

وزارة التعليم العالي والبحث العلمي

UNIVERSITE BADJI MOKHTAR ANNABA
BADJI MOKHTAR ANNABA UNIVERSITY

جامعة باجي مختار عنابة



Année 2016

Faculté des Sciences de l'Ingénierat
Département de Génie Mécanique

THESE

Présentée en vue de l'obtention du diplôme de DOCTORAT

**Optimisation des paramètres d'usinage dans des conditions de
stabilité avec utilisation des nouveaux matériaux de coupe**

Spécialité : Génie Mécanique

Option : Génie Mécanique

Par

HAMMOUDI Salah

Directeur de Thèse : Pr. BOUCHELAGHEM Abdelaziz Mahmoud

Université Badji Mokhtar Annaba

Devant le Jury

Président : Pr. MERZOUG Bachir

Université Badji Mokhtar Annaba

Examineurs :

Pr. BOUTABA Smail

Université du 8 mai 1945 Guelma

Pr. LAOUAR Lakhdar

Université Badji Mokhtar Annaba

M.C.A FOUATHIA Othmane

Université des Frères Mentouri Constantine

Remerciements

Résumé

RESUME

La stabilité du processus de coupe est une condition fondamentale pour obtenir les meilleurs critères de qualité d'usinage, optimiser la durée de vie des outils de coupe et assurer le bon fonctionnement des machines-outils.

Les perturbations, dues aux variations sensibles des paramètres de coupe, aux variations géométriques et à la coupe interrompue (fraisage), ont une grande influence sur la stabilité d'usinage. Celle-ci participe donc à favoriser les longueurs d'usinage ou productivité et à garantir la qualité de fabrication.

L'étude proposée dans ces travaux vise à mieux choisir les régimes de coupe stables et aussi à optimiser les paramètres physiques de modélisation de la stabilité qui influent dans le choix des régimes de productivité ou de qualité en usinage. L'étude s'appuie sur la combinaison d'une approche expérimentale et de simulation pour la mise en place d'une procédure d'appréciation de la stabilité d'usinage et de ses paramètres variés. Cette approche utilise aussi l'analyse vibratoire et la variation des matériaux de coupe.

Mots clés : *usinage, rigidité du système d'usinage, optimisation des paramètres de coupe, lobes de stabilité, vibrations des machines-outils.*

الملخص

الاستقرار في عملية التقطيع هو أمر أساسي لأفضل معايير الجودة في تصنيع القطع، ولتحسين حياة أدوات القطع وضمان التشغيل السلس للألات الميكانيكية.

التذبذبات الحساسة في معلمات القطع (الديناميكية و الهندسية) وايضا في عملية القطع المتقطع (تفريز)، لها تأثير كبير على الاستقرار في القطع. وبالتالي فإنه يشارك في تعزيز أطوال التصنيع او الإنتاجية وضمان الجودة.

وتهدف هذه الدراسة المقترحة في هذه الاطروحة لتحسين معلمات القطع، وكذلك معلمات نموذج الاستقرار في القطع. وتعتمد الدراسة على استعمال منهجان مشتركان، التجريبي والمحاكاة النظرية لإجراء تقييم استقرار التصنيع باستعمال ايضا معالم الاهتزاز مع استخدام مواد أداة القطع مختلفة .

كلمات مفتاحية: *التصنيع، جمود نظام التصنيع، تحسين من شروط القطع، فصوص الاستقرار، اهتزاز آلات القطع.*

ABSTRACT

Cutting process stability is fundamental to guarantee an acceptable machining quality, optimize the cutting tools life and ensure a proper operation of machine tools.

Variations in cutting parameters and/or geometrical proprieties of tools and workpieces, furthermore interrupted cutting (milling) inherent phenomena, have a great influence on the machining stability. The latter contributes largely to promote productivity and to guarantee the manufacturing quality.

The study proposed in this work aims to better choose the stable cutting regimes and also to optimize the physical parameters of modeling of the stability which influence in the choice of the regimes of productivity or quality in machining. The study is based on the combination of an experimental and simulation approach for the implementation of a procedure for evaluating the machining stability and its various parameters. This approach also uses vibration analysis and variation of cutting materials.

Keywords: *Machining, machining system rigidity, cutting parameters optimization, stability lobes, machine tools vibration.*

Sommaire

Listes des figures et des tableaux

Nomenclature des symboles

	Pages
Introduction générale.....	1
Chapitre I	<i>Etude bibliographique (Etat de l'Art)</i>
I.1 Principes de la coupe des métaux.....	3
I.1.1 Les paramètres de coupe.....	5
I.1.1.1 Vitesse de coupe « Vc ».....	6
I.1.1.1.1 Cas de tournage.....	6
I.1.1.1.2 Cas de fraisage	7
I.1.1.2 La vitesse d'avance Vf et avance par tour f.....	8
I.1.1.3 La vitesse d'avance Vf en tournage et fraisage.....	9
I.1.1.4 Les types d'avances.....	10
I.1.2 Profondeur de passe « a ».....	11
I.2 Mise en forme par enlèvement de matière et configurations de coupe	11
I.2.1 Présentation de la coupe orthogonale.....	11
I.2.2 Présentation de la coupe oblique.....	12
I.3 Modélisation en usinage	14
I.3.1 Types de modèles de coupe	14
I.3.2 Modélisation classique de la coupe orthogonale et formation de copeaux....	14
I.3.2.1 Modélisation selon MERCHANT	16
I.3.2.2 Modélisation selon P. GILORMINI	18
I.3.2.3 Modélisation selon E.H LEE et B.W SHAFFER	19
I.3.2.4 Modélisation selon P. ALBRECHT	21
I.3.2.5 Modélisation selon P.L.B OXLEY	22
I.3.2.6 Modélisation selon A. MOLINARI.....	23
I.3.2.7 Modélisation selon DARGNAT.....	24
I.4 Les modèles numériques.....	25
I.4.1 Différences finies.....	25
I.4.2 Formulation Eulérienne-Lagrangienne.....	25
I.4.3 Éléments finis.....	26
I.5 Matériaux d'outils	28
I.5.1 Aciers à outils au carbone.....	28
I.5.2 Aciers alliés	29
I.5.3 Carbures métalliques	29

I.5.4	Les Ferro-Titanes	30
I.5.5	Les céramiques.....	30
I.5.6	Les diamants artificiels	30
I.5.7	Le nitrure de bore cubique CBN.....	30
I.6	Usure des outils de coupe	31
I.6.1	Les principaux modes d'usure des outils de coupe.....	31
I.6.1.1	Usure par abrasion.....	31
I.6.1.2	Usure par adhésion.....	31
I.6.1.3	Usure par diffusion.....	31
I.6.1.4	Usure par fatigue thermomécanique.....	32
I.6.2	Mesures d'usure d'outil et modèles de durée de vie	33
I.6.2.1	Modèle d'usure d'Archard	33
I.6.2.2	Modèle de durée de vie de TAYLOR.....	33
I.6.2.3	Modèle de durée de vie de GILBERT	34
I.7	Vibrations en usinage.....	34
I.7.1	Les vibrations libres	34
I.7.2	Les vibrations forcées	35
I.7.3	Les vibrations auto entretenues	35
I.7.4	Paramètres de l'analyse vibratoire	36
I.7.4.1	La valeur efficace "Racine Carrée de la Moyenne des Carrés" ou RMS.....	36
I.7.4.2	Le coefficient de dissymétrie SKN.....	36
I.7.4.3	Le Kurtosis KRT.....	37
I.7.4.4	Le Facteur Crête FC	37
I.7.5	Rigidité en usinage.....	38
I.7.6	Phénomènes du broutement à la source	38
I.8	Stabilité d'usinage et sa modélisation.....	40
I.8.1	Modèle analytique en coupe ininterrompue : le tournage orthogonal.....	40
I.8.1.1	Mise en équation du système dynamique.....	41
I.8.1.2	Etude de la stabilité du système.....	43
I.8.1.3	Méthodologie de construction des lobes de stabilité	45
I.8.2	Cas du fraisage.....	45
I.9	Optimisation d'usinage	47
I.9.1	Optimisation des paramètres de coupe	47
I.9.2	Outils d'optimisations.....	47
I.9.3	Optimisation par la théorie des lobes de stabilité.....	49

Chapitre II

Méthodologies et données expérimentales et de simulation

II.1 Organigramme d'appréciation de la stabilité	50
II.2 Régimes de coupe expérimentaux et tests d'impact.....	51
II.2.1 Données des expériences à l'outil en carbure revêtu TN 450.....	51
II.2.2 Données des expériences à l'outil en acier rapide spécial (ARS).....	53
II.3 Méthodologie d'établissement des lobes de stabilité.....	55
II.4 Données de simulation de la stabilité avec les paramètres expérimentaux.....	57

Chapitre III

Résultats des expériences - vibrations et stabilité

III.1 Signaux vibratoires donnés par l'outil en carbure TN 450.....	58
III.1.1 Lobes de stabilité obtenus par simulation (Fraise en carbure).....	61
III.1.2 Positions des régimes de coupe expérimentés dans les zones simulées de stabilité-instabilité.....	62
III.1.2.1 Détermination des valeurs limite RMS et accélérations de stabilité – instabilité.....	63
III.1.2.2 Analyse des régimes de coupe par RMS.....	63
III.1.2.3 Analyse des régimes de coupe par les accélérations ($f_z = 1000$ Hz).....	64
III.2 Signaux vibratoires donnés par l'outil en ARS.....	65
III.2.1 Lobes de stabilité obtenus par simulation (Fraise en ARS).....	72
III.2.2 Positions des régimes de coupe expérimentés dans les zones simulées de stabilité - instabilité.....	73
III.2.3 Valeurs limites de stabilité des RMS des régimes expérimentés.....	74
III.2.4 Détermination des paramètres efficaces de vibrations et analyse des niveaux vibratoires	75

Chapitre IV

**Stabilité et optimisation de la productivité et de la qualité
d'usinage avec différents matériaux de coupe**

IV.1	Lobes de stabilité en usinage avec différents matériaux de coupe.....	77
IV.1.1	Présentation des propriétés physiques des matériaux de coupe.....	77
IV.1.2	Données de simulation et présentation des modes	77
IV.1.3	Lobes de stabilité des nouveaux matériaux de coupe.....	78
IV.1.3.1	Lobes de stabilité obtenus en utilisant l'outil en céramique.....	78
IV.1.3.2	Lobes de stabilité obtenus en utilisant l'outil en diamant.....	80
IV.2	Etude comparative des zones de stabilité des matériaux de coupe étudiés en mode identique.....	81
IV.3	Optimisation de la productivité et de la qualité d'usinage.....	83
IV.3.1	Influence de la fréquence propre ω_n sur les paramètres de coupe	83
IV.3.2	Influence du taux d'amortissement ξ sur les paramètres de coupe	88
IV.3.3	Influence de la raideur K sur les paramètres de coupe	93
	Conclusion générale	98
	Références bibliographiques	

Listes des figures

Liste des figures du chapitre I

	Pages
Figure I.1 : Configuration de la coupe.....	3
Figure I.2 : Les mouvements de coupe.....	4
Figure I.3 : Les choix des paramètres de coupe optimaux.....	4
Figure I.4 : Dimensions de coupe dans le cas de tournage.....	5
Figure I.5 : Vitesse de coupe en tournage.....	6
Figure I.6 : Vitesse de coupe en fraisage.....	7
Figure I.7 : Vitesse d'avance V_f	8
Figure I.8 : L'avance f dans le cas de tournage.....	8
Figure I.9 : Avances et dimensions d'une couche de matière enlevée dans le cas du fraisage cylindrique. a) Trajectoire d'un point de l'arrête d'une fraise cylindrique. b) Eléments de coupe et dimensions de la couche enlevée en fraisage cylindrique.....	9
Figure I.10 : Les types d'avances.....	10
Figure I.11 : Profondeur de passe.....	11
Figure I.12 : Coupe orthogonale.....	12
Figure I.13 : Coupe oblique.....	12
Figure I.14 : Définition des cisaillements primaire (1), secondaire (2), tertiaire (3) et zone morte (4)	15
Figure I.15 : Modèle géométrique de Merchant.....	16
Figure I.16 : Température et vitesse dans le copeau.....	19
Figure I.17 : Modèle de LEE et SHAFFER	19
Figure I.18 : Inventaire des efforts de coupe selon ALBRECHT.....	21
Figure I.19 : Types ou modes d'usures selon H. OPITZ et W. KÖNIG.....	32
Figure I.20 : Vibrations libres.....	34
Figure I.21 : Vibrations forcées.....	35
Figure I.22 : Vibrations auto entretenues.....	35
Figure I.23 : Phénomène de couplage des modes.....	40
Figure I.24 : Schématisation du procédé de tournage.....	40

Figure I.25 : Schématisation du déphasage en tournage.....	41
Figure I.26 : Schéma modélisant le système analytiquement.....	42
Figure I.27 : Modélisation de la paroi à lddl.....	45

Liste des figures du chapitre II

Figure II.1 : Organigramme d'appréciation de la stabilité.....	50
Figure II.2 : Chaîne d'acquisition des signaux vibratoires.....	51
Figure II.3 : Valeurs des accélérations des tests d'impact de l'outil en carbure revêtu TN 450 suivant les directions des avances de table, longitudinale (axe X_{long}) et transversale (axe Y_{trans})	52
Figure II.4 : Valeurs des accélérations des tests d'impact de l'outil en ARS suivant les directions des avances de table, longitudinale (axe X_{long}) et transversale (axe Y_{trans})	54
Figure II.5 : Organigramme d'obtention des lobes de stabilité.....	56

Liste des figures du chapitre III

Figure III.1 : Accélérations relevées des huit régimes d'usinage suivant la direction d'avance de table longitudinale (axe Y_{long})	60
Figure III.2 : Lobes de stabilités obtenues (fraise en carbure)	61
Figure III.3 : Localisation des régimes expérimentés dans les zones de stabilité/instabilité simulées.....	62
Figure III.4 : Evolutions des RMS par rapport aux paramètres de coupe a_p et V_c	63
Figure III.5 : Evolutions des accélérations par rapport aux paramètres de coupe a_p et V_c	64
Figure III.6 : Accélérations relevées pour les vingt régimes de coupe suivant la direction d'avance de table longitudinale (axe Y_{long}).....	70
Figure III.7 : Lobe de stabilités obtenues (fraise en ARS)	72
Figure III.8 : localisation des régimes de coupe expérimentés dans les zones de stabilité/instabilité simulées.....	73
Figure III.9 : Evolutions des RMS par rapport aux paramètres de coupe expérimentés a_p et N (Axe Y)	74

Liste des figures du chapitre IV

Figure IV.1 : Lobes de stabilité obtenus avec l’outil en céramique en utilisant les paramètres du mode 1	78
Figure IV.2 : Lobes de stabilité obtenus avec l’outil en céramique en utilisant les paramètres du mode 2	79
Figure IV.3 : Lobes de stabilité obtenus avec l’outil en diamant en utilisant les paramètres du mode 1	80
Figure IV.4 : Lobes de stabilité obtenus avec l’outil en diamant en utilisant les paramètres du mode 2	80
Figure IV.5 : Lobes de stabilités superposés.....	82
Figure IV.6 : Variation des lobes de stabilité par rapport à la fréquence propre, outil en ARS.	83
Figure IV.7 : Variation des lobes de stabilité par rapport à la fréquence propre, outil en carbure.	84
Figure IV.8 : Variation des lobes de stabilité par rapport à la fréquence propre, outil en céramique.	85
Figure IV.9 : Variation des lobes de stabilité par rapport à la fréquence propre, outil en diamant.	86
Figure IV.10 : Variation des lobes de stabilité par rapport au taux d’amortissement, outil en ARS.	88
Figure IV.11 : Variation des lobes de stabilité par rapport au taux d’amortissement, outil en carbure.	89
Figure IV.12 : Variation des lobes de stabilité par rapport au taux d’amortissement, outil en céramique.	90
Figure IV.13 : Variation des lobes de stabilité par rapport au taux d’amortissement, outil en diamant.	91
Figure IV.14 : Variation des lobes de stabilité par rapport à la raideur, outil en ARS.	93
Figure IV.15 : Variation des lobes de stabilité par rapport à la raideur, outil en carbure.	94

Figure IV.16 : Variation des lobes de stabilité par rapport à la raideur, outil en céramique.	95
Figure IV.17 : Variation des lobes de stabilité par rapport à la raideur, outil en diamant.	96

Listes des tableaux

Liste des tableaux du chapitre II

	Pages
Tableau II.1 : Régimes de coupes expérimentaux utilisant l’outil en carbure revêtu.....	52
Tableau II.2 : Régimes de coupes expérimentaux utilisant l’outil en ARS.....	53
Tableau II.3 : Paramètres utilisés en simulation des lobes de stabilité.....	57
Tableau II.4 : Paramètres utilisés en simulation des lobes de stabilité.....	57

Liste des tableaux du chapitre III

Tableau III.1 : Valeurs des RMS calculées (0 à 3000 Hz) et des accélérations Acc. (1000 Hz)	60
Tableau III.2 : Valeurs des RMS calculées.....	70
Tableau III.3 Valeurs limites de stabilité/instabilité des RMS et des accélérations	74
Tableau III.4 : Autres paramètres déterminés d’analyse vibratoire.....	75

