = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (\text{A2.2})$$

Ce principe est généralement utilisé pour déterminer expérimentalement la fréquence propre d'un système.

- Si  $F(t)$  est de la forme :

$$F(t) = A \sin(\omega_F t) \quad (\text{A2.3})$$

Le système va vibrer à la fréquence  $\omega_F$  qui est la fréquence imposée par la force extérieure, dans ce cas, on parle de vibrations forcées. La réponse fréquentielle est de la forme :

$$x = x_o \sin(\omega_F t + \varphi) \quad (\text{A2.4})$$

- Lorsqu'il existe une interaction entre le processus vibratoire et le comportement dynamique du système sans influence des forces extérieures, les vibrations sont dites auto-entretenues.

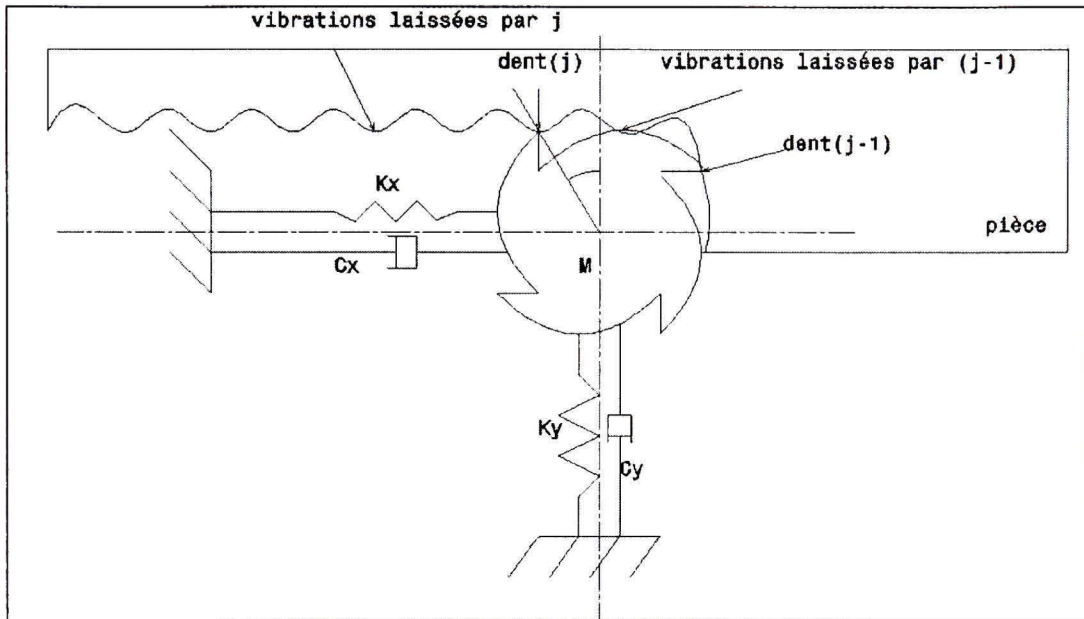
En utilisant la transformée de Laplace, on obtient la fonction de transfert suivante :

$$X(s) = \frac{F(s)}{Ms^2 + Cs + K} \quad (\text{A2.5})$$

### A2.II.1 Mise en équation

L'outil peut être modélisé par un système à deux degrés de liberté comme le montre la figure V





**Figure A2.2 Représentation des vibrations.**

Les équations qui caractérisent un tel système sont les suivantes :

$$\begin{cases} M_x \ddot{x} + C_x \dot{x} + K_x x = F_x \\ M_y \ddot{y} + C_y \dot{y} + K_y y = F_y \end{cases} \quad (\text{A2.6})$$

Sous forme matricielle, la générale des vibrations peut être exprimée comme suit :

$$\begin{bmatrix} M_x & 0 \\ 0 & M_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_x & 0 \\ 0 & C_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_x & 0 \\ 0 & K_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} \quad (\text{A2.7})$$

$F_x$  et  $F_y$  étant les composantes de la force  $F(t)$  décrite à l'équation A1.14.