Liste des tableaux du chapitre IV

Tableau IV.1 : Propriétés physiques des matériaux de coupe.....	77
Tableau IV.2 : Synthèse des données de simulation	78
Tableau IV.3 : Paramètres des différents outils de coupe étudiés.....	81
Tableau IV.4 : Paramètres de simulation de la stabilité appliqués à l’outil en ARS.....	83
Tableau IV.5 : Paramètres de simulation de la stabilité appliqués à l’outil en carbure (TN 450)	84
Tableau IV.6 : Paramètres de simulation de la stabilité appliqués à l’outil en céramique.....	85
Tableau IV.7 : Paramètres de simulation de la stabilité appliqués à l’outil en diamant.....	86
Tableau IV.8 : Paramètres de simulation de la stabilité appliqués à l’outil en ARS.....	88

Tableau IV.9 : Paramètres de simulation de la stabilité appliqués à l'outil en carbure (TN 450)	89
Tableau IV.10 : Paramètres de simulation de la stabilité appliqués à l'outil en céramique.....	90
Tableau IV.11 : Paramètres de simulation de la stabilité appliqués à l'outil en diamant	91
Tableau IV.12 : Paramètres de simulation de la stabilité appliqués à l'outil en ARS.....	93
Tableau IV.13 : Paramètres de simulation de la stabilité appliqués à l'outil en carbure (TN 450)	94
Tableau IV.14 : Paramètres de simulation de la stabilité appliqués à l'outil en céramique.....	95
Tableau IV.15 : Paramètres de simulation de la stabilité appliqués à l'outil en diamant.....	96

Nomenclature des symboles

Nomenclature des symboles utilisés

V_c : Vitesse de coupe (m/min)

f : Avance de l'ébauche (m/min)

a_p : Profondeur de passe (mm)

d : Diamètre de la fraise (mm)

a_e : Angle d'hélice de la fraise

z : Nombre de dents de la fraise

θ : Angle d'engagement de l'outil

φ_{ex} , φ_{st} : Angles d'entrée et de sortie de l'outil

ω_n : Fréquence propre outil sur machine (Hz)

ω_c : Fréquence de broutement (Hz)

ξ : Taux d'amortissement

K : Raideur ($N.m^{-1}$)

k_r : Coefficient de coupe radial (MPa)

k_t : Coefficient de coupe tangentiel (MPa)

t : Temps (s)

α_{yy} : Coefficient directionnel dynamique

G_y : Fonction de transfert du système (m/N)

N_k : Fréquence de rotation de la broche (tr/min)

T : Période

k : Nombre de lobes

i : Compteur des lobes

r_i : Rapport entre la fréquence d'excitation et la fréquence naturelle

Amp : Amplitude du signal vibratoire

Frq : Fréquence du signal vibratoire

Introduction générale

Introduction générale

Au cours des dernières années, les études sur la qualité d'usinage ont connu un essor, rendu possible par l'utilisation de la modélisation mathématique adaptée et des moyens de calcul de plus en plus puissants pour résoudre des problèmes complexes.

La qualité d'usinage, liée aux moyens mis en œuvre pour l'exécution du processus, est très souvent modélisée à travers les états de surface, la cotation et les tolérances. La résolution de ces approches passe, très souvent, par la recherche des paramètres optimaux et ces démarches ne sont valables que si toutes les hypothèses et suppositions sont levées.

Parmi les hypothèses de la modélisation, on y trouve, dans la majorité des cas, une rigidité supposée parfaite du système de coupe. L'autre hypothèse, non considérée en modélisation, est la stabilité du processus de coupe.

La stabilité du processus de coupe est donc une condition fondamentale pour l'obtention de bons résultats d'usinage, traduits par la qualité des surfaces usinées. En présence de matériaux en contact (pièce- outil), les variations des paramètres du processus de coupe participent grandement à perturber ce critère. Les matériaux, dans le processus d'usinage, sont des éléments incontournables dans les études de la qualité et aussi dans la recherche de la stabilité d'usinage. Les matériaux des pièces mécaniques sont toujours fixés à la phase conception, alors que ceux des outils de coupe sont choisis à la phase réalisation. Le choix de ces derniers doit répondre aux fonctions objectives de fabrication qui peuvent être la qualité et la productivité.

Le travail proposé est composé de deux parties : L'une expérimentale et l'autre de simulation.

Dans l'étude, en expérimental, des niveaux vibratoires ont été établis par rapport à la stabilité du processus d'usinage, utilisant les outils en ARS et en carbure. En simulation, le travail a surtout développé l'étude de la stabilité d'usinage utilisant les matériaux d'outils ARS, carbure, céramique et diamant, en délimitant des zones de stabilité et d'instabilité des régimes de coupe composés des paramètres les plus influents qui sont la vitesse de coupe et la profondeur de passe.

Le travail, avec ses deux parties, est présenté en quatre chapitres. Le premier, exclusivement consacré à la recherche bibliographique, est destiné aux principes de la coupe et ses modèles mathématiques, les matériaux d'outils, les phénomènes induits (usure d'outil, vibrations d'usinage), la rigidité et la stabilité en usinage.

Le deuxième chapitre est, quant à lui, réservé à la présentation des données expérimentales et de simulation ainsi qu'à la présentation des méthodologies de résolution des régimes de coupe stables et instables.

Le troisième chapitre traite les résultats des expériences menées sur la stabilité et analyse les signaux vibratoires enregistrés avec établissement de niveaux vibratoires limites de stabilité/instabilité.

Enfin, le quatrième chapitre donne les limites de stabilité du processus de coupe avec des outils en céramique et en diamant et une approche d'optimisation des régimes de coupe stables/instables en fonction de la productivité et de la qualité avec variation des paramètres physiques de simulation qui sont les fréquences propres ω_n , les taux d'amortissements ξ et les raideurs k . Les résultats obtenus de simulation ont permis d'analyser l'influence des paramètres de coupe (N - fréquence de rotation et a_p - profondeur de passe) sur la stabilité et ses paramètres physiques.

En conclusion générale, les principaux résultats de ce travail sont dégagés ainsi que les perspectives de recherche à envisager et à entreprendre.

Chapitre I

Etude bibliographique (Etat de l'Art)

I.1 Principe de la coupe des métaux

L'usinage par enlèvement de matière se déroule, dans la majorité des cas, selon une configuration qui décrit un process ou processus de coupe (figure I.1) [1] :

Une lame d'outil, en matériau de coupe, orientée et convenablement positionnée géométriquement, pénètre dans une autre matière et enlève un copeau.

La lame d'outil, appelée aussi arête tranchante, constitue le principal élément dans la conception de la partie active, voire de l'outil de coupe. Les autres éléments de l'outil servent à l'enlèvement de la matière (matériau de coupe) et aussi à positionner et à fixer l'outil sur la machine. Ce dernier suit une trajectoire par rapport à la pièce à usiner, où les mouvements sont assurés par les éléments constitutifs de la machine-outil.

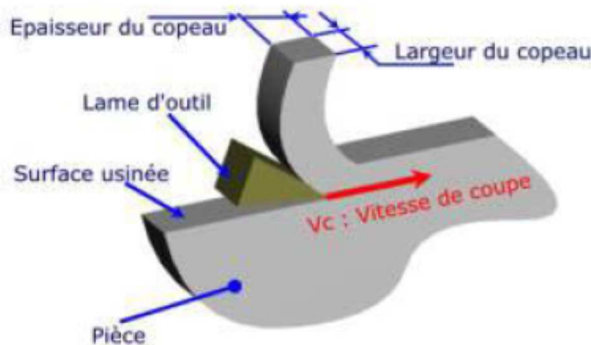


Figure I.1 : Configuration de la coupe

Un examen plus approfondi du mécanisme de la coupe ou process nous conduit à observer que celui-ci est réalisé par trois mouvements (figure I.2) :

- **Mouvement de pénétration « M_p »** : mouvement qui détermine l'épaisseur de la couche de métal à enlever à chaque opération d'usinage qui prend le nom de passe.
- **Mouvement de coupe « M_c »** : mouvement qui participe directement au détachement de la matière sous forme de **copeaux** pendant la **course de travail**.
- **Mouvement d'avance « M_a »** : mouvement qui a pour but de décaler latéralement une quantité de matière.

La combinaison des mouvements de coupe et d'avance donnent un mouvement résultant de coupe (figure I.2). Ainsi, à chaque cycle de combinaison des mouvements, une quantité

de matière, sous forme de copeau, est détachée, déterminant principalement la course élémentaire de travail de l'arête de coupe et par la suite longueur d'usinage de l'outil.

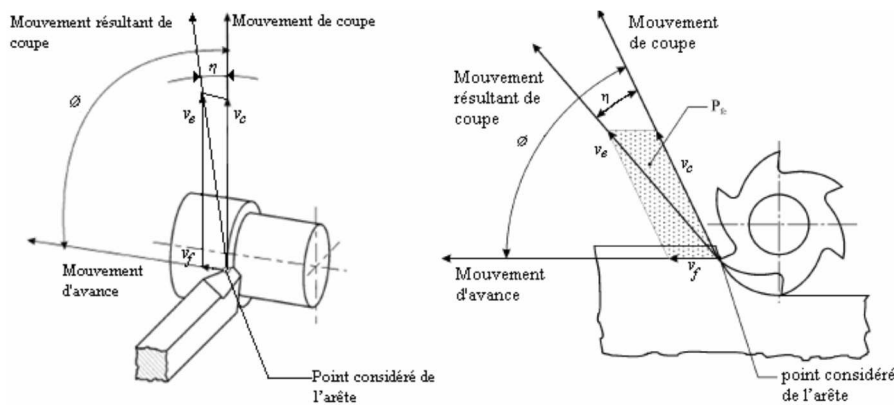


Figure I.2 : Les mouvements de coupe [2]

Les opérations d'usinage à réaliser et les méthodes de fabrication participent au choix de la machine-outil. Sa puissance influe sur les performances.

Pour obtenir les bonnes performances techniques et économiques d'usinage, associer ou séparés, c'est-à-dire un bon état de surface usinée, une rapidité de l'usinage, une usure modérée de l'outil, un cout avantageux d'usinage, ... etc, il faut régler les paramètres de coupe, comme le montre la figure suivante :

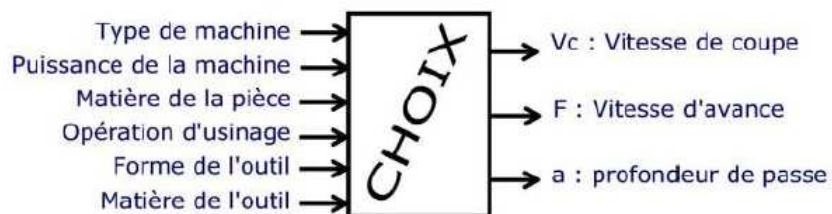


Figure I.3 : Le choix des paramètres de coupe optimaux [1]

En usinage, on peut distinguer des travaux :

* **Usinage en ébauche** : il consiste à enlever un maximum de matière en un minimum de temps, l'objectif est dans ce cas d'augmenter au maximum le débit de copeaux. Dans cet usinage, les efforts de coupe sont plus importants et la machine doit être suffisamment puissante, ainsi que les fixations des pièces et des outils.

* **Usinage en finition** : il consiste à obtenir une qualité de réalisation nettement plus élevée c'est-à-dire des surfaces et des cotes précises. Dans ce cas, les efforts de coupe sont plus faibles qu'en usinage d'ébauche et la puissance de la machine n'est pas nécessairement grande.

En plus des quantités de matières à enlever, la nature de la matière conditionne aussi les efforts de coupe et participe directement au choix de la puissance de la machine.

Tout comme la machine, l'outil de coupe, son matériau et sa géométrie doivent être judicieusement choisis pour obtenir les bonnes performances d'usinage. Le matériau de coupe est caractérisé par une usure et l'outil par une durée de vie.

Tous les critères énoncés sont intimement liés, ils doivent être optimisés à chaque situation d'usinage avec des objectifs technico-économiques à atteindre.

Après le choix de la machine et de l'outil, il est impératif de déterminer les principaux paramètres de coupe qui sont :

- la vitesse de coupe : **Vc**
- la vitesse d'avance : **f (ou Vf)**
- la profondeur de passe : **ap**

I.1.1 Les paramètres de coupe

Les paramètres de coupe sont, d'une part, des grandeurs qui caractérisent les déplacements de l'outil et de la pièce usinée (paramètres de coupe cinématiques) et, d'autre part, des valeurs de surépaisseurs d'usinage et de dimensions (paramètres de coupe géométriques) (Figure I.4) [3, 4].

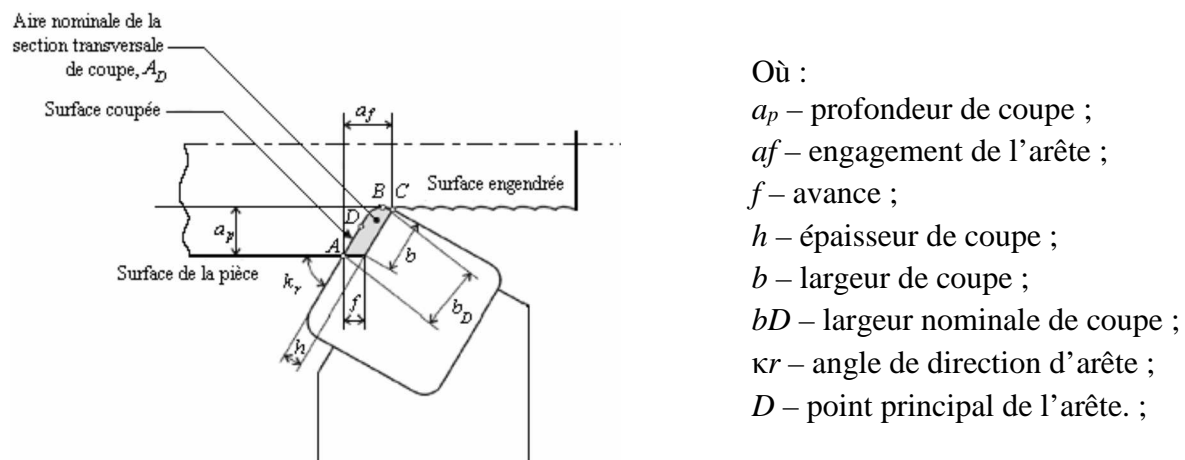


Figure I.4 : Dimensions de coupe dans le cas du tournage

La détermination des paramètres de coupe et leur optimisation a une grande importance dans la production industrielle. A titre d'exemple, des régimes réduits augmentent considérablement le temps d'exécution de la pièce à usiner et élèvent le prix de revient. Aussi, des régimes élevés ne sont pas avantageux non plus, parce que l'outil s'use rapidement, augmentant ainsi le prix de revient de la pièce.

I.1.1.1 Vitesse de coupe « V_c »

C'est le déplacement d'un point de l'arête tranchante de l'outil par rapport à la surface de coupe en une unité de temps [1].

La Vitesse linéaire d'un point en rotation est évaluée en parcours circonférentiel, c'est à dire en longueur de circonférence de la pièce parcourue. En désignant par D le diamètre du cercle décrit en millimètres (mm), par N la vitesse de rotation en tours par minute (tr/min) et par V_c la vitesse linéaire en mètre par minute (m/min), on aura :

$$V_c = \frac{\pi \cdot D \cdot N}{1000} \text{ (m/min)} \quad (\text{I.1})$$

I.1.1.1.1 Cas du tournage

En tournage, le mouvement de coupe anime principalement la pièce (pièce tournante), d'où est déduite la vitesse de coupe V_c , déterminant la vitesse de rotation de la pièce réglée sur la machine.

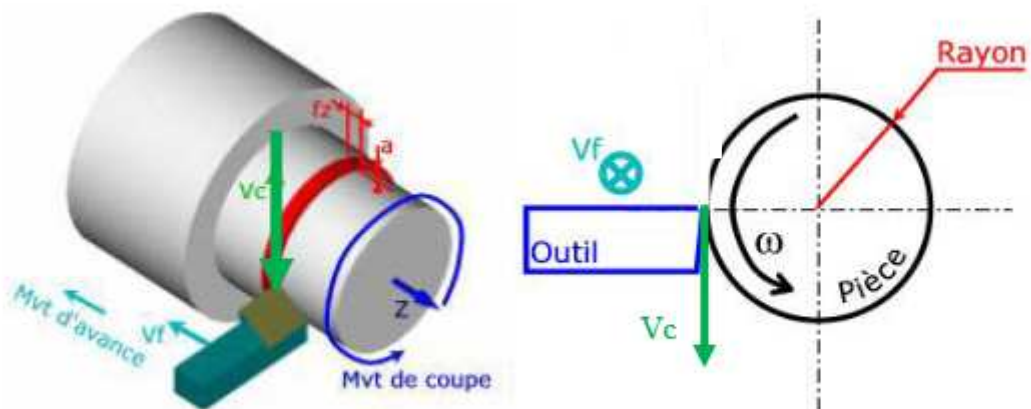


Figure I.5 : Vitesse de coupe en tournage

$$N = \frac{1000.V_c}{\pi.D} (tr/min) \quad (I.2)$$

Le diamètre « **D** » correspond à la position de la pointe de l'outil, ce qui engendre deux cas de figures :

- l'usinage parallèle à l'axe de la broche et la surface générée est un cylindre

D = diamètre du cylindre

- l'usinage perpendiculaire à l'axe de la broche et la surface générée est un plan

D = 2/3 diamètre maxi du plan

I.1.1.1.2 Cas du fraisage

En fraisage, le mouvement de coupe anime l'outil (fraise tournante). La même formulation du tournage est applicable au fraisage ; seulement, dans ce cas, le diamètre « **D** » correspond au diamètre de la fraise.