Les efforts étant périodiques de période égale à la période de passage des dents. Dans l'expression des efforts de présentée en annexe (équation A1.18),  $A(t)$  est aussi une fonction périodique, ainsi nous pouvons l'exprimer sous forme d'une série de Fourier :

$$[A(t)] = \sum_{r=-\infty}^{+\infty} [A_r] e^{irw_d t} \quad (\text{A2.8})$$

Avec :

$$[A_r] = \frac{1}{T} \int_0^T [A(t)] e^{-irw_d t} dt \quad (\text{A2.9})$$

Si nous négligeons les termes d'ordre supérieur de la série et ne tenons en compte que le premier terme de la série, nous aurons :

$$[A_0] = \frac{1}{T} \int_0^T [A_t] dt \quad (\text{A2.10})$$

Cependant,  $A_0$  n'est valide que dans la zone de coupe qui est comprise entre l'angle d'entrée  $\varphi_{st}$  et l'angle de sortie  $\varphi_{ex}$ . Soit  $\varphi_p$  l'angle entre les dents, nous avons  $\varphi_p = 2\pi/N$  ou  $N$  représente le nombre de dents, nous aurons ainsi :

$$[A_0] = \frac{1}{\varphi_p} \int_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} [A(\varphi)] d\varphi = \frac{N}{2\pi} \begin{bmatrix} b_{xx} & b_{xy} \\ b_{yx} & b_{yy} \end{bmatrix} \quad (\text{A2.11})$$

Où les coefficients sont les suivants :

$$\begin{aligned}
b_{xx} &= \frac{1}{2} [\cos 2\varphi - 2K_r \varphi + K_r \sin 2\varphi]_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} \\
b_{xy} &= \frac{1}{2} [-\sin 2\varphi - 2\varphi + K_r \cos 2\varphi]_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} \\
b_{yx} &= \frac{1}{2} [-\sin 2\varphi + 2\varphi + K_r \cos 2\varphi]_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} \\
b_{yy} &= \frac{1}{2} [-\cos 2\varphi - 2K_r \varphi - K_r \sin 2\varphi]_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}}
\end{aligned} \tag{A2.12}$$

Ainsi les efforts dynamiques auront maintenant pour expression :

$$\{F(t)\} = \frac{1}{2} b K_r [A_0] \Delta(t) \tag{A2.13}$$

$\Delta(t)$  est le vecteur déplacement dynamique qui a pour expression :

$$\Delta(t) = \begin{bmatrix} x(t) - x(t-T) \\ y(t) - y(t-T) \end{bmatrix} \tag{A2.14}$$

La partie statique de l'effort a pour expression :