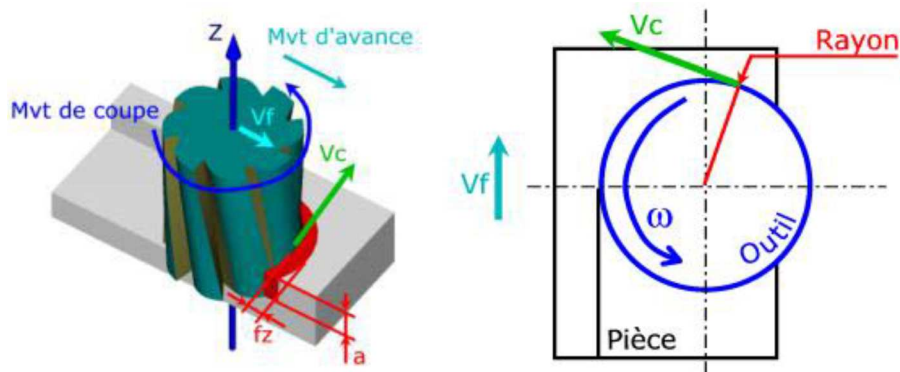


Figure I.6 : Vitesse de coupe en fraisage

I.1.1.2 La vitesse d'avance V_f et avance par tour f

La vitesse d'avance V_f , est une vitesse instantanée du mouvement d'avance du point considéré de l'arête de coupe par rapport à la pièce (figure I.7). Elle est exprimée soit en [mm/mn] soit en [mm/tour] [5].

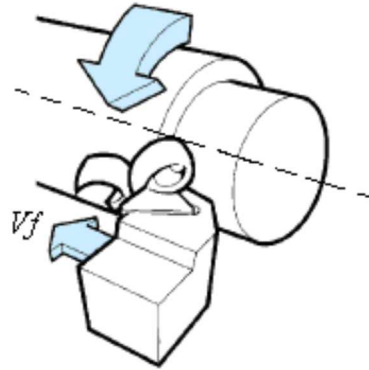


Figure I.7 : Vitesse d'avance V_f

L'avance notée f , correspond à la différence de déplacement de l'outil entre deux itérations ou deux révolutions. En tournage, il s'agit d'une révolution de la pièce (figure I.8); et en fraisage, il s'agit d'une révolution de l'outil, (figure I.9) [6]

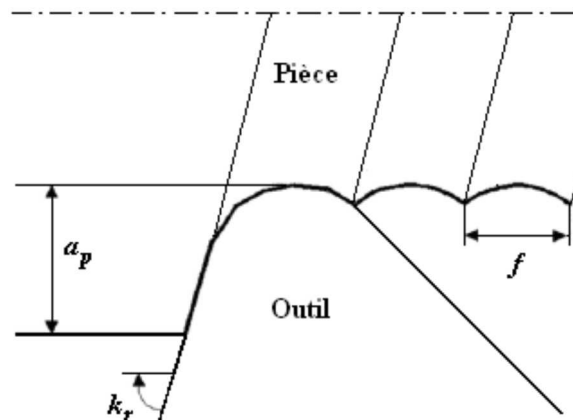


Figure I.8 : L'avance f dans le cas de tournage

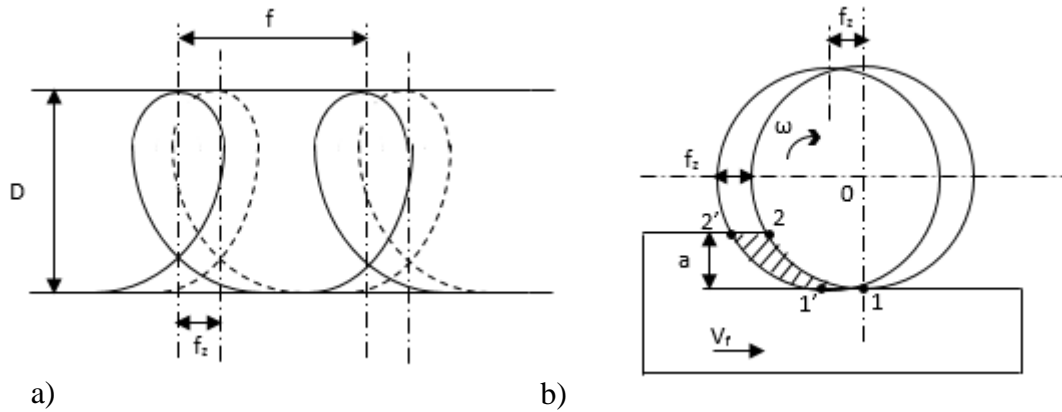


Figure I.9 : Avances et dimensions d'une couche de matière enlevée dans le cas du fraisage cylindrique. a) Trajectoire d'un point de l'arête d'une fraise cylindrique. b) Eléments de coupe et dimensions de la couche enlevée en fraisage cylindrique

I.1.1.3 La vitesse d'avance V_f en tournage et fraisage

Dans le cas du **tournage**, la vitesse d'avance V_f [mm/min] est donnée par la formule suivante :

$$V_f = f \times N \text{ [mm/min]}$$

f en mm correspond à la capacité de coupe de l'arête coupante pour une rotation de 1 tour de la pièce. En d'autre terme, c'est la distance que l'arête de coupe va parcourir à chaque tour de la pièce.

En **fraisage**, la vitesse d'avance V_f [mm/min] est égale à :

$$V_f = z \times f_z \times N \text{ [mm/min]}$$

Où z est le nombre de dents de la fraise, f_z en mm/(tr.dent) correspond à la distance que la dent va parcourir à chaque tour de la fraise.

NB : Sur une fraise, il peut y avoir plusieurs dents, donc plusieurs arêtes de coupe. On prend donc en compte le nombre de dents « z » dans la formulation de la vitesse d'avance.

I.1.1.4 Les types d'avances

On distingue trois sortes d'avance (Figure I. 10) :

a) **Avance longitudinale** : On appelle avance longitudinale le déplacement de l'outil parallèle à l'axe de l'ébauche.

c) **Avance transversale** : On appelle avance transversale le déplacement de l'outil perpendiculaire à l'axe de l'ébauche.

b) **Avance oblique** : On appelle avance oblique le déplacement de l'outil, sous un angle, par rapport à l'axe de l'ébauche.

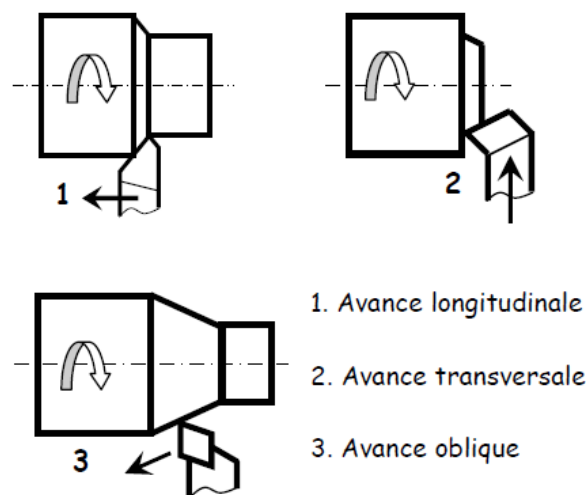


Figure I. 10 : Les types d'avances

L'avance peut être désignée par :

Avance par tour " f_{tr} "

Avance par battement " f_{bat} "

Avance par dent " f_z "

Avance par minute " f_{min} "

Elle s'exprime respectivement par :

— Millimètre par tour " mm/tr ", lors du tournage, fraisage, perçage,etc.

— Millimètre par battement " mm/bat ", lors du rabotage, mortaisage,etc.

— Millimètre par dent " $mm/dent$ ", lors du fraisage, brochage, ...etc.

— Millimètre par minute " mm/min ", dans tous les cas d'usinage.

L'avance représente une donnée clé pour la qualité de la surface usinée, elle influe non seulement sur l'épaisseur des copeaux, mais également sur la manière de leurs formations.

I.1.2 Profondeur de passe « a_p »

La profondeur de passe, notée a_p en [mm], correspond à la longueur de l'arête de coupe engagée dans la matière dans le cas de la coupe orthogonale, et à la différence entre le rayon de la pièce avant et après usinage, dans le cas du tournage. La profondeur de coupe est toujours mesurée perpendiculairement à la direction de l'avance et non pas suivant l'arête de l'outil (figure I.11) [5, 6 et 7].

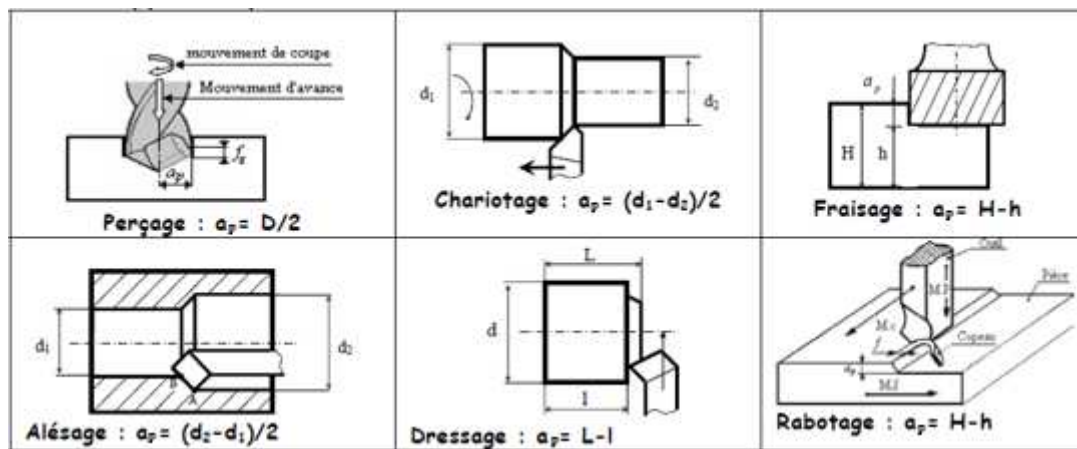


Figure I.11 : Profondeur de passe

I.2 Mise en forme par enlèvement de matière et configurations de coupe

La mise en forme par enlèvement de matière est un procédé de fabrication de pièce mécanique. Un outil de coupe enlève de la matière à une pièce dans le but de réaliser de nouvelles formes. Il existe différents types de configurations qui peuvent convenir très bien aux procédés d'usinages tels que le tournage, le fraisage, le perçage, etc [8].

I.2.1 Présentation de la coupe orthogonale

La coupe orthogonale est la configuration la plus simple pour usiner une pièce. Cette configuration est rarement employée à l'heure actuelle dans le monde industriel. La situation de coupe orthogonale se rencontre lorsque l'outil coupe la matière avec une seule arête de coupe et lorsque celle-ci est perpendiculaire à la vitesse d'avance (figure I.12).

Cette configuration est scientifiquement intéressante car elle permet d'isoler la formation du copeau sans introduire de phénomènes parasites tels qu'une variation de la vitesse de coupe, de la vitesse d'avance ou de la section du copeau, par exemple.

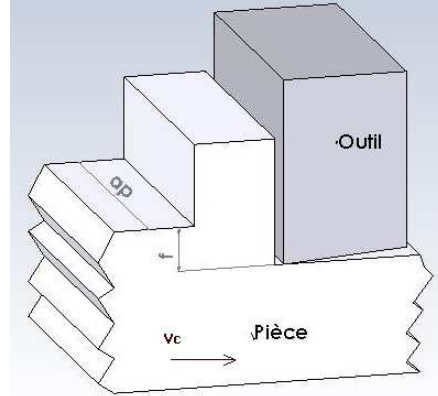


Figure I.12 : Coupe orthogonale

I.2.2 Présentation de la coupe oblique

Au contraire de la coupe orthogonale, la plupart des outils coupant ont un angle d'hélice. La coupe est dite oblique lorsque l'arête de l'outil n'est plus perpendiculaire à la direction de coupe définie par la vitesse de coupe (figure I.13). Dans ce cas, les efforts sont répartis suivant trois directions. Souvent dans les calculs de simulation, on considère des efforts de la 3^{ème} projection négligeables lors d'un usinage avec un fort engagement de l'outil dans la matière. Mais dans le cas d'un usinage de finition, où l'engagement est faible, ces efforts doivent être pris en compte dans les lois de coupe.

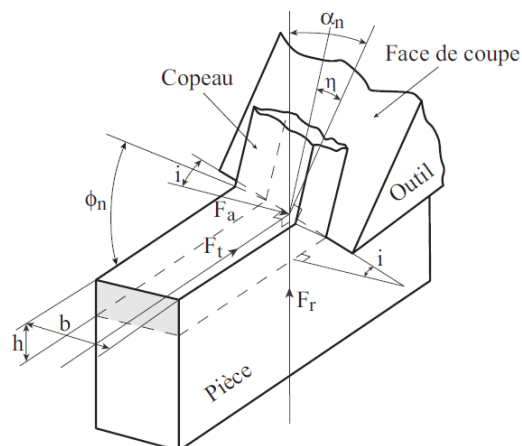


Figure I.13 : Coupe oblique.

***Paramètres de la coupe oblique**

Les différents paramètres inclus et examinés dans le modèle de coupe oblique sont issus des lois physiques du phénomène de coupe et de la géométrie d'outil.

Les principaux paramètres sont :

- L'épaisseur de coupe h et la largeur de coupe b forment la section coupée et, par conséquent, ne peuvent être ignorées.

- La vitesse de coupe V_C a peu d'influence et peut être négligée si elle varie peu. Toutefois, elle doit être prise en compte si la géométrie d'outil entraîne de faibles vitesses de coupe dans certaines zones (près de l'axe de rotation par exemple), car le phénomène de formation du copeau peut changer de manière significative.

- L'angle d'obliquité λ_s doit évidemment apparaître dans la loi de coupe oblique (cas des fraises hélicoïdales).

- L'angle de coupe γ est intéressant à étudier pour les cas où il varie le long de l'arête ou pour comparer des outils entre eux. De plus, la décomposition des efforts dans le repère lié à la face de coupe donne lieu à des composantes d'efforts physiquement interprétables.

- La longueur d'arête en prise pourrait être utilisée à la place de la largeur de coupe, mais la notion de section coupée disparaît, ou en complément à l'épaisseur de coupe pour caractériser l'action de l'arête elle-même (r_β).

I.3 Modélisation en usinage

I.3.1 Types de modèles de coupe

Devant la complexité des phénomènes engendrés lors de la coupe des matériaux, des approches différentes de modélisation ont vu le jour. Ces travaux ont débuté vers 1896 avec les travaux de ZVORRYKIN et après différentes évolutions, c'est en 1945 que les modèles analytiques purement géométriques apparaissent. Ensuite, ces modèles analytiques ont évolué avec une approche thermomécanique des phénomènes, et avec l'avènement de l'informatique, les modèles numériques se sont développés [9, 10].

I.3.2 Modélisation classique de la coupe orthogonale et formation de copeaux

La modélisation de la formation du copeau en conditions de coupe conventionnelles n'est pas obsolète vis à vis de l'évolution récente vers les grandes vitesses de coupe. L'intérêt de sa présentation dans ce contexte est que les modèles classiques sont avant tout des modèles géométriques. L'étude expérimentale a permis de formaliser les résultats constatés, d'un point de vue géométrique (plans cisaillement, zones de cisaillement). Les approches de l'évaluation des efforts de coupe proposées sont souvent uniquement géométriques ou empiriques.

Dans ce cas, l'arête de coupe est rectiligne, perpendiculaire au mouvement d'avance de l'outil, c'est-à-dire l'angle de direction d'arête $\kappa_r = 90^\circ$ et l'angle d'inclinaison d'arête $\lambda_s = 0^\circ$.

Comme il a été souligné auparavant, cette configuration de coupe n'a quasiment pas d'applications réelles. Mais elle présente des simplifications géométriques et cinématiques dans l'étude des phénomènes apparaissant lors de la coupe. Avec les conditions de coupe limitées à la vitesse de coupe et à l'avance par tour, une épaisseur du copeau faible par rapport à sa largeur et en exceptant les effets de bord (usinage d'une épaisseur de tube faible ou d'un épaulement de petite largeur), la coupe se modélise suivant des déformations planes. En régime stationnaire et à vitesse de coupe constante, il est donc possible de tracer une représentation plane de coupe [11, 12].

L'outil en avançant s'appuie sur le copeau en formation et provoque un cisaillement entre l'arête de l'outil et la surface brute de la pièce. Cette zone est le siège du cisaillement primaire qui assure la formation du copeau.

Les cisaillements secondaire et tertiaire apparaissent respectivement aux interfaces copeau / face d'attaque outil et pièce / face dépouille outil. Ces cisaillements sont dus à l'écoulement de la matière contre ces faces d'outil.