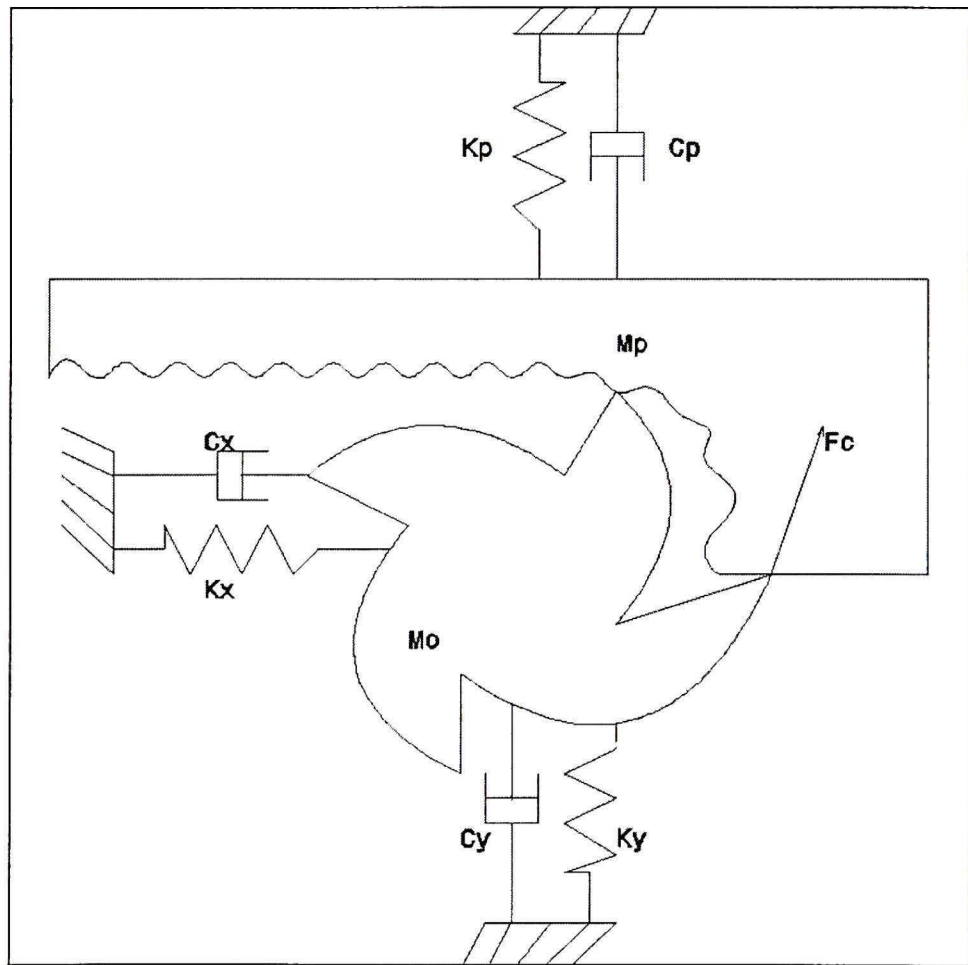
$$F_s = K_r b h_0 \tag{A2.15}$$

Avec :  $h_0 = f \sin \varphi_j$

La fonction  $\sin \varphi_j$  étant périodique, nous pouvons aussi faire un développement limité de l'épaisseur du copeau et en conservant le premier terme, nous obtenons la valeur moyenne suivante :

$$h_r = \frac{1}{\varphi_p} \int_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} f \sin(\varphi) d\varphi = f b_0 \quad \text{avec } b_0 = [-\cos\varphi]_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} \quad (\text{A2.16})$$

La modélisation des vibrations tel que présenté ci-dessus est celle qu'on retrouve généralement dans la littérature, Altintas (1992), cependant ce modèle n'est pas indiqué lorsqu'il faut étudier les parois minces car celles-ci, du fait qu'elles ont une épaisseur assez mince, peuvent aussi vibrer et surtout s'il faut tenir compte des chocs répétitifs créés par le contact de chaque dent avec la pièce lorsque celle-ci entre en action, surtout dans le cas du fraisage en avalant, comme le montre la figure VI:



**Figure A2.3** Représentation de la force d'impact et de la vibration de la pièce.

Soit  $F_c$ , la force créée par le choc de la dent sur l'outil lorsque celle-ci entre en contact avec ce dernier. En supposant que ces chocs répétitifs sont des impacts qui se produisent à la fréquence de passage des dents, on pose :

$$F_c = F_0 \sin(\omega_d t) \quad (\text{A2.17})$$

Où  $F_0$  représente l'amplitude de la force et  $\omega_d$  la fréquence de passage des dents. Cette force étant orientée suivant la tangente de l'outil, elle aura pour coordonnée :

$$F_c = \begin{bmatrix} F_0 \sin(\varphi_{st}) \sin(\omega_d t) \\ F_0 \cos(\varphi_{st}) \sin(\omega_d t) \end{bmatrix} \quad (\text{A2.18})$$

Où  $\varphi_{st}$  représente l'angle d'entrée de la dent.

Afin de déterminer l'amplitude ( $F_0$ ) de cette force  $F_c$ , nous allons considérer la pointe de chaque dent de l'outil comme un point matériel de masse  $m$  se déplaçant à la distance  $R$  du centre, d'un mouvement circulaire uniforme.

D'après le principe fondamental de la dynamique, nous avons :

$$\vec{F} = m\vec{\gamma} \quad (\text{A2.19})$$

Où  $\gamma$  représente l'accélération du point matériel et dans le cas d'un mouvement complexe comportant la translation et la rotation, cette accélération a pour expression :

$$\vec{\gamma} = (\ddot{R} - R\dot{\varphi}^2)\vec{u}_r + (2\dot{R}\dot{\varphi} + R\ddot{\varphi})\vec{u}_\varphi \quad (\text{A2.20})$$

Où :



- $\dot{R}$  et  $\ddot{R}$  représentent respectivement la dérivée première et la dérivée seconde du rayon.
- $\dot{\varphi}$  et  $\ddot{\varphi}$  représentent respectivement la dérivée première et la dérivée seconde de l'angle de rotation, avec  $\dot{\varphi} = \omega =$  vitesse de rotation.
- $\vec{u}_r$  et  $\vec{u}_\varphi$  représentent respectivement le vecteur d'orientation suivant la direction normale et tangentielle.

Le rayon étant constant ainsi que la vitesse angulaire, nous aurons  $\ddot{R} = \dot{R} = \ddot{\varphi} = 0$  et l'expression vectorielle de l'accélération sera donc :

$$\vec{\gamma} = -R\dot{\varphi}^2 \vec{u}_r \quad (\text{A2.21})$$

L'amplitude  $F_0$  de la force créée par le choc répétitif  $F_c$  aura donc pour expression :

$$F_0 = mR\omega^2 \quad (\text{A2.22})$$

La force totale aura donc pour expression :

$$F_{tot}(t) = F(t) + F_c \quad (\text{A2.23})$$

Où  $F(t)$  représente la composante des efforts de coupe tangentielles et  $F_c$  la force liée aux chocs répétitifs.

L'expression de la force totale sera :

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} = \frac{bK_t N}{4\pi} \begin{bmatrix} b_{xx} & b_{xy} \\ b_{yx} & b_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ K_t b h_0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_0 \sin(\varphi_{st}) \sin(\omega_d t) \\ F_0 \cos(\varphi_{st}) \sin(\omega_d t) \end{bmatrix} \quad (\text{A2.24})$$

L'équation différentielle du mouvement sera maintenant :

$$\begin{aligned}
& \begin{bmatrix} M_x & 0 \\ 0 & M_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_x & 0 \\ 0 & C_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_x & 0 \\ 0 & K_y \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} \\
&= \frac{bK_t N}{4\pi} \begin{bmatrix} b_{xx} & b_{xy} \\ b_{yx} & b_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ K_t b h_0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} F_0 \sin(\varphi_{st}) \sin(\omega_d t) \\ F_0 \cos(\varphi_{st}) \sin(\omega_d t) \end{bmatrix} \quad (A2.25)
\end{aligned}$$

Où : M, C et K représentent respectivement la masse, l'amortissement et la rigidité du système pièce –outil.

Les paramètres du modèle ainsi développé seront obtenus expérimentalement

### A2.II.2 Détermination des paramètres par la méthode expérimentale

Deux méthodes peuvent être utilisées pour déterminer les rigidités et les amortissements du système : La méthode des éléments finis et la méthode expérimentale. Nous utiliserons la méthode expérimentale dont les étapes sont les suivantes :

- Faire un test d'impact sur l'outil dans la direction X et ensuite dans la direction Y.
- Relever la réponse vibratoire du système suite à l'impact à l'aide d'un système d'acquisition de données
- Déterminer les fréquences naturelles ( $w_n$ ) de l'outil dans les deux directions ainsi que celles de la pièce à partir de la réponse fréquentielle des signaux obtenus.
- Déterminer la rigidité à partir de la relation :

$$w_n = \sqrt{\frac{K}{M}} \quad (A2.26)$$

- Déterminer l'amortissement à partir de la méthode du décrétement logarithmique :

L'équation de détermination de l'amortissement est présentée en A2.26

$$\delta = \ln \frac{X_1}{X_2} \quad (\text{A2.27})$$

Nous pouvons ainsi calculer le coefficient d'amortissement  $\zeta$  de la forme :

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{\delta^2 + 4\pi^2}} \quad (\text{A2.28})$$

L'amortissement s'obtient par l'équation (A2.28) suivante :

$$C = 2 \times \zeta \times M \times w_n \quad (\text{A2.29})$$

Où  $w_n$  représente la fréquence naturelle du système déterminée plus haut.

### A2.II.3 Représentation dans l'espace d'état

Dans le modèle que nous allons développer, nous allons contrôler l'épaisseur du copeau, si celle-ci reste constante et égale à la valeur moyenne introduite initialement, alors nous pouvons dire que les vibrations ont été réduites.

Les équations (A2.24) peuvent être mises sous forme de modèle d'état afin de développer un modèle de contrôle permettant de réduire les vibrations

Posons :  $x = x_1$ ;  $\dot{x} = x_2$ ;  $y = x_3$ ;  $\dot{y} = x_4$  et  $X = [x_1 \ x_2 \ x_3 \ x_4]^T$

Les équations d'état des vibrations peuvent être mises sous la forme :

$$\begin{cases} \dot{X}(t) = AX(t) + A_D X(t-T) + BU_0 \\ U(t) = CX(t) + C_D X(t-T) + DU_0 \end{cases} \quad (\text{A2.30})$$

Avec :