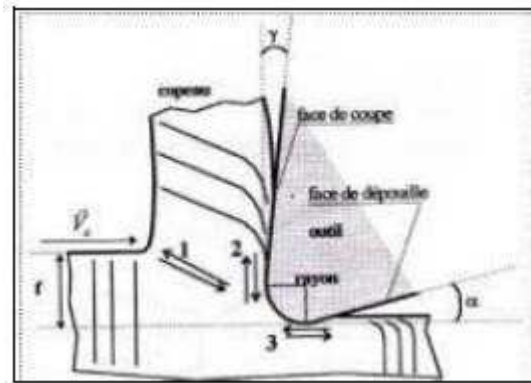


Figure I.14 : Définition des cisaillements primaire (1), secondaire (2), tertiaire (3) et zone morte (4) [13]

Ce mode d'enlèvement de matière, appelé "coupe classique" explique aussi la formation du copeau sur des machines-outils conventionnelles avec des outils en carbure et de faibles vitesses de coupe. L'existence de ces zones de cisaillement a été relevée par l'étude géométrique des copeaux.

En UGV, ou les vitesses de coupe sont élevées (entre 250 m/min et 1000 m/min) ; KOMANDURI et le CALVEZ, dans leur étude sur la formation des copeaux dentelés et discontinus, ont enregistré des changements de régime de cisaillement, accompagné d'une variation de la direction du plan de cisaillement. Dans la zone géométrique de cisaillement primaire se succèdent des zones de cisaillement fort, alternées avec des zones où il est plus faible, avec aussi une alternance en sollicitations et déformations des microstructures. Plus la vitesse de coupe augmente, plus la zone de cisaillement fort devient étroite. La variation des contraintes à l'intérieur du copeau est expliquée par des déformations très localisées (matière aplatie à l'avant de l'outil) et une instabilité plastique provoquant le cisaillement catastrophique.

La fréquence de formation du copeau aux vitesses élevées est beaucoup plus grande, de l'ordre de plusieurs kHz, que la fréquence de résonance de n'importe quel élément de la cellule d'usinage, généralement très inférieur à 1 kHz.

L'instabilité plastique impose une grande accumulation d'énergie calorifique, qui dépend des propriétés thermomécaniques du matériau. Aux grandes vitesses, la chaleur emmagasinée, due au taux de déformation élevé dans ces morceaux très étroits, n'a pas le temps de se dissiper. On se rapproche alors des conditions adiabatiques, sans transfert thermique entre la pièce et l'outil. Ainsi la formation du copeau en UGV est obtenue par un cisaillement dit "cisaillement adiabatique irréversible", issu d'une instabilité plastique pour certains et du frottement outil / copeau pour d'autres [9, 14].

I.3.2.1 Modélisation selon MERCHANT

Dans son modèle, MERCHANT utilise une formulation et une approche purement énergétique. Il se place dans le cadre des déformations planes à partir des hypothèses de la coupe orthogonale [15].

Il suppose que la formation du copeau se fait le long d'une ligne de cisaillement inclinée par rapport à la direction de la vitesse de coupe d'un angle ϕ (figure I.15). C'est la variation brutale de la direction de la vitesse qui est à l'origine de ce cisaillement.

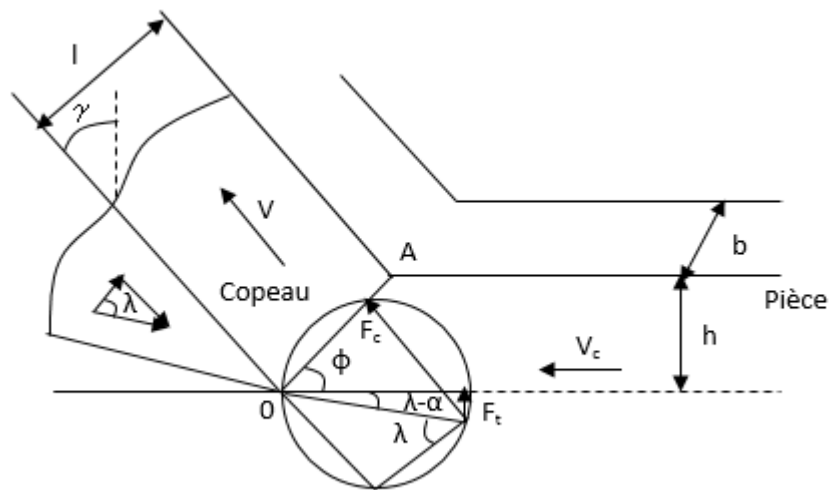


Figure I.15 : Modèle géométrique de Merchant

* Hypothèses de la théorie

- On se place dans le cadre de la coupe orthogonale (pour se ramener à un problème plan), régime stationnaire.
- Le rayon de bec de l'outil est nul.
- Le système machine-pièce-outil-porte outil est supposé parfaitement rigide.
- L'épaisseur du copeau est constante.
- La vitesse de coupe est choisie de façon à obtenir une formation du copeau sans zone morte.
- L'avance par tour est grande devant la dimension moyenne des cristaux.
- Le copeau se forme par glissement interne, suivant des "plans de glissement".
- Le matériau usiné a un comportement plastique parfait.

Ces hypothèses permettent à MERCHANT de définir les actions de coupe subies par le copeau et de déterminer l'angle de cisaillement ϕ

$$\operatorname{tg} \phi = \frac{h}{l} \cdot \frac{\cos \gamma}{1 - \frac{h}{l} \sin \gamma} \quad (\text{I.3})$$

Et le rapport de compression

$$C_h = \frac{h}{l} < 1$$

$$\text{d'où, } \operatorname{tg} \phi = \frac{C_f \cos \gamma_0}{1 - C_f \sin \gamma_0} \quad (\text{I.4})$$

Dans sa modélisation, Merchant n'a pas pris en compte la zone de dépouille et surtout l'arrondi de l'arête de coupe, il a supposé le matériau usiné parfaitement plastique. Ainsi, il a déterminé la contrainte de cisaillement dans la zone de cisaillement primaire :

$$\tau_{OA} = \frac{F_t}{S_c} = \frac{\text{Effort tangentiel dans le plan du cisaillement primaire}}{\text{Section cisailée}}$$

et la contrainte de compression, toujours dans la zone de cisaillement primaire :

$$\sigma = \tau_{OA} \cdot \operatorname{tg} (\phi + \lambda - \gamma) = \frac{F_c \sin(\phi + \lambda - \gamma) \cdot \sin(\phi)}{\cos(\lambda - \gamma) \cdot h \cdot l} \quad (\text{I.5})$$

$$\text{avec } \phi = \frac{1}{2}(C_1 + \gamma - \tau) \quad (\text{I.6})$$

L'effort de coupe et l'effort tangentiel s'expriment par :

$$F_c = \frac{2.OA.\tau_0.\cos(\lambda-\gamma).\sin(C_1)}{\cos(2\phi-C_1+\lambda-\gamma)-\cos(C_1-\lambda+\gamma)} \quad (I.7)$$

$$F_t = \frac{2.OA.\tau_0.\sin(\lambda-\gamma).\sin(C_1)}{\cos(2\phi-C_1+\lambda-\gamma)-\cos(C_1-\lambda+\gamma)} \quad (I.8)$$

Les limites de ce type de modèles, purement géométriques / mécaniques, ont été démontrées par GILORMINI, HILL et BOOTHROYD. Les limites consistent à la non prise en charge de la température, de la vitesse de déformation, de la sensibilité de la contrainte d'écoulement à l'écroutissage. GILORMINI a tenu compte d'une zone de cisaillement secondaire dans laquelle le contact entre le copeau et l'outil est collant et, où le profil de vitesse dans le copeau croît linéairement dans l'épaisseur du cisaillement secondaire [9].

I.3.2.2 Modélisation selon P. GILORMINI

Le modèle de GILORMINI considère la zone de cisaillement secondaire rectangulaire, le contact entre copeau et outil collant, une croissance linéaire du profil de vitesse dans le copeau le long de l'épaisseur de cisaillement secondaire et uniforme sur le reste du copeau.

Dans la zone de cisaillement primaire, la contrainte d'écoulement est définie par :

$$\sigma_{OA} = \frac{\rho.s}{\varepsilon_{OA}} \cdot (T_{OA} - T_0) \quad (I.9)$$

La déformation et la vitesse de déformation subies par un élément de matière ayant traversé la zone de cisaillement primaire :

$$\tilde{\varepsilon}_{OA} = \frac{V_c.\cos\gamma + V.\sin(\phi-\gamma)}{\sqrt{3}.V_c.\sin\phi} \quad (I.10)$$

$$\dot{\tilde{\varepsilon}}_{OA} = \frac{V_c.\cos\gamma + V.\sin(\phi-\gamma)}{h} \quad (I.11)$$

$$\text{avec } \phi = \text{artg} \left(\frac{\cos\gamma}{\frac{V_c}{V} - \sin\gamma} \right) \quad (I.12)$$

Dans la zone de cisaillement secondaire, GILORMINI propose une autre description de l'échauffement. Sur l'épaisseur du copeau, le profil de température est formé de deux paraboles inversées.

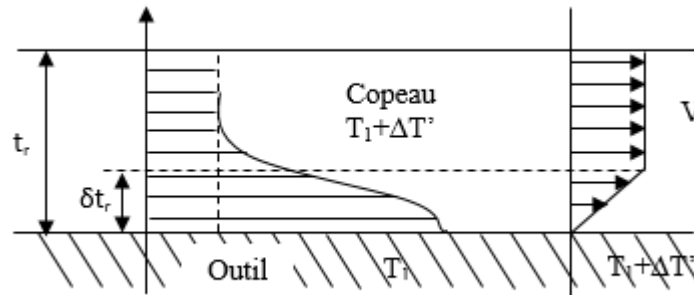


Figure I.16 : Température et vitesse dans le copeau

La température moyenne à l'interface outil-copeau T_{AB} est :

$$T_{AB} = T_{OA} + g(C_a) \cdot \frac{1}{6} \cdot \frac{\sigma_{AB}}{\beta_t} \cdot \sqrt{1_c \cdot V} \quad (I.13)$$

Et les efforts de coupe et tangentiels sont alors :

$$F_c = \frac{W_t}{V_c} = \frac{\text{Puissance totale dissipée}}{\text{Vitesse de coupe}} \quad (I.14)$$

$$F_t = \frac{1}{\cos \alpha} \left(\frac{\sqrt{3}}{4} \cdot \sigma_{AB} \cdot l \cdot b - F_c \cdot \sin \alpha \right) \quad (I.15)$$

I.3.2.3 Modélisation selon E.H LEE et B.W SHAFFER

LEE et SHAFFER ont développé un modèle de coupe en utilisant l'hypothèse d'un comportement plastique parfait pour le matériau et la méthode des lignes de glissement [16]. Un champ de lignes de glissement homogène OAB est utilisé.

Dans ce champ, la ligne OA est une ligne de cisaillement, la ligne AB n'est pas chargée et la ligne OB est le segment de contact entre le copeau et l'outil.

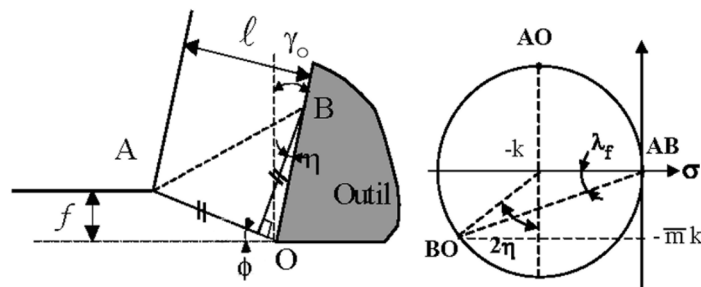


Figure I.17 : Modèle de LEE et SHAFFER

Les sollicitations appliquées aux lignes de glissement impliquent que la ligne OB est le siège d'un frottement de TRESCA d'angle λf . Il détermine géométriquement l'angle de

cisaillement ϕ à partir de l'angle $O\hat{A}B$ fixé à $\pi/4$ et du paramètre η calculé à partir du cercle de MOHR en B (figure I.17).

A partir de la relation : $\eta = \pi/4 - \lambda_f$ le coefficient de TRESCA est déduit et doit être compris entre 0 et 1. λ_f doit donc être compris entre 0 et $\pi/4$.

Le diagramme des efforts donne l'effort de coupe F_c et le diagramme des vitesses fournit l'épaisseur du copeau l .

Enfin, la longueur de contact Y est déduite des considérations géométriques. Ce modèle ne permet pas de prolonger l'étude du champ de contraintes aux zones rigides, si ce n'est dans le cas où $\gamma_0 \leq \lambda_f$.

D'autres modèles plus complexes, élaborés aussi à partir des lignes de glissement tels que ceux de KUDO (copeau droit et copeau courbé) ou (copeau courbé), proposent des solutions intéressantes, mais ces modèles ne sont pas représentatifs des configurations réelles d'usinage.

GILORMINI a réalisé une étude comparative qui montre que leur domaine de validité est très restreint [17]. Il montre que le modèle de MERCHANT sous-estime aussi les efforts de coupe et l'épaisseur du copeau quel que soit le module de TRESCA et que le modèle de KUDO sous-estime l'épaisseur du copeau. Les longueurs de contact entre le copeau et la face de coupe, pour tous ces modèles, sont très éloignées des valeurs expérimentales. Cependant, le modèle de LEE et SHAFFER semble donner de meilleurs résultats et a l'avantage d'être simple à mettre en œuvre.

La plupart des modèles de coupe développés établissent des relations entre l'angle de frottement, la longueur de contact sur la face de coupe, l'épaisseur du copeau ou encore l'angle de cisaillement primaire et la vitesse de coupe. Ces approches considèrent le comportement du matériau du type plastique parfait. Alors qu'en réalité, il se rapproche du comportement type thermo-visco-plastique écrouissable. La modélisation doit donc s'orienter vers la modélisation thermomécanique pour intégrer l'ensemble des phénomènes présents dans le processus de coupe en tenant compte des effets thermiques et rhéologiques du matériau aux grandes déformations, aux vitesses de déformation ...Etc.

I.3.2.4 Modélisation selon P. ALBRECHT

Les observations du processus de coupe et de la déformation du copeau ont évolué, en plus du mécanisme de cisaillement établi, un phénomène de refoulement de la matière à la pointe de l'outil est observé.

ALBRECHT propose une théorie basée sur ces observations [18] en considérant alors le fait que les outils présentent toujours une certaine sensibilité. Celle-ci peut provenir soit de l'usure de l'outil due aux attaques abrasives du copeau, soit de sa géométrie naturelle due à l'affûtage et à sa conception. Considérant cette sensibilité due à l'usure, ALBRECHT a établi expérimentalement une relation liant le rayon de la pointe de l'outil R à l'angle de taillant β .

Selon ALBRECHT, la partie de métal située le long de AB est refoulée par l'outil dans le copeau alors que la partie située le long de BC est refoulée dans la pièce. Ainsi, il a pu identifier séparément les efforts liés à la face de coupe et à la face de dépouille principale (figure I.18).

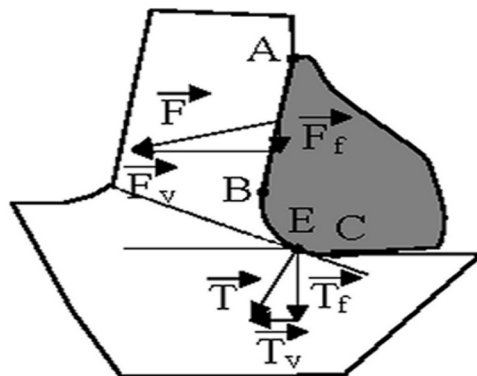


Figure I.18 : Inventaire des efforts de coupe selon ALBRECHT

Il a émis l'hypothèse que la direction de la force T n'est pas affectée lorsque la profondeur de passe est augmentée car la quantité de métal à refouler est la même. Il montre alors que la force T appliquée à la base de l'outil n'est pas négligeable. Cette théorie a le mérite de donner une méthode de calcul de T pour les grandes avances, et introduit le concept de la sensibilité de l'arête de coupe des outils.

Les travaux scientifiques sur le processus de coupe nécessitent une description tridimensionnelle [19] pour mieux analyser l'influence de rayon de bec et l'arrondi de l'arête de coupe.

I.3.2.5 Modélisation selon P.L.B OXLEY

Comme il a été déjà relaté, le modèle purement mécanique de Merchant considère le comportement du matériau parfaitement plastique. Il ne prend pas en compte la déformation et la température.

OXLEY a considéré un comportement thermo-viscoplastique du matériau [20] en exprimant la contrainte d'écoulement le long de la zone de cisaillement primaire par :

$$\sigma_{OA} = \frac{(T_{OA} - T_0) \rho \cdot s}{1,4 \cdot (1 - \beta) \cdot \varepsilon_{OA}} \quad (I.16)$$

La déformation et la vitesse de déformation subies par un élément de matière ayant traversé la zone de cisaillement primaire par :

$$\varepsilon_{OA} = \frac{\cos \gamma}{2 \cdot \sqrt{3} \cdot \sin \phi \cdot \cos(\phi - \gamma)} \quad (I.17)$$

$$\dot{\varepsilon} = \frac{C \cdot V_c \cdot \sin \phi \cdot \cos \gamma}{\sqrt{3} \cdot h \cdot \cos(\phi - \gamma)} \quad (I.18)$$

Pour un copeau en équilibre, l'angle ϕ est obtenu par l'égalité entre les efforts appliqués sur les zones de cisaillement primaire et secondaire. La contrainte d'écoulement le long de la zone de cisaillement secondaire s'exprime alors :

$$\sigma_{AB} = \frac{(T_{AB} - T_{OA}) \cdot \sqrt{3} \cdot \rho \cdot s \cdot t_r \cdot 10^6}{\psi \cdot 10^4 \cdot I_c} \quad (I.19)$$

$$\text{avec } A = 0,06 - 0,195 \cdot \delta \cdot \sqrt{\frac{\rho \cdot s \cdot V_c \cdot h \cdot t_r}{k \cdot l}} + 0,5 \cdot \log \left(\frac{\rho \cdot s \cdot V_c \cdot h \cdot t_r}{K \cdot l} \right) \quad (I.20)$$

Les efforts de coupe et tangentiel s'expriment par :

$$F_c = R \cdot \cos(\lambda - \alpha) \quad (I.21)$$

$$F_t = R \cdot \sin(\lambda - \alpha) \quad (I.22)$$

$$\text{avec } R : \text{résultante d'efforts} = \frac{F_s}{\cos \theta} = \frac{\sigma_{OA}}{\sqrt{3}} \cdot b \cdot h \cdot \frac{1}{\sin \phi \cdot \cos \theta} \quad (I.23)$$

I.3.2.6 Modélisation selon A. MOLINARI

MOLINARI *et al*, s'attachent à modéliser le processus de formation du copeau en coupe orthogonale, dans le cas stationnaire [21].

La zone de cisaillement primaire est assimilée à une bande d'épaisseur uniforme et la déformation dans le copeau est supposée adiabatique et limitée à cette bande. La sollicitation dans le cisaillement secondaire est due au frottement, défini par une loi dépendante de la température, à l'interface outil/copeau. Cependant, l'écoulement de la matière au voisinage de la pointe de l'outil et dans le cisaillement secondaire n'est pas considéré. Le matériau usiné est considéré isotrope et son comportement rigide-plastique. Un modèle qui permet de déterminer la distribution de la température à l'interface outil-copeau est aussi proposé. Dans ces mêmes travaux une évolution de la répartition de pression le long de la face de coupe est donnée. Finalement, pour un matériau et un outil donnés, le modèle permet de déterminer les efforts de coupe exercés sur l'outil donnant ainsi la puissance nécessaire à la coupe, ainsi que la distribution de la température à l'interface outil-copeau [22].

Il est décrit par les relations suivantes :

$$* \tilde{\tau} = \mu (\gamma + \gamma_p)^n \dot{\gamma}^m \tilde{\theta}^v \quad (\text{I.24})$$

ou $\tilde{\tau}$ – contrainte de cisaillement

γ_p – préformation

$\tilde{\theta}$ – température absolue

γ et $\dot{\gamma}$ – couche et vitesse de cisaillement

μ – constante des caractéristiques du matériau

v – coefficient de ramollissement thermique

m – exposant de sensibilité de la vitesse de déformation

n – coefficient d'écrouissage

$$* \frac{\partial \tilde{\tau}}{\partial \tilde{y}} = \rho \left(\frac{\partial \tilde{x}}{\partial \tilde{t}} + \dot{\gamma} V_N \right) \quad (\text{I.25})$$

ou ρ – densité du matériau

$$* \rho c \left(\frac{\partial \bar{\theta}}{\partial t} + \frac{d\bar{\theta}}{dy} V_N \right) = \beta \tilde{\tau} \dot{\gamma} + k \frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial y^2} \quad (\text{I.26})$$

ou c – capacité calorifique

k – conductivité thermique

β – coefficient Taylor – Quinney (transformation de déformation plastique en chaleur)

$$* F_s = \frac{f t_1}{\sin \phi} \tilde{\tau}_1 = f t_1 \left(\frac{\tau_0 \tilde{\tau}_r}{\sin \phi} + \rho V^2 \frac{\cos \alpha}{\cos(\phi - \alpha)} \right) = f t_1 \frac{\tau_0 \tilde{\tau}_r}{\sin \phi} + F_m \quad (\text{I.27})$$

avec $F_m = f t_1 \rho V^2 \frac{\cos \alpha}{\cos(\phi - \alpha)}$ (I.28)

ou F_s – force de cisaillement le long de la zone de cisaillement

F_m – force d'inertie (chargement en copeau)

t_1 – profondeur de coupe

b – largeur de coupe

I.3.2.7 Modélisation selon DARGNAT

Dans sa modélisation analytique du perçage, modélisation de prévision des actions mécanique et thermique, Frédéric DARGNAT a mis en place une modélisation dissociant les phénomènes de coupe avec deux parties de calculs : L'une, utilisant l'âme du foret et l'autre, les arêtes de coupe. Cette modélisation géométrique permet, tout d'abord, de déterminer les angles d'outil en chaque point des arêtes du foret qui sont issus de l'enveloppe du volume balayé par la meule de finition lors de la fabrication du foret (modélisations géométriques directe et inverses). Les différences géométriques déterminées le long d'une arête de coupe décrivent parfaitement les déformations subies par la matière dans ses trois zones (cisaillements primaire et secondaire et de dépouille). Les hypothèses de calculs sont ceux de MERCHANT (1945), d'OXLEY (1988). Pour l'âme du foret, le modèle de DARGNAT recrée les trajets de la matière observés sur les surfaces de la pointe du foret en utilisant l'expression de la déformation équivalente locale. A partir de la reconstitution des trajectoires d'écoulement de la matière, les champs des déformations et les vitesses de déformation ont pu être construits et les efforts sont déduits par intégration des contraintes [23].

I.4 Les modèles numériques

Les paragraphes précédents montrent les difficultés inhérentes à la résolution explicite des modèles analytiques. Face à de telles difficultés, les méthodes de résolutions numériques sont alors privilégiées. De nombreuses méthodes de résolution et de simulation numérique ont été développées durant ces vingt dernières années pour être appliquées aux différents types de coupe (orthogonale/oblique). Le type de discrétisation utilisée (différences finies, éléments finis, volumes finis) et surtout le type de formulation retenue (Lagrangienne, Eulérienne, Eulero-Lagrangienne) permet de différencier ces méthodes.

I.4.1 Différences finies

La méthode des différences finies a été appliquée par GILORMINI à la coupe orthogonale pour mieux appréhender les phénomènes de coupe [17]. Les outils numériques discrets permettent de détailler l'écoulement du copeau, les répartitions des contraintes et les températures de coupe. Malheureusement, les coûts en temps de calculs sont prohibitifs pour mener des études paramétriques. La nécessité de connaître une géométrie initiale du copeau et de donner des conditions de contact à l'interface outil/copeau, constitue l'inconvénient majeur de cette méthode. Par ailleurs, le calcul des contraintes n'est pas toujours très réaliste puisque bien souvent, la condition de contrainte nulle aux surfaces libres n'est pas respectée.

I.4.2 Formulation Eulérienne-Lagrangienne

Depuis quelques années, de nouvelles formulations ont vu le jour afin de répondre simultanément à des problèmes de mécanique des solides et des fluides. Chaque formulation a ses avantages et ses inconvénients, d'où l'apparition d'une formulation mixte.

La formulation Lagrangienne gère parfaitement les problèmes liés aux surfaces libres et aux contacts. Elle permet de simuler aussi bien les phénomènes transitoires que les régimes établis. Par contre, dans les problèmes liés aux grandes déformations, les distorsions du maillage provoquent de sérieuses difficultés numériques, qui sont surmontées bien souvent au détriment de la précision de calcul. La formulation Eulérienne quant à elle, a beaucoup de difficultés à simuler le régime transitoire et gère difficilement les problèmes de contact, mais s'affranchit des distorsions dans les maillages. Elle peut donc aisément simuler les grandes déformations.

L'approche A.L.E (Arbitraire Lagrangienne Eulérienne) permet d'utiliser, au mieux, les avantages des deux approches.

DONEA a initié cette approche et proposa un modèle pour simuler le contact entre structure et fluide à partir d'une formulation A.L.E [24]. Plus tard, JOYOT utilise dans son travail de thèse cette approche pour l'appliquer à la coupe orthogonale [25]. Cependant les résultats obtenus sont très contradictoires, notamment en ce qui concerne les efforts de coupe. Les efforts de coupe issus de cette modélisation sont des fonctions croissantes de la vitesse de coupe, or expérimentalement ce n'est pas toujours le cas.

I.4.3 Éléments finis :

Depuis une quarantaine d'année, la méthode des éléments finis est très largement utilisée, notamment dans la coupe. Dans ce domaine TAY *et Al.* a beaucoup apporté à la modélisation des distributions de température dans le copeau et dans l'outil grâce aux éléments finis. Il a d'ailleurs proposé une méthode pour calculer la cartographie des températures dans la coupe à partir des seules données expérimentales que sont l'effort de coupe, l'angle de coupe et l'angle de cisaillement [26].

LIN *et al.* ont utilisé les éléments finis pour proposer une modélisation thermo-élasto-plastique de la coupe orthogonale. Ils déduisent les déformations, les vitesses de déformation, les contraintes et les températures en chaque noeud des éléments [27]. Le fait de supposer, une fois de plus, que la géométrie du copeau soit connue initialement constitue l'inconvénient majeur de ce modèle.

Plus récemment FOURMENT *et al.* Proposent une simulation de la coupe orthogonale avec la méthode des éléments finis en formulation Lagrangienne et avec un remaillage automatique. Cette technique permet de simuler la déformation de la matière jusqu'à ce que l'état stationnaire soit atteint [28].

KOMVOPOULOS *et al.* ont utilisé les éléments finis pour étudier l'influence du brise copeau sur la déformation du copeau et donc sur les répartitions des températures ou des contraintes dans le copeau [29]. Ils montrent que la brise copeau entraîne une distorsion significative des contraintes présentes à l'interface outil/copeau, qu'il accroît l'amplitude de l'effort de coupe et de la longueur de contact sur la face de coupe et favorise la formation de copeau adhérent. SHIH, à l'aide d'un programme de simulation par la méthode des éléments

finis pour les grandes déformations, a étudié l'influence de l'angle de coupe sur les contraintes, les déformations, les températures et même les contraintes résiduelles générées lors du passage de l'outil sur la pièce [30]. L'évolution du coefficient de frottement entre la face de coupe et le copeau est contradictoire ; il est décroissant quand les angles de coupe deviennent négatifs. Il explique ce résultat par le fait que la longueur de contact augmente avec les angles négatifs et que la proportion des efforts générés par le frottement diminue. Son explication ne tient pas compte du fait que les pressions spécifiques, dans le cas de la coupe négative, appliquées sur la face de coupe sont plus importantes et accentuent les effets du frottement.

LESOURD *et al.* ont utilisé un code d'éléments finis (ABAQUS) pour simuler la coupe orthogonale assistée par laser. Ils simulent et mettent en évidence, suivant les paramètres de coupe, la présence d'un copeau continu ou fragmenté. Il n'est pas nécessaire, pour lancer la simulation, de connaître la géométrie initiale du copeau. Ils montrent surtout l'intérêt d'utiliser le laser pour adoucir le matériau en amont de la zone usinée [31].

Assez récemment, des logiciels propriétaires tels que *Third Wave Systems AdvantEdge*, *Insis* ou encore *ABAQUS Explicit* fournissent des possibilités de simulation des procédés d'usinage pour lesquels un code éléments finis peut s'adapter correctement. Ces codes de simulation incluent des possibilités de remaillage adaptatif pour l'intégration de l'influence du rayon de bec de l'outil, la description de la zone de cisaillement secondaire, le chargement thermomécanique appliqué au copeau, la notion de contact déformable pour l'interaction outil-pièce, et l'analyse thermique transitoire. Une large panoplie de matériaux est disponible (fonte, acier, alliages pour l'aérospatial, matériaux composites, etc.). La dynamique de la machine-outil est prise en compte. Ce type d'outil peut donc convenir à la validation de conditions de coupe, dans le cas où ces conditions ne sortent pas du domaine dans lequel le code a été validé, mais semble être difficile à utiliser dans le cas de développement d'une modélisation [32].

I.5 Matériaux d'outils [33]

Le processus d'usinage, par enlèvement de matière, est réalisé par un système composé des éléments suivants :

Machine-outil, dispositif de fixation de pièce, outil de coupe et pièce, il est appelé communément MODOP. Toute étude de rigidité, de stabilité et de vibrations doit prendre en compte les caractéristiques intrinsèques de chaque élément et celles de l'ensemble. Justement l'étude de la stabilité du processus d'usinage, développée dans les chapitres qui suivent par le choix des paramètres optimaux de coupe, en tient compte. Parmi les éléments, il y a l'outil de coupe, caractérisé par une géométrie et des propriétés de matériau de coupe. Le matériau d'outil de coupe doit combiner trois caractéristiques principales, soit :

- * la résistance à l'usure qui permet à l'outil de conserver longtemps la géométrie de coupe, surtout celle de son arête. Plusieurs types d'usure existent dans les opérations d'usinage, ils seront présentés juste après la présentation des matériaux de coupe.
- * la tenacité qui permet d'absorber les différents chocs, mécaniques et/ou thermiques cette caractéristique est très importante en coupe interrompue.
- * la résistance thermique ou conservation de la dureté aux températures élevées. Puisque la température, dans le processus d'usinage, dépend principalement de la vitesse de coupe. Les matériaux de coupe élaborés jusqu'à nos jours sont présentés ci-après, avec leurs caractéristiques intrinsèques et surtout leurs performances à la coupe.

I.5.1 Aciers à outils au carbone

Ils contiennent 0.6 à 1.4 % de carbone, leur dureté après un traitement thermique atteint 58 à 64 HRC, leur résistance à chaud varie entre 200 et 250°C, vitesse de coupe permise 5 à 15m/min.

I.5.2 Aciers alliés

Ces aciers reprennent la composition des aciers à outils au carbone plus un élément d'addition (Mo, Cr, Co, W, V, Si, etc.). Les résultats obtenus sont :

- HRC entre 62 et 65.
- Résistance à chaud 300°C.
- Vitesse de coupe : 6 à 21m/min.

Cet acier a obtenu le nom d'acier rapide il est classé en trois catégories :

- **Acier rapide ordinaire (ARO)** : contient 14 à 16% W, résistance à chaud ≤ 400 .
- **Acier rapide supérieur (ARS)** : contient 17 à 19% W, résistance à chaud ≤ 500 .
- **Acier rapide extra supérieur (ARES)** : contient 19 à 21% W + 5 à 15 de Co + 4 à 5% de Cr, résistance à chaud ≤ 550 .

I.5.3 Carbures métalliques

Ils contiennent du carbone + un élément d'addition (W, Ti, Ta, Bo), à la différence qu'ils sont obtenus par frettage (température + pression). Les plus employés ont :

- Résistance à chaud 1000°C
- Vitesse de coupe 80 à 200 m/min.

Ils sont classés en trois catégories :

Mono-carbures : carbone + un métal dur, ils sont destinés à l'usinage des aciers et sont codés par la norme ISO : P.

Bicarbures : carbone + deux éléments d'addition, ils sont destinés à l'usinage des aciers inoxydables et sont codés par la norme ISO : M.

Tri-carbures et plus : carbone + trois éléments d'addition, ils sont destinés à l'usinage des fontes et sont codés par la norme ISO : K.

I.5.4 Les Ferro-Titanes [34]

Ces alliages sont à base de carbures de titane avec additions de carbures de vanadium ou de chrome, le liant utilisé est à structure ferritique stable, sans transformation $\alpha - \gamma$ à la chauffe.

- HRA jusqu'à 90
- Résistance à chaud : 1000 C °
- Vitesse de coupe : 60 à 200 m/min

I.5.5 Les céramiques

Ils proviennent des minéraux naturels dont on extrait l'oxyde d'alumine (Al_2O_3) pur à 99.99%, après une cuisson et une pression on obtient la céramique de coupe. Ils présentent les caractéristiques suivantes :

- HRA 75 à 89.
- Résistance à chaud 1200°C.
- Vitesse de coupe supérieure à 200 m/min.

Ils présentent l'avantage d'être moins coûteux que les carbures, et ont une résistance à chaud plus élevé.

I.5.6 Les diamants artificiels

Matériaux poly-cristallins, constitués de carbone et de métaux, ils présentent les caractéristiques suivantes :

- HV10 jusqu'à 7000.
- Résistance à chaud 1500°C.
- Vitesse de coupe 2300 m/min.

I.5.7 Le nitrure de bore cubique CBN

C'est le matériau le plus résistant après le diamant, il affiche les caractéristiques suivantes :

- HV10 de l'ordre de 6000.
- Résistance à chaud 1600°C.
- Vitesse de coupe : plus de 2000 m/min. il est surtout employé en usinage à très grande vitesse (UTGV).

I.6 Usure des outils de coupe

I.6.1 Les principaux modes d'usure des outils de coupe

Les différents modes d'usure sont : l'usure par adhésion, l'usure par abrasion, l'usure par diffusion et l'usure par fatigue. L'usure par déformation plastique peut être assimilée à l'usure par abrasion.

I.6.1.1 Usure par abrasion

L'abrasion est le mode d'usure le plus répandu dans le domaine industriel et en particulier en usinage. L'action des aspérités des corps en contact se fait par déformation plastique ou par micro-coupe. L'abrasion se caractérise par la présence de rayures, de griffures, d'arrachements de petites particules, de polissage, etc... Ces endommagements sont souvent observables sur le matériau le plus tendre. Ils peuvent aussi être observés sur les surfaces de matériau dur par les faits d'inclusions dures dans le corps tendre ou de particules dures issues du matériau dur.