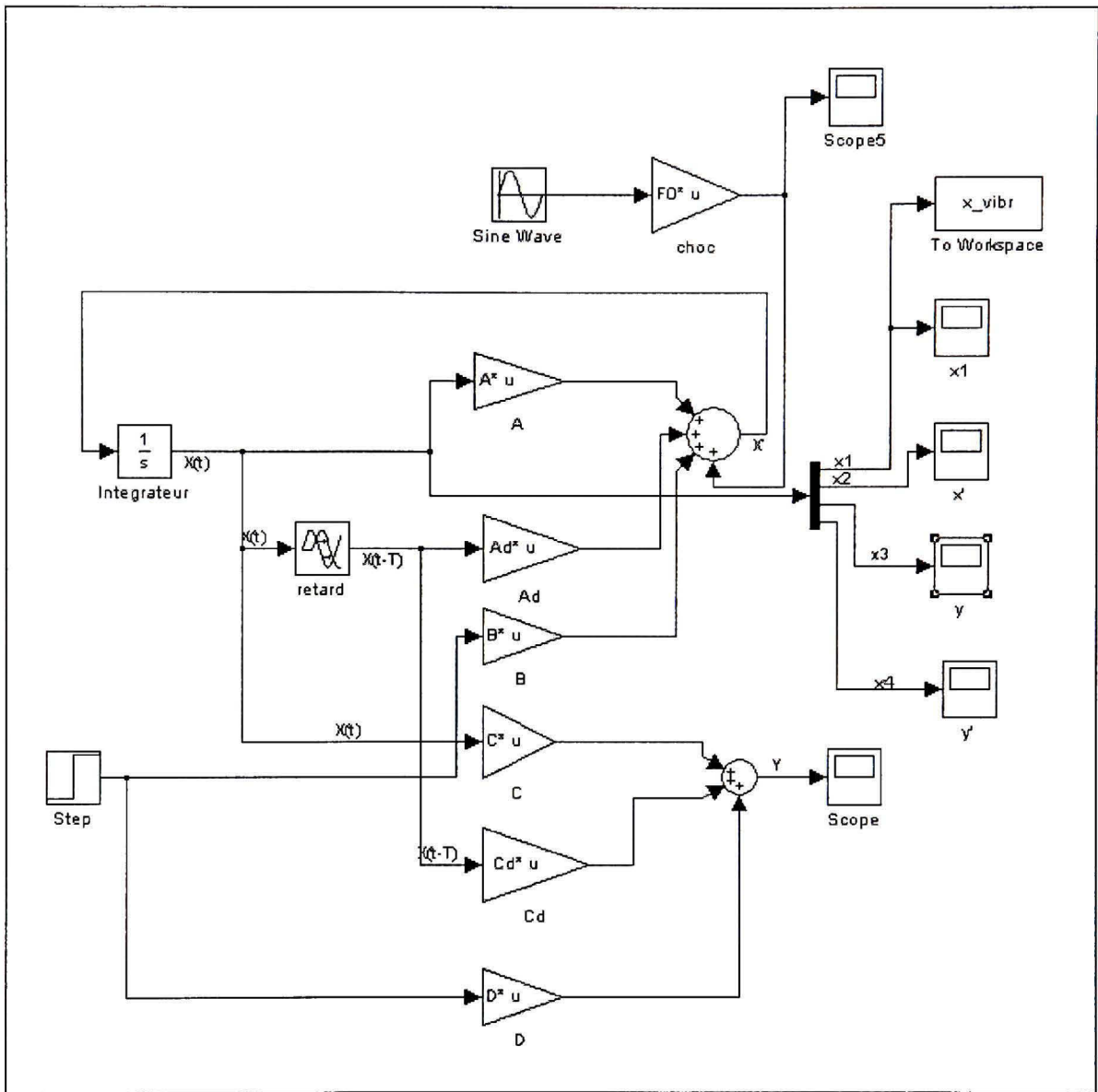
$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_1 + b_{xx}}{M_1} & -\frac{C_1}{M_1} & -\frac{b_{xy}}{M_1} & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ -\frac{b_{yx}}{M_2} & 0 & -\frac{K_2 + b_{yy}}{M_2} & -\frac{C_2}{M_2} \end{bmatrix}$$

$$A_D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{b_{xx}}{M_1} & 0 & \frac{b_{xy}}{M_1} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{b_{yx}}{M_2} & 0 & \frac{b_{yy}}{M_2} & 0 \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ K_t b \\ 0 \end{bmatrix} \quad U_0 = [h_r]$$

$$C = [1 \quad 0 \quad 1 \quad 0]; \quad C_D = [-1 \quad 0 \quad -1 \quad 0] \quad D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}$$

La force d'impact sera considérée dans ce modèle comme une perturbation.