I.6.1.2 Usure par adhésion

L'usure par adhésion constitue le deuxième mode de dégradation rencontré en usinage. Sous l'effet de la déformation et des effets de micro-coupe, présentés dans le cas de l'abrasion, de nouvelles surfaces en contact se forment et ces surfaces sont très réactives. L'adhésion est favorisée par des températures localement très élevées (températures flash) induites par le contact répété entre les aspérités. L'arête rapportée, généralement observée dans le cas de l'usinage des matériaux écrouis-sables, tels les carbures, à faible vitesse de coupe, est une forme d'usure par adhésion. Ce mode d'usure a été observé par Han [35] lors de l'usinage des aciers 100Cr6 (AISI 52100), C45 (AISI 1045) et 42CrMo4 (AISI 4140) avec un outil en WC-Co.

I.6.1.3 Usure par diffusion

La diffusion est un mécanisme de solubilité et de migration des atomes d'un corps à l'autre. Ce mécanisme peut être constaté entre les composants de la matière usinée et ceux de l'outil. La diffusion apparaît aux grandes vitesses de coupe et dans le cas où la température de l'outil de coupe est très élevée [36]. La compréhension du mécanisme de l'usure par diffusion en usinage, présente des difficultés liées surtout à l'obligation d'observations rapprochées pré, post et durant usinages.

Des travaux restent à faire pour la mise en évidence et la compréhension des mécanismes de diffusion.

I.6.1.4 Usure par fatigue thermomécanique

Le phénomène de fatigue est généralement dû à des sollicitations combinées : mécanique et thermique. La fatigue thermique est due à la variation périodique de la température de l'outil. Dans ces conditions, les contraintes créées par les gradients thermiques entre la couche superficielle et celles sous-jacentes, provoquent des fissurations et des écaillages. La fatigue mécanique est, quant à elle, due aux vibrations, au frottement, et à la sollicitation alternée de l'outil en compression et en traction.

En usinage, la température est présente dans tous les modes de dégradation. Pour cette raison, une cartographie des modes d'usure en fonction de la température a été établie par Opitz et König elle est illustrée sur la figure I.19. Selon ce schéma, les modes d'usure observés à toute température sont l'adhésion et l'abrasion. L'abrasion induisant des volumes de matière enlevée plus importants que l'adhésion aux faibles températures ; la tendance est inversée aux températures moyennes. Aux hautes températures apparaissent l'usure par fatigue ou affaiblissement plastique et la diffusion [37].

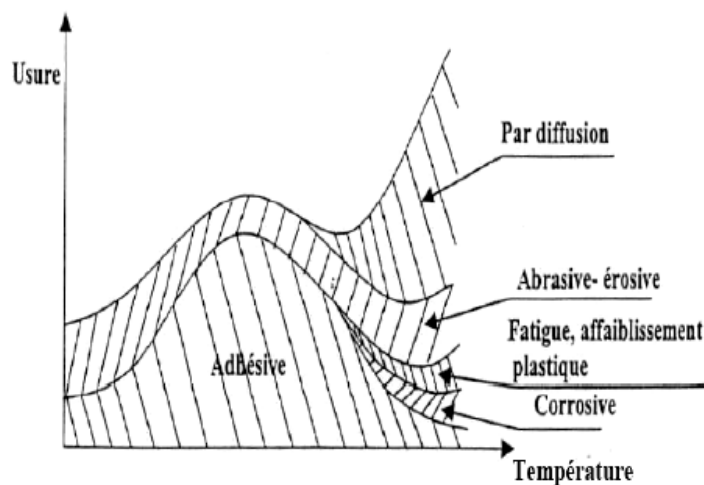


Figure I.19 : Types ou modes d'usures selon H. OPITZ et W. KÖNIG

I.6.2 Mesures d'usure d'outil et modèles de durée de vie

Les approches d'évaluations des usures et leurs vitesses s'effectuent par mesures géométriques (usure en surface de dépouille VB par exemple), par pertes de masses ($m_1 - m_0$) ou par calculs selon des modèles dont le plus connu est le modèle d'ARCHARD.

Dans le processus de coupe, une usure prononcée d'outil entraîne une instabilité de l'usinage traduite souvent par des vibrations, une détérioration des surfaces et même des cassures d'outils. Afin de maintenir les bonnes conditions de coupe, les outils et leurs usures sont surveillés. Ainsi, limiter l'usure d'un outil c'est augmenter sa durée de vie.

I.6.2.1 Modèle d'usure d'ARCHARD [38]

L'avantage de ce type de modèle est de se rapprocher de la configuration industrielle du procédé en tenant compte des paramètres comme la vitesse de glissement ou la pression de contact. Il est de forme dynamique :

$$\frac{de}{dt} = K_u \cdot \frac{G_n \cdot V_r}{H_v} \quad (I.25)$$

e : épaisseur usée en mm

t : temps en min

k_u : coefficient d'usure abrasive qui dépend de la numéro de l'acier et des conditions de contact

G_n : contrainte normale appliquée N/mm^2

V_r : vitesse relative en m/s

H_v : dureté Vickers

I.6.2.2 Modèle de durée de vie de TAYLOR [39]

Ce modèle est décrit par la relation :

$$T = C_v \cdot V^k \quad (I.26)$$

T : Durée de vie en minute.

C_v, k : Constantes liées aux matériaux, conditions de coupe et type d'usinage.

V : Vitesse de coupe en m/min.

Dans d'autres travaux on peut le trouver sous la forme logarithmique suivant

$$\log(T) = K \cdot \log(V) + \log(C_v) \quad (I.27)$$

I.6.2.3 Modèle de durée de vie de GILBERT

Ce modèle est en fait basé sur la loi de TAYLOR en plus il y ajoute l'influence de l'avance et la profondeur de passe. Il est décrit par la relation :

$$T = C_V \cdot V^K \cdot f^x \cdot a^y \quad (I.28)$$

f : profondeur de passe en mm.

a : avance en mm/tr.

K, x,y : coefficient de l'équation de GILBERT.

I.7 Vibrations en usinage

En usinage, le phénomène vibratoire est dû à une excitation relative entre l'outil et la pièce. Il est utile de rappeler les différents types de vibrations existantes ainsi que leurs origines [40] :

I.7.1 Vibrations libres

Elles sont liées aux modes propres d'un système, elles résultent de la capacité de ce système à vibrer. Elles peuvent être déclenchées par un seul impact et elles s'amortissent d'elles-mêmes en fonction du comportement dynamique et de l'amortissement du système.

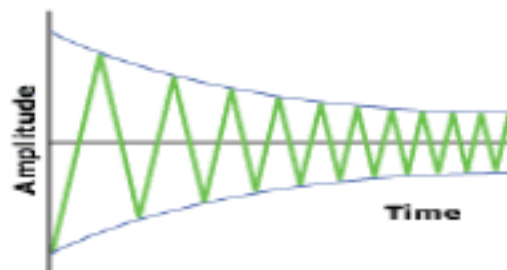


Figure I.20 : Vibrations libres

I.7.2 Vibrations forcées

Elles apparaissent lorsque le système est soumis à une fréquence d'excitation. Leurs amplitudes sont maximales lorsque cette fréquence d'excitation est égale à la fréquence de résonance du système.

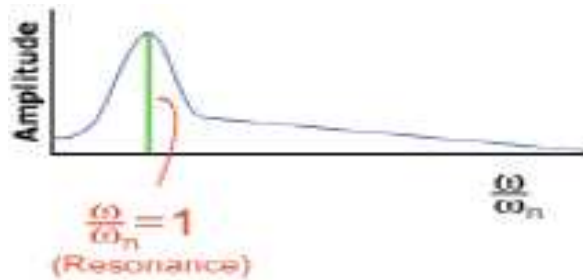


Figure I.21 : Vibrations forcées

I.7.3 Vibrations auto entretenues

Elles apparaissent lorsqu'il y a un apport constant d'énergie, comme celui des efforts de coupe engendrés par l'outil. Leur apparition en usinage sont préjudiciables à l'état de surface de la pièce mais aussi à la durée de vie l'outil. Leur influence sur la durée de vie des broches n'a pas été quantifiée à ce jour.

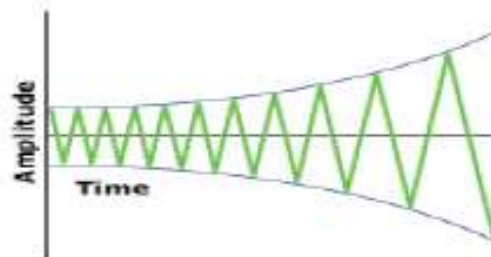


Figure I.22 : Vibrations auto entretenues

I.7.4 Paramètres de l'analyse vibratoire [41, 42]

Une multitude d'indicateurs existent, plus ou moins performants et adéquats, pour analyser les signaux vibratoires. Les indicateurs les plus utilisés sont décrits comme ci-après.

I.7.4.1 La valeur efficace "Racine Carrée de la Moyenne des Carrés" ou RMS

En anglais Root Mean Square, cette valeur efficace est calculée sur le signal temporel $s(k)$ sur N échantillons :

$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^N s(k)^2}{N}} \quad (I.29)$$

Cette grandeur est directement corrélée à l'intensité du signal. Pour des signaux impulsionnels, le RMS dépend du nombre d'échantillons sur lequel il a été calculé. Ici N correspond au nombre d'échantillons entre l'instant T_{start} et T_{stop} qui sont respectivement les instants où l'enveloppe $Env(k)$ du signal atteint pour la première et la dernière fois les 2% de sa valeur maximale.

I.7.4.2 Le coefficient de dissymétrie SKN

En anglais Skewness ; il s'agit d'une mesure de l'asymétrie de la distribution spectrale autour de sa valeur moyenne. Un coefficient positif indique une queue de distribution étalée vers la droite. Un coefficient négatif indique une queue de distribution étalée vers la gauche. Dans le cas d'une distribution normale, le coefficient est nul. Le coefficient de dissymétrie d'une distribution spectrale x est défini par :

$$SKN = \frac{E(x-\mu)^3}{\sigma^3} \quad (I.30)$$

Où σ est l'écart type de la distribution spectrale x , μ sa valeur moyenne et $E(t)$ est l'espérance mathématique de la quantité t .

I.7.4.3 Le Kurtosis KRT

C'est la mesure de l'aplatissement (ou a contrario de la pointicité) de la distribution spectrale. Le Kurtosis d'une distribution spectrale x est défini par :

$$KRT = \frac{E(x-\mu)^4}{\sigma^4} \quad (I.31)$$

ou μ , σ et $E(t)$ représentent les mêmes quantités que dans l'équation précédente.

Le Kurtosis d'une distribution, suivant la loi normale, est de 3. Il est inférieur à 3 pour une distribution plus aplatie et supérieur à 3 pour une distribution plus pointue

I.7.4.4 Le Facteur Crête FC

Le facteur crête est un indicateur plus spécifique, qui permet d'observer de plus près le signal vibratoire. Le suivi du facteur crête permet un dépistage plus précoce des défauts en mesurant le rapport entre la valeur maximale du module du signal (valeur crête) sur la valeur efficace, comme montré par l'équation :

$$FC = \frac{\text{Valeur crete}}{RMS} = \frac{\text{Sup}|s(t)|}{\sqrt{\frac{1}{N_e} \sum_{n=1}^{N_e} [s(t)]^2}} \quad (I.32)$$

Le facteur crête suit une distribution normale, sa valeur varie, en général, entre 3 et 6, pour un fonctionnement sans défaut et peut aller au-delà de 6, dès l'apparition d'une défaillance.

D'autres indicateurs ont été développés sur la base du facteur crête, tels que le facteur K, en multipliant la valeur crête par la valeur efficace ou la valeur crête à crête, mesurant l'écart entre les amplitudes des pics supérieur et inférieur.

Les vibrations, phénomène dit aussi broutement, du système machine-outil - dispositif – outil - pièce (MODOP) dégradant la qualité de la surface usinée, accélèrent l'usure de l'outil, l'influence de l'usure des outils coupants sur la qualité de l'état de surface et la durée de vie de l'outil coupant demeure le problème principal auquel sont confrontés les professionnels de l'usinage [43]. En principe, ce sont les frottements à haute température générés entre l'outil et la matière lors de l'usinage qui provoquent l'usure de l'outil de coupe [44] pouvant aller dans des cas extrêmes jusqu'à la rupture. Les mécanismes responsables d'usure des outils de coupe sont principalement l'adhésion, l'abrasion et la diffusion [45].

Une vibration importante diminue la productivité et parfois rend même impossible tout travail sur une machine-outil. Il en existe deux types de vibrations qui influent directement sur l'état de surface, les vibrations forcées et les vibrations auto excitées (générées par le processus de la formation du copeau).

I.7.5 Rigidité en usinage

La rigidité (raideur infinie) est la caractéristique qui indique la résistance à la déformation élastique d'un corps (par exemple un ressort). Plus une pièce est rigide, plus il faut lui appliquer un effort important pour obtenir une déflexion donnée. Dans certains secteurs son inverse est appelé souplesse ou flexibilité. Pour d'autres, la souplesse est définie par au moins deux données, "l'amplitude" et "la force nécessaire au mouvement".

La rigidité (la raideur), notée k , exprime la relation de proportionnalité entre la force F appliquée en un point et la déflexion x résultante en ce point :

$$k = \frac{F}{x}$$

ou F est la force appliquée

x est la déflexion de la structure au point considéré.

On peut parler de raideur en traction-compression, en flexion ou en cisaillement. Elles s'expriment en newtons par mètre (N/m). En usinage, les raideurs et les différentes sollicitations concernent, en premier, les éléments de coupe, pièce-outil, séparément ou en contact.

I.7.6 Phénomènes du broutement à la source

Dès le début du XXe siècle, Frederick W. TAYLOR décrit le broutement comme le plus obscur et délicat de tous les problèmes auxquels est confronté le machiniste [46]. Par la suite, de nombreux chercheurs ont développé différentes approches permettant d'expliquer le phénomène de broutement.

Une des premières raisons a été avancée dès 1948 par R.N. ARNOLD [47]. Il conclut que la présence d'amortissement négatif, tendant à déstabiliser le système, est la cause principale du broutement. Cependant, cette approche dynamique considérant les efforts dépendant de la vitesse de vibration ne permettait pas toujours d'expliquer le broutement.

Par la suite, S.A. TOBIAS présente une des principales causes du broutement : la régénération de la surface [48]. Cette théorie, se basant sur le constat que de nombreuses opérations d'usinage correspondent à des passes successives de l'outil sur une trace précédemment réalisée, a largement été reprise depuis [49].

Une autre approche, basée sur la formation du copeau, voit le broutement comme un phénomène de friction, intrinsèque à la coupe. Il peut alors être produit par le frottement, non-linéaire, entre la face de coupe de l'outil et la pièce. D'autres auteurs ont également montré l'effet du frottement entre la face de dépouille de l'outil et la pièce.

Ce phénomène de talonnage (*process damping*) permet également d'expliquer la stabilité de la coupe pour de faibles vitesses de coupe. Enfin, les effets thermomécaniques liés à la coupe, tels que les déformations plastiques ou encore l'élévation de température peuvent être une cause mineure de broutement [50].

Jiri TLUSTY et Milos POLÁCEK expliquent également les vibrations auto-entretenues par le phénomène de couplage entre deux modes propres orthogonaux [51]. Ce couplage engendre un mouvement elliptique de l'outil sous les efforts de coupe, provoquant ainsi une variation de l'épaisseur de copeau et donc une variation des efforts de coupe (figure I.23).

Cette variation d'effort entretient alors le mouvement vibratoire de l'outil, malgré l'amortissement.

Ce phénomène non régénératif intervient après la régénération de la surface, il n'est pas la cause première de l'instabilité. De plus, il faut noter qu'il n'intervient plus pour un système à un seul degré de liberté (DDL).

Pour conclure, les causes du broutement peuvent être expliquées par quatre mécanismes différents, classés par ordre d'importance :

- la régénération de la surface,
- la friction entre l'outil et la pièce,
- le couplage des modes,
- les effets thermomécaniques liés à la formation du copeau.

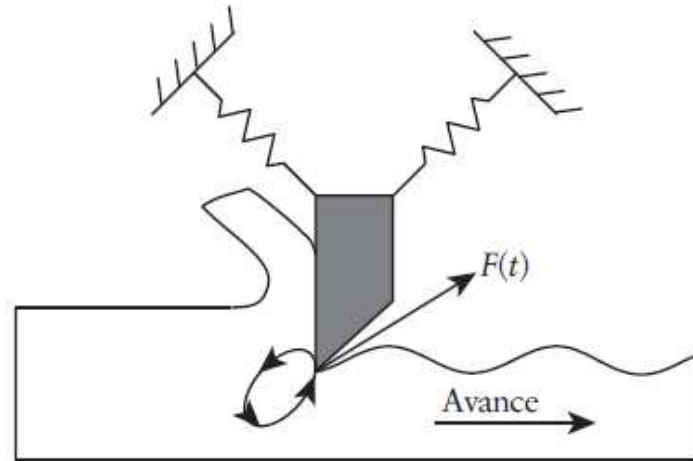


Figure I.23 : Phénomène de couplage des modes

I.8 Stabilité d'usinage et sa modélisation

I.8.1 Modèle analytique en coupe ininterrompue : le tournage orthogonal.

L'approche analytique va être détaillée dans ce paragraphe pour le tournage orthogonal. Dans ce cas, le système est supposé n'admettre qu'un degré de liberté. Depuis les premières études sur le sujet, cette approche a été abordée et détaillée par nombre de personnes tels qu'Y. ALTINTAS [52], SEGRETI [53].