Le modèle développé dans Matlab-simulink pour simuler ces vibrations est le suivant :



**Figure A2.4** *Simulation des vibrations.*

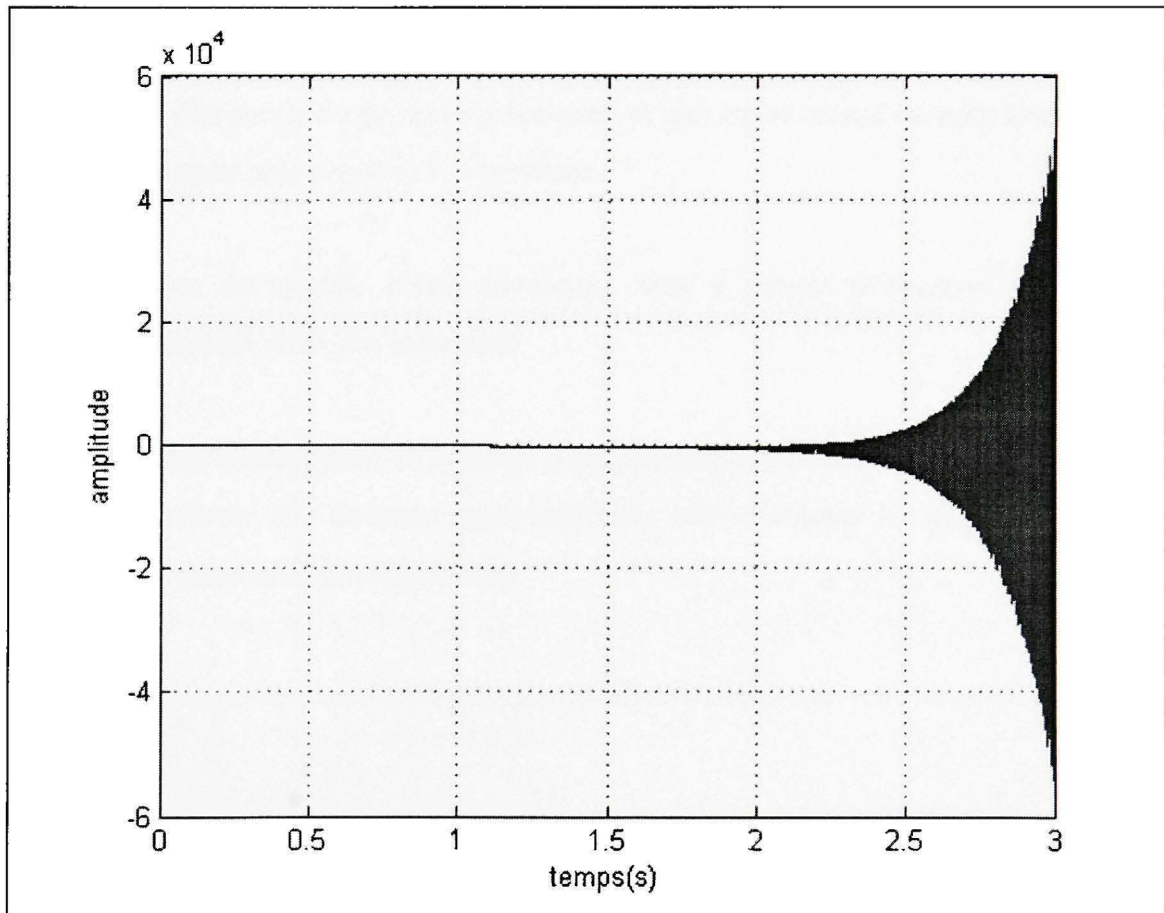
Le système d'acquisition des données acoustiques du laboratoire étant défectueux, nous n'avons pu déterminer les données nécessaires telles que la fréquence propre du système, les coefficients d'amortissement. Afin de tester le modèle et observer le résultat de la simulation, nous avons considéré les paramètres utilisés par Altintas et Chan (1992):