- **Hypothèses**

Dans cet exemple, l'outil est considéré rigide et la pièce flexible. La pièce est modélisée comme un système dynamique linéaire à un degré de liberté dans la direction de l'avance comme le montre le schéma ci-dessous (figure I.24).

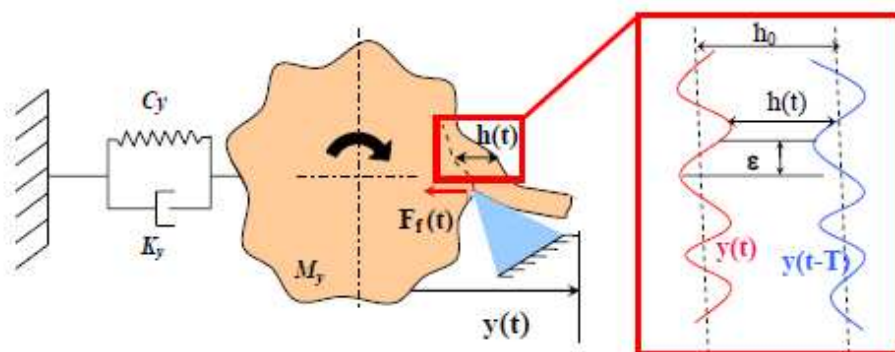


Figure I.24: Schématisation du procédé de tournage

ou : $F_f(t)$: effort d'avance

h_0 : épaisseur du copeau non déformé

$h(t)$: épaisseur de copeau instantanée

$y(t)$: vibration relative outil/pièce

ε : décalage de phase des vibration d'un tour à l'autre, $0 < \varepsilon < 2\pi$

n : nombre d'ondulations entières entre chaque tour

N : fréquence de rotation de la pièce

Sur ce schéma, $F_f(t)$ présente l'effort d'avance de l'outil dans la matière. Dans le cas d'un système à une dimension, seul l'effort colinéaire au degré de liberté est considéré, car c'est lui qui génère l'énergie reçue par le système et donc provoque les vibrations auto entretenues (figure I.23). Cet effort dépend de l'épaisseur de copeau réelle $h(t)$ à l'instant t comme illustré (figure I.24), qui est elle-même fonction de l'épaisseur de copeau non déformé h_0 , de la vibration relative entre l'outil et la pièce à l'instant t $y(t)$ et de cette vibration au tour précédent $y(t-T)$.

Les vibrations auto entretenues apparaissent dès que l'épaisseur de copeau instantanée $h(t)$ varie au court du temps. Ce phénomène se produit lorsqu'il y a un déphasage ε entre deux tours consécutifs de l'outil. La figure I.25 représente les différents cas de figures que l'on peut rencontrer.

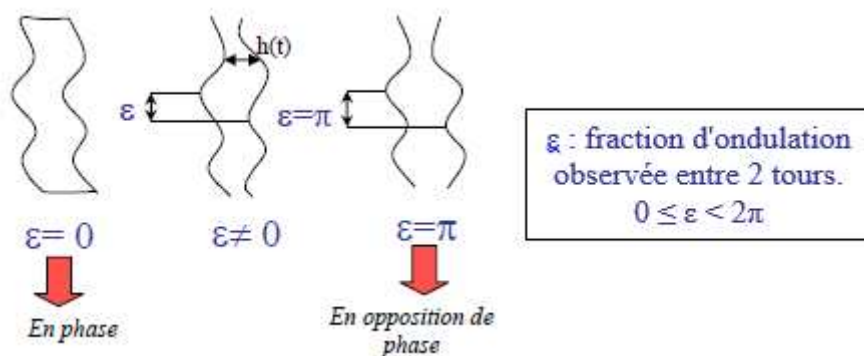


Figure I.25 : Schématisation du déphasage en tournage

I.8.1.1 Mise en équation du système dynamique

Le but de cette partie est de déterminer les zones stables et instables en fonction des paramètres de coupe utilisés. Comme rappelé plus haut, le système est modélisé par un système masse/ressort. Ses caractéristiques sont m_y , c_y , k_y respectivement la masse,

l'amortissement, et la raideur. L'équation de la dynamique régissant ce système est donc de la forme :

$$m_y \ddot{y}(s) + c_y \dot{y}(s) + k_y y(s) = F_f(s) \tag{I.33}$$

L'effort $F_f(t)$ est déterminé par une loi de coupe linéaire :

$$F_f(s) = K_f \cdot b \cdot h(s) \tag{I.34}$$

Il dépend donc du coefficient K_f qui est déterminé de manière expérimentale, de la largeur du copeau b , et de l'épaisseur instantanée du copeau $h(t)$:

$$h(s) = h_0 + [y(s - T) - y(s)] \tag{I.35}$$

L'équation de la dynamique devient donc :

$$m_y \ddot{y}(s) + c_y \dot{y}(s) + k_y y(s) = K_f \cdot b (h_0 + [y(s - T) - y(s)]) \tag{I.36}$$

Afin de pouvoir résoudre ce système de manière analytique, il est nécessaire de passer dans le domaine de Laplace :

$$\begin{aligned} m_y s^2 y(s) + c_y s y(s) + k_y y(s) &= K_f \cdot b \cdot h(s) \\ &= K_f \cdot b \cdot (h_0 + (e^{-sT} - 1)y(s)) \Leftrightarrow y(s) = F_f(s) \varphi(s) \end{aligned} \tag{I.37}$$

Ou $F(s) = K_f \cdot b \cdot h(s)$; $\varphi(s) = \frac{1}{m_y s^2 + c_y s + k_y}$

$$\xi = \frac{c}{2 \cdot m \cdot \omega_n} = \frac{c}{2 \cdot m \cdot \sqrt{\frac{k}{m}}} , c = 2 \cdot \xi \cdot \sqrt{m \cdot k} , \frac{c}{m} = 2 \cdot \xi \cdot \sqrt{\frac{k}{m}} = 2 \cdot \xi \cdot \omega_n$$

Cette équation peut se traduire par le diagramme en boucle fermée suivant :

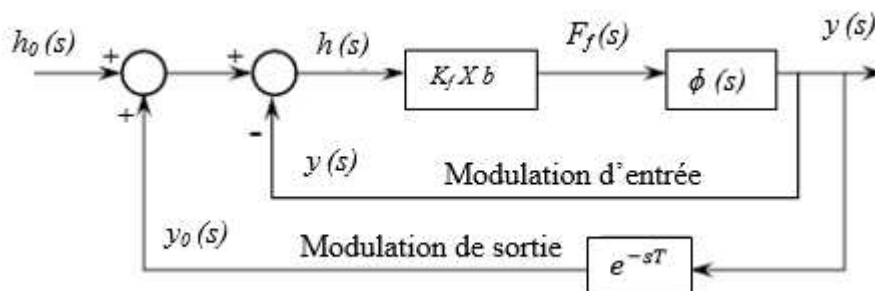


Figure I.26 : Schéma modélisant le système analytiquement

Les données du système sont donc :

- La pulsation propre

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_y}{m_y}} \quad (\text{I.38})$$

- le coefficient d'amortissement

$$\varepsilon = \frac{c_y}{2\sqrt{k_y m_y}} \quad (\text{I.39})$$

- la rigidité équivalente du système m_y ,
- la raideur équivalente du système k_y .

La fonction de transfert du système à 1 degré de liberté $\phi(s)$ est donc :

$$\phi(s) = \frac{\omega_n^2}{k_y(s^2 + 2\varepsilon\omega_n s + \omega_n^2)} \quad (\text{I.40})$$

I.8.1.2 Etude de la stabilité du système

La recherche de la stabilité du système s'effectue par l'étude du rapport entre l'épaisseur du copeau non déformée h_0 et l'épaisseur moyenne du copeau $h(s)$

$$h(s) = h_0(s) + (e^{-sT} - 1)y(s) = h_0(s) + (e^{-sT} - 1)k_f \cdot b \cdot h(s) \cdot \phi(s)$$

$$[1 + (1 - e^{-sT})k_f \cdot b \cdot \phi(s)] h(s) = h_0(s)$$

$$\frac{h(s)}{h_0} = \frac{1}{1 + (1 - e^{-sT})K_f b \phi(s)} \quad (\text{I.41})$$

Considérons $s = \sigma + j\omega_c$, une racine de l'équation caractéristique associée à l'équation ci-dessus. Si σ est positif, la transformée inverse de Laplace de la racine comporte un terme en $e^{+\sigma T}$; l'amplitude des vibrations tend vers l'infini, le système sera donc instable. Au contraire, si σ est négatif, la racine avec le terme $e^{-|\sigma|T}$ converge, le système est considéré comme stable.

Pour obtenir la frontière de la stabilité, il faut donc se placer à $\sigma = 0$. La résolution de l'équation caractéristique en ce point permet d'obtenir b_{lim} la largeur de coupe limite.

$$1 + (1 - e^{-j\omega_c T})K_f b_{lim} \phi(s) = 0 \quad (\text{I.42})$$

$$\text{Soit } \phi(j\omega_c) = G + jH$$

en développant l'équation I.42, elle devient alors :

$$(1 + K_f b_{lim}[H(1 - \cos \omega_c T) + G \sin \omega_c T]) + j(K_f b_{lim}[G \sin \omega_c T + H(1 - \cos \omega_c T)]) = 0 \quad (\text{I.43})$$

Pour satisfaire cette relation, il faut que la partie réelle et la partie imaginaire soient nulles.

Annulation de la partie imaginaire :

$$(K_{fblim}[G \sin \omega_c T + H(1 - \cos \omega_c T)]) = 0 \quad (\text{I.44})$$

Cette équation permet d'obtenir le déphasage de la fonction de transfert liée à la structure, car :

$$\tan \Psi = \frac{H(\omega_c)}{G(\omega_c)}, \text{ or } \frac{H(\omega_c)}{G(\omega_c)} = \frac{\sin \omega_c T}{\cos \omega_c T - 1}$$

après transformation, $\tan \Psi$ s'écrit :

$$\tan \Psi = \frac{2 \sin \frac{\omega_c T}{2} \cos \frac{\omega_c T}{2}}{\cos^2 \frac{\omega_c T}{2} - \sin^2 \frac{\omega_c T}{2}} = -\cotan \frac{\omega_c T}{2} = \tan\left(\frac{3\pi}{2} + \frac{\omega_c T}{2}\right)$$

$$\tan \Psi = \tan\left(\frac{\omega_c T}{2} + \frac{3\pi}{2}\right), \text{ Soit } \omega_c T = 2\Psi - 3\pi + 2k\pi \quad (\text{I.45})$$

Le but est de relier la fréquence de vibration régénérative ou "chatter en anglais" aux paramètres de coupe notamment la vitesse de rotation et la profondeur de passe afin de tracer les lobes de stabilité. L'équation **I.45** et $T = 60/N$ permet d'obtenir la relation concernant la vitesse de rotation :

$$N(\omega_c) = \frac{60\omega_c}{2k\pi + 2\Psi(\omega_c) + 3\pi} \quad (\text{I.46})$$

Pour trouver la relation faisant intervenir la profondeur de passe limite, il faut résoudre la deuxième partie de l'équation **I.44** : annuler la partie réelle.

Annulation de la partie réelle :

$$1 + k_{fblim}[G(1 - \cos \omega_c T) - H \sin \omega_c T] = 0 \quad (\text{I.47})$$

Les équations **I.45** et **I.47** permettent de déduire

$$b_{lim} = \frac{-1}{2K_f G(\omega_c)}, \text{ avec } G(\omega_c) = R_e(\phi(j\omega_c)) \quad (\text{I.48})$$

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

I.8.1.3 Méthodologie de construction des lobes de stabilité

Les expressions de la vitesse de rotation et de la profondeur de passe limite en fonction de la fréquence de vibration régénérative permettent de tracer les lobes de stabilité. Ce graphique permet de délimiter les zones stables et instables de la coupe en fonction de la vitesse de rotation et de la profondeur de passe. Ils permettent par conséquent d'optimiser les conditions de coupe pour un système outil/pièce donné. En effet, le changement d'un des paramètres dynamiques de l'équation I.33, nécessite de rééditer tout le calcul précédemment expliqué. Pour tracer ces lobes de stabilité.

1. Calcul de $b_{lim} = a_{lim}$ correspondant à ω_{ci} à l'aide de l'équation I.48.
 2. Calcul du déphasage ψ pour une fréquence ω_{ci} à l'aide de l'équation I.45.
 3. Calcul des différentes vitesses de rotation N_{ik} en faisant varier $k = \{1,2,3, \dots, n\}$ à l'aide de l'équation I.46.
 4. Réitération de l'opération avec une autre fréquence ω_{ci} .
- (k représente le nombre d'ondulations complètes pendant un tour)

I.8.2 Cas du fraisage

Maintenant que le principe de la modélisation analytique a été correctement posé pour la coupe ininterrompue, nous allons nous intéresser au cas du fraisage. Celui-ci est plus compliqué car les efforts de coupe varient en fonction du temps mais tournent autour du repère de la structure. L'équation de la dynamique devient alors un système d'équations différentielles avec des coefficients variant périodiquement au cours du temps. En 1993, I. Minis et R. YANUSHEVSKY proposent une méthode basée sur le théorème de FLOQUET et l'analyse de FOURIER [54].

Y. ALTINTAS et BUDAK ont étendu la méthode analytique, développée par TLUSTY en tournage, au cas du fraisage [55]. De nombreuses études ont découlé de cette modélisation elle a notamment été déclinée pour des géométries de fraise différentes, mais pour tous ces travaux la méthodologie restent la même [56, 59, 60 et 61, 62].

Hypothèses de modélisation :

- la pièce est considérée flexible par rapport à l'outil qui est beaucoup plus rigide,
- la pièce est assimilée à un corps rigide dans la zone d'usinage,
- les déplacements de la pièce ne se font que suivant la direction y ,
- la paroi est modélisée par un système à un degré de liberté défini figure I.27.

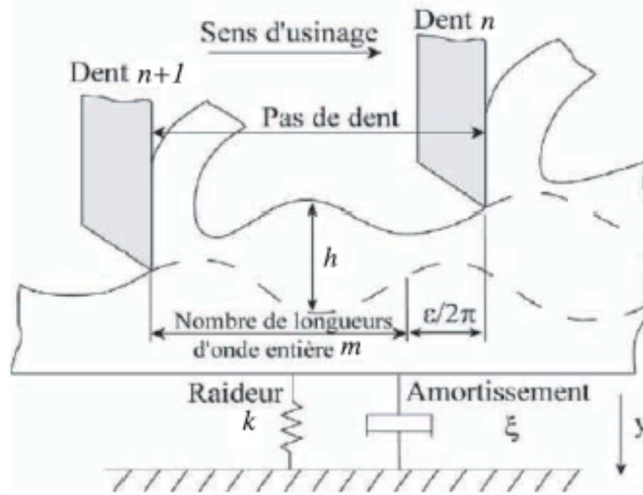


Figure I.27 : Modélisation de la paroi à 1ddl [55].

La fonction de transfert de la pièce dans la direction y est :

$$\sigma_y(i\omega_c) = \frac{\frac{\omega_0^2}{k}}{\omega_0^2 - \omega_c^2 + 2\varepsilon\omega_0\omega_c i} \quad (\text{I.49})$$

Nous utilisons une loi de coupe linéaire, où les efforts sont directement proportionnels à la section du copeau, les efforts de coupe tangentiels et radiaux sont respectivement : F_T $K_T A_P A_E$ et F_R $K_R F_T$ avec K_T et K_R les coefficients de coupe tangentiels et radiaux, A_P et A_E les profondeurs de passe axiale et radiale.

Notre but étant d'utiliser le modèle, nous allons directement donner les équations permettant d'obtenir le tracé des lobes [62].

La profondeur de passe axiale limite s'exprime sous la forme :

$$A_{plim} = \frac{1}{\frac{z}{2\pi} \alpha_{yy} K_r Re[\sigma_y(i\omega_c)]} \quad (\text{I.50})$$

Avec z le nombre de dents, α_{yy} le coefficient directionnel dynamique :

$$\alpha_{yy} = \frac{1}{2} [-\cos(2\theta) - 2K_R\theta - K_R \sin(2\theta)] \begin{matrix} \phi_{EX} \\ \phi_{ST} \end{matrix} \quad (\text{I.51})$$

L'angle d'engagement de l'outil θ , ϕ_{EX} et ϕ_{ST} les angles d'entrée et de sortie.

$Re [G_y(i\omega_c)]$ représente la partie réelle de la fonction de transfert du système à un degré de liberté, soit :

$$Re[\sigma_y(i\omega_c)] = \frac{1}{k} \frac{1-d^2}{(1-d^2)^2 - 4\varepsilon d^2} \quad (\text{I.52})$$

Avec, $d = \omega_c/\omega_0$, ω_0 la pulsation propre, k la raideur et ξ l'amortissement.

A partir de la figure I.27, nous constatons qu'il existe un déphasage entre la fréquence de dent et la fréquence de broutement qui fait apparaître m oscillations entières et ξ la fraction restante. Il est alors possible d'obtenir un lien entre la fréquence de broche et la fréquence de broutement ω_c , soit

$$N = \frac{60 \omega_c}{z \left[2m\pi + 2\pi - 2 \arctan \left(\frac{d^2 - 1}{2\epsilon d} \right) \right]} \quad (\text{I.53})$$

Les équations (I.50) et (I.53) constituent un système d'équations paramétré en m et ω_c , il est alors possible de tracer les lobes de stabilité pour chaque mode de vibration de la paroi. Les modes de haute fréquence ayant une raideur plus grande, en pratique, seul les premiers modes limitent la profondeur de passe axiale.