- Avance : 0.22 mm/dent
- Profondeur de coupe : 0.977 mm
- Nombre de dents : 4



- Vitesse de rotation de la broche : 600 RPM
- Diamètre de l'outil : 25.5 mm
- Fréquence de vibration de l'outil suivant x : 800 Hz
- Fréquence de vibration de l'outil suivant y : 760 Hz
- Rigidité de l'outil suivant x : 2200 KN/m
- Rigidité de l'outil suivant y : 2100 KN/m
- Coefficient d'amortissement suivant x et y : 0.04

Une fois la simulation faite, on obtient le résultat représenté à la figure VIII :



**Figure A2.5 Vibrations du système.**

On observe une divergence avec le temps sur cette figure, ce qui montre que le système est très instable.

Le modèle ainsi développé nous permet de simuler les vibrations en fraisage en tenant compte du fait que la pièce est flexible. Avec un tel modèle, il est possible de développer un contrôleur par retour d'état permettant de réduire les vibrations observées au cours du fraisage. Tel était notre objectif premier mais une défectuosité du système d'acquisition de données vibratoires ne nous a pas permis de continuer.

### **A2.III Conclusion**

L'analyse faite dans ce chapitre a permis d'étudier les vibrations en fraisage en tenant compte des vibrations du système pièce-outil et non en ne tenant compte que des vibrations de l'outil comme observé dans la littérature.

La simulation du modèle d'état développé nous a permis d'observer la divergence du système, montrant ainsi son instabilité.

Cependant une défectuosité du système d'acquisition des données acoustiques ne nous a pas permis de relever des données expérimentales afin d'obtenir les paramètres du système nécessaire à une meilleure simulation.

## LISTE DE RÉFÉRENCES

- Altintas, Y. (2000). Manufacturing Automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design. Cambridge, Cambridge University Press.
- Altintas, Y. and E. Budak (1992). "Peripheral milling of flexible structures." TMS Annual Meeting: 97 BN - 0-87339-190-X.
- Altintas, Y. and E. Budak (1995). "Analytical prediction of stability lobes in milling." CIRP Annals - Manufacturing Technology 44(1): 357-362.
- Altintas, Y. and P. K. Chan (1992). "In-process detection and suppression of chatter in milling." International Journal of Machine Tools & Manufacture 32(3): 329-347.
- Altintas, Y., D. Montgomery, et al. (1992). "Dynamic peripheral milling of flexible structures." Journal of Engineering for Industry, Transactions of the ASME 114(2): 137-145.
- Balazinski, M. (2006). "cours MEC 4530 Fabrication mécanique." Ecole Polytechnique de Montreal.
- Budak, E. and Y. Altintas (1992). Flexible milling force model for improved surface error predictions. Proceedings of the 1992 Engineering Systems Design and Analysis Conference, Jun 29-Jul 3 1992, Istanbul, Turk, Publ by ASME, New York, NY, USA.
- Budak, E. and Y. Altintas (1994). "Peripheral milling conditions for improved dimensional accuracy." International Journal of Machine Tools and Manufacture 34(7): 907-918.
- Budak, E. and Y. Altintas (1994). "Peripheral milling conditions for improved dimensional accuracy." International Journal of Machine Tools & Manufacture 34(7): 907-918.
- CCHST (2006). Limite d'exposition au bruit au Canada,  
[http://www.cchst.ca/reponsessst/phys\\_agents/exposure\\_can.html#\\_1\\_3](http://www.cchst.ca/reponsessst/phys_agents/exposure_can.html#_1_3). March 2006.
- Chen XiaoQui, Z. H., Dietmar Wildermuth (2001). "In-Process tool monitoring through acoustic emission sensing." Singapore Institute of Manufacturing Technology.
- Chung, K. T. and A. Geddam (2003). "A multi-sensor approach to the monitoring of end milling operations." Journal of Materials Processing Technology 139(1-3 SPEC): 15-20.



- Dimla, D. E. S. (2000). "Sensor signals for tool-wear monitoring in metal cutting operations - a review of methods." International Journal of Machine Tools and Manufacture 40(8): 1073-1098.
- Dionne-Proulx, J. (1999). Santé et sécurité du travail, Orientations et Pratiques. Trois-Rivières, Les Éditions SMG: 106-111.
- Guo, Y. B. and S. C. Ammula (2005). "Real-time acoustic emission monitoring for surface damage in hard machining." International Journal of Machine Tools & Manufacture 45(14): 1622-7.
- Ismail, F. and E. Soliman (1997). "New method for the identification of stability lobes in machining." International Journal of Machine Tools & Manufacture 37(6): 763-774.
- Jemielniak, K. and O. Otman (1998). Tool failure detection based on analysis of acoustic emission signals. 13th International Conference on Computer-Aided Production Engineering, 11-13 June 1997. Journal of Materials Processing Technology, Warsaw, Poland, Elsevier.
- Kakade, S., L. Vijayaraghavan, et al. (1994). "In-process tool wear and chip-form monitoring in face milling operation using acoustic emission." Journal of Materials Processing Technology 44(3-4): 207-214.
- Kientzy Guillaume. Étude comparative de l'usinage à sec et lubrifié des aciers à moule: usinabilité et coût. Mémoire de Maîtrise, École de technologie supérieure, ÉTS, Juin 2008, 141 pages
- Laville Frederic, (2006) ``SYS-842 Acoustique avancée" Ecole de Technologie Supérieure de Montréal, Hiver 2006
- Li, X. (2002). "A brief review: acoustic emission method for tool wear monitoring during turning." International Journal of Advanced Manufacturing Technology 42: 157-165.
- Lin, T.-R. (2002). "Cutting behaviour using variable feed and variable speed when drilling stainless steel with TiN-coated carbide drills." International Journal of Advanced Manufacturing Technology 19(9): 629-636.
- Lin, T.-R. and R.-F. Shyu (2000). "Improvement of tool life and exit burr using variable feeds when drilling stainless steel with coated drills." International Journal of Advanced Manufacturing Technology 16(5): 308-313.
- Liu, X.-W., K. Cheng, et al. (2002). "Prediction of cutting force distribution and its influence on dimensional accuracy in peripheral milling." International Journal of Machine Tools and Manufacture 42(7): 791-800.

- Martellotti, M. E. (1941). "An Analysis of the milling Process." Transaction of the A.S.M.E.
- Mukhopadhyay, C. K., S. Venugopal, et al. (2006). "Acoustic emission monitoring during turning of metal matrix composite and tool wear." Materials Evaluation 64(3): 323-330.
- Ratchev, S., S. Liu, et al. (2005). "Error compensation strategy in milling flexible thin-wall parts." Journal of Materials Processing Technology. AMPT/AMME05 162-163: 673-681.
- Ratchev, S., S. Liu, et al. (2004). "A flexible force model for end milling of low-rigidity parts." Journal of Materials Processing Technology 153-154: 134-8.
- Ratchev, S., S. Liu, et al. (2004). "Milling error prediction and compensation in machining of low-rigidity parts." International Journal of Machine Tools & Manufacture 44(15): 1629-41.
- Solis, E., C. R. Peres, et al. (2004). "A new analytical-experimental method for the identification of stability lobes in high-speed milling." International Journal of Machine Tools & Manufacture 44(15): 1591-7.
- Tobias, S. (1958). "A Theory of Regenerative chatter." The engineer.
- Tonshoff, H. K., M. Jung, et al. (2000). "Using acoustic emission signals for monitoring of production processes." Ultrasonics 37(10): 681-686.
- Weingaertner, W. L., R. B. Schroeter, et al. (2006). "Evaluation of high-speed end-milling dynamic stability through audio signal measurements." Journal of Materials Processing Technology 179(1-3): 133-138.
- Wojtowicky, J. L. (1998). "Bruit du procédé de meulage dans l'industrie aérospaciale." Rapport IRSST, Montréal R-200.



## BIBLIOGRAPHIE

- E. MBOU MOUAFO, I. ZAGBANI, V. SONGMENE, J. P. KENNE, (2007). ``Contrôle combiné des efforts de coupe et de l'émission acoustique en fraisage de l'aluminium'' *Encyclopédie de la recherche en aluminium au Québec*- Edition 2007
- E. MBOU MOUAFO, I. ZAGBANI, V. SONGMENE, J. P. KENNE, (2007). ``Contrôle combiné des efforts de coupe et de l'émission acoustique en fraisage'' *Conférence internationale sur les risques industriels, CIRI 2007*. Décembre 2007
- Elvis MBOU MOUAFO, (2003). Mémoire DEA. `` Optimisation de la production d'énergie solaire par la rotation contrôlée des panneaux solaires'' *Université de Yaoundé I*, Juillet 2003