I.9 Optimisation d'usinage

I.9.1 Optimisation des paramètres de coupe

Optimiser c'est rechercher la solution la plus satisfaisante et de choisir les conditions de coupe (V_c , f , a) nécessaires à l'obtention d'une pièce conforme, et de satisfaire au mieux un "critère d'obtention" compte tenu de contraintes technologiques et économiques imposées

En général, les critères d'optimisation sont : coût minimal, production maximale, usure minimale, état de surface, trajectoire d'outil et bien d'autres. Les conditions de coupe peuvent être optimisées selon un ou même plusieurs critères.

Ces critères sont basés sur une disponibilité immédiate et un taux d'utilisation maximal des moyens de production.

I.9.2 Outils d'optimisations

Il existe une catégorie de problèmes pour lesquels, voire impossible, de trouver une solution en un temps limité. Il est alors utile de trouver une technique permettant la localisation rapide des solutions sous-optimales, sachant que l'espace de recherche a une taille et une complexité suffisamment importante pour éliminer toute garantie d'optimalité.

Pour cela, un système capable de s'auto-modifier au cours du temps, tout en améliorant ses performances dans l'accomplissement des tâches qui lui sont confiées, semble ouvrir la voie à une recherche intéressante.

Les Algorithmes évolutionnaires (AE) sont basés sur des principes simples. En effet peu de connaissances sur la manière de résoudre ces problèmes sont nécessaires, même si certaines peuvent être exploitées afin de rendre plus efficace l'évolution (il n'est pas réaliste d'espérer obtenir une méthode d'optimisation raisonnablement efficace sans aucune connaissance sur le domaine à traiter). C'est pourquoi, dans de nombreux domaines, les chercheurs ont été amenés à s'y intéresser.

Un certain nombre de travaux ont porté sur l'optimisation des fonctions mathématiques complexes [63]. On trouve aussi des applications en robotique pour l'optimisation des trajectoires ou l'évitement des obstacles, en biochimie [64], en électrotechnique [65], [66] et en magnétique [67].

Par ailleurs, pour améliorer les performances des algorithmes, divers travaux comparatifs ont porté sur les différentes méthodes des AE, citons ici les travaux de G.VENTER et al [68] et S. HE et al [62]. Ils permettent entre autres de choisir un bon ensemble de particules - positions - de la génération initiale avec de bonnes constantes d'algorithme, ce qui permet non seulement d'améliorer la vitesse de convergence, mais aussi d'éviter de les faire converger vers des états correspondant à des minima locaux qui ne donneraient pas de solutions optimales.

Aussi, un certain nombre de travaux ont été effectués sur l'application de ces algorithmes en mécanique. Concernant le domaine d'usinage, il existe peu d'applications, nous citons quelques-unes ci-dessous.

Les AE ont été appliqués à différents problèmes issus de la recherche opérationnelle : l'optimisation des durées de vies des outils de coupe [69], la qualité des surfaces usinées [70], l'application des algorithmes génétiques AG a donné de bons résultats dans l'optimisation des conditions d'usinage à critère combiné. Dans leurs travaux et par comparaison des résultats obtenus par ces algorithmes avec ceux obtenus par la méthode du simplexe, l'avantage des AG par rapport à ces méthodes a été démontré [71, 72].

Dans le travail de V. TANDON et al, ou le problème de minimisation de coût de production d'une simple passe en fraisage a été résolu en utilisant l'algorithme à essaim de particules PSO. Cette application montre l'efficacité de cet algorithme, en le prenant seul [73].

Bien qu'aucune étude comparative entre les différentes méthodes de calculs évolutionnaires n'ait été réalisée, ces travaux fournissent une base théorique solide. On se

rapproche alors de l'adaptation totale de ces algorithmes à l'optimisation des conditions de coupe.

I.9.3 Optimisation par la théorie des lobes de stabilité

L'idée est de choisir les conditions de coupe (profondeur de passe et vitesse de rotation) assurant la stabilité de l'usinage avec différents objectifs : productivité, qualité,...etc.

Dans certains cas, il n'est pas facile de connaître précisément le tracé des lobes de stabilité. La sélection de conditions de coupe optimales s'effectue après plusieurs itérations [74]. La mesure de la fréquence de broutement pour chaque essai permet de modifier les conditions de coupe afin de remonter dans les lobes [75]. Cette approche est uniquement possible en UGV lorsque les lobes sont bien dissociés.

Pour améliorer l'utilisation des lobes, il est possible de modifier la longueur de l'outil (solution de *tool turning*). Les lobes se décalent et rendent accessibles des zones optimales [76]. Cette approche garantit des usinages stables (sans vibrations régénératives), mais ne réduit pas les vibrations forcées, c'est là son principal inconvénient.

L'optimisation est alors effectuée par la sélection des conditions de coupe optimales, après plusieurs itérations des valeurs de ses paramètres. Les études entreprises présentent l'analyse des courbes qui définissent la limite de stabilité du processus de coupe et de l'influence de ces derniers après variation des paramètres. Les résultats obtenus théoriquement ont permis d'obtenir une zone de stabilité optimale [77].

Chapitre II

Méthodologies et données expérimentales et de simulation

II.1 Organigramme d'appréciation de la stabilité

Notre approche s'inscrit, au même titre que la théorie des lobes, dans la détermination des limites de stabilité/instabilité des régimes de coupe mais par analyse vibratoire. L'organigramme, présenté sur la figure II.1, montre les différentes étapes de cette approche qui utilise la simulation pour évaluer ces limites (stabilité/instabilité) des régimes par les niveaux de vibration.

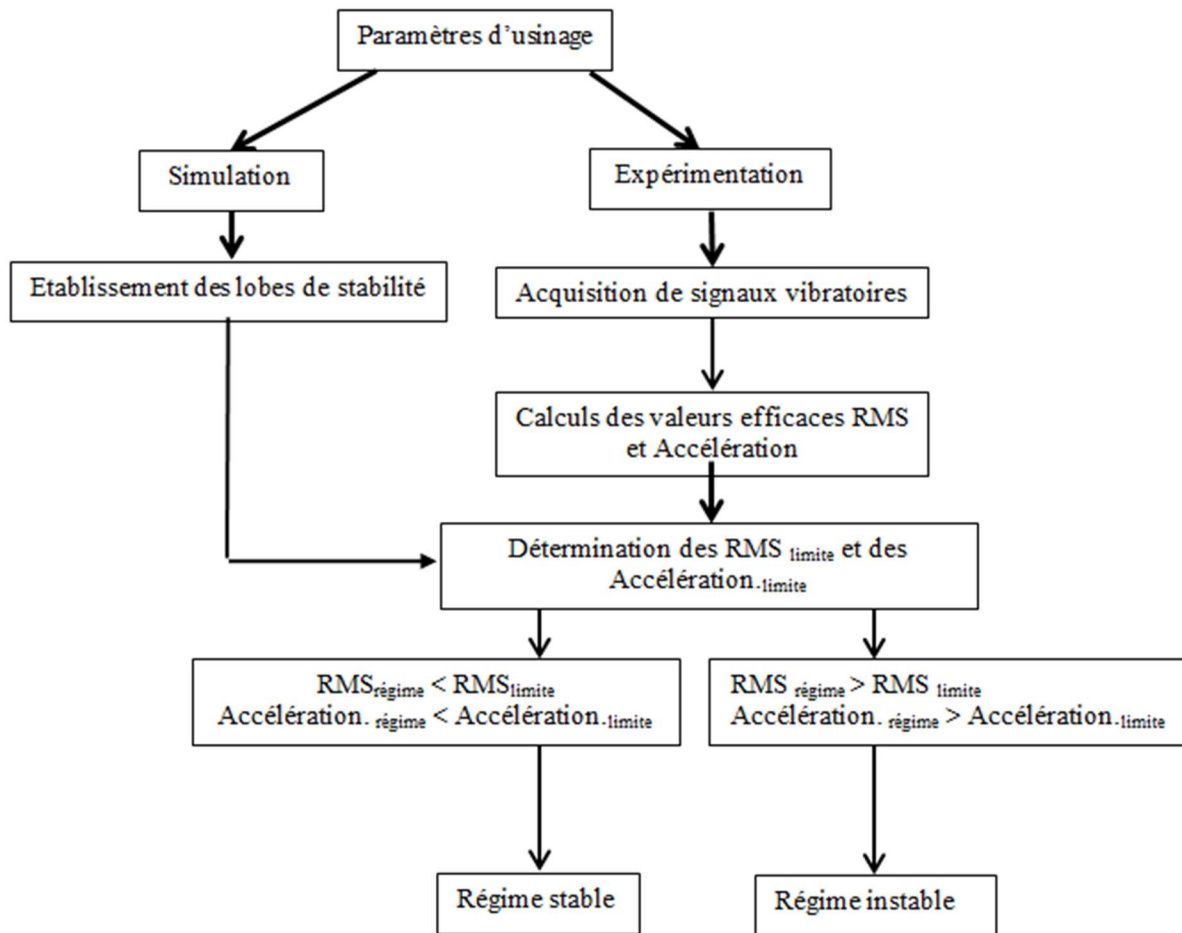


Figure II.1 Organigramme d'appréciation de la stabilité.

II.2 Régimes de coupe expérimentaux et tests d'impact [78]

II.2.1 Données des expériences à l'outil en carbure revêtu TN 450

Les essais expérimentaux ont été réalisés sur une fraiseuse REMAC en opérations de rainurage avec une fraise en carbure revêtu TN 450 à deux dents $Z = 2$, diamètre $d = 25$ mm et un angle d'hélice de $a_e = 0,48^\circ$. Le matériau usiné est un acier S235 (ancienne norme E24). Les vibrations enregistrées ont été relevées au moyen d'un accéléromètre triaxial, type "PCB Piezotronics" [Sensitivity = 9,81 mV/g (1,001 mV/m/s²), Bias Level = 10,9 V] et un marteau de calibrage "PCB 086C03" [Sensitivity = 10,12 mV/g (1,032 mV/m/s²), Out put Bias = 10,8 VDC], la fréquence d'échantillonnage est de 0 à 7000 Hz.

L'accéléromètre a été monté sur la pièce et les expériences ont été réalisées avec des régimes d'ébauchage et de demi-finition présentée dans le tableau 1, figure II.2.

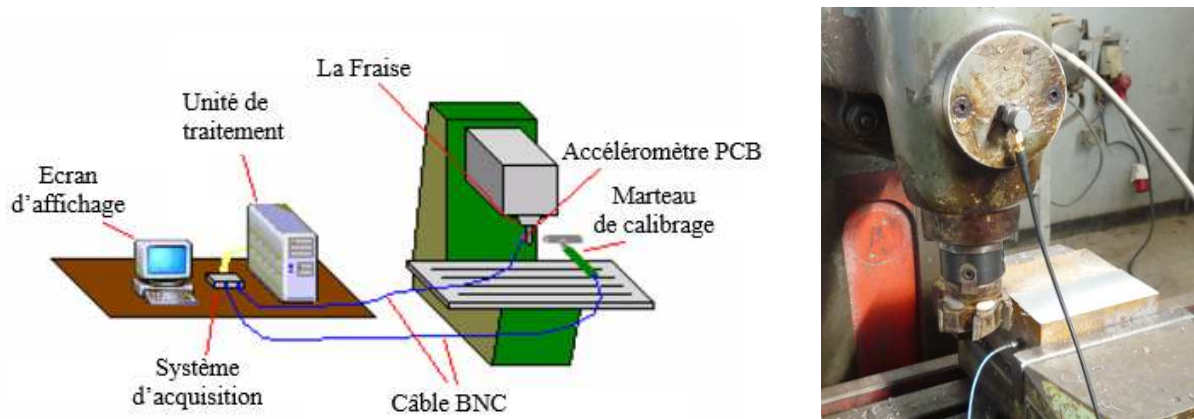


Figure II.2 Chaîne d'acquisition des signaux vibratoires

Tableau II.1 : Régimes de coupes expérimentaux utilisant l'outil en carbure revêtu

Régimes	V_c (m/min)	a_p (mm)	f (m/min)
Régimes 1 (R1)	60	0,5	
Régimes 2 (R2)	60	0,75	
Régimes 3 (R3)	60	1	
Régimes 4 (R4)	60	2	0.048
Régimes 5 (R5)	102	0,5	
Régimes 6 (R6)	102	1	
Régimes 7 (R7)	102	1,5	
Régimes 8 (R8)	102	2	

Test d'impact de l'outil en carbure revêtu TN 450 monté sur la machine

Le test d'impact sert à déterminer la fréquence propre de l'outil. Il est réalisé manuellement, par des petits coups donnés à l'outil qui est monté sur la machine. Ces coups sont exécutés au moyen d'un marteau de calibrage (capteur) dont les caractéristiques sont données au paragraphe précédent.

Les signaux enregistrés pour cet outil, suivant deux directions X_{long} et Y_{trans} , directions respectives des avances de l'ébauche, sont présentés dans la figure II.3. Le pic maximal de ces signaux, représentant la fréquence propre de l'outil, est de 1000 Hz.

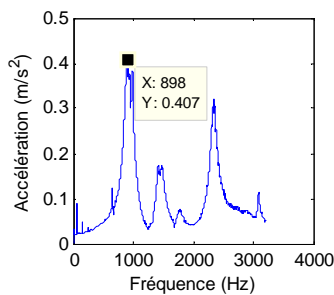
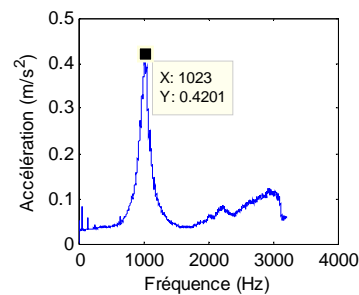
Suivant l'axe X_{long} Suivant l'axe Y_{trans}

Figure II.3 : Valeurs des accélérations des tests d'impact de l'outil en carbure revêtu TN 450 suivant les directions des avances de table, longitudinale (axe X_{long}) et transversale (axe Y_{trans})

II.2.2 Données des expériences à l'outil en acier rapide spécial (ARS)

Sur la même machine des essais pour l'outil en carbure on a réalisés des opérations de rainurage en utilisant une fraise en acier à six dents, de diamètre $d = 60$ mm et un angle d'hélice de $a_e = 0.42$ mm. Le matériau usiné est un acier XC 18. Les vibrations enregistrées de l'outil ont été mesurées au moyen d'un accéléromètre triaxial. Les régimes de fraisage expérimentés sont présentés ci-dessous :

Tableau II.2 : Régimes de coupes expérimentaux utilisant l'outil en ARS

Régimes	Vc (m/min)	a_p (mm)	f (m/min)
R1	72	0.5	
R2	72	1	
R3	72	1.5	
R4	72	2	
R5	72	2.5	
R6	122	0.5	0.017
R7	122	1	
R8	122	1.5	
R9	122	2	
R10	122	2.5	
R11	144	0.5	
R12	144	1	
R13	144	1.5	
R14	144	2	
R15	144	2.5	
R16	244	0.5	0.034
R17	244	1	
R18	244	1.5	
R19	244	2	
R20	244	2.5	

✚ Le test d'impact, exécuté de la même manière que celui réalisé avec l'outil en carbure revêtu, nous a donné les signaux suivant les mêmes directions X_{long} et Y_{trans} , avec un pic maximal de 670 Hz. Cette valeur représente la fréquence propre de l'outil en ARS.

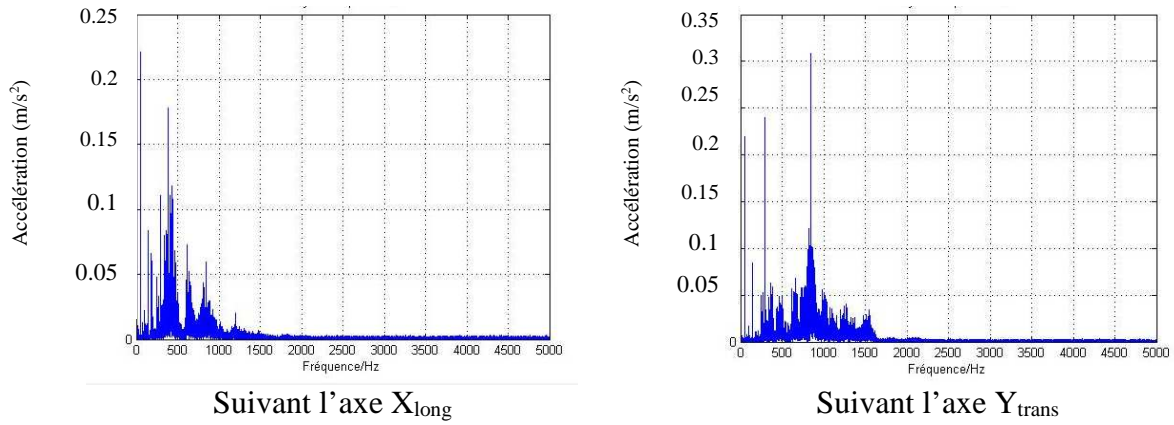


Figure II.4 : Valeurs des accélérations des tests d'impact de l'outil an ARS suivant les directions des avances de table, longitudinale (axe X_{long}) et transversale (axe Y_{trans})

II.3 Méthodologie d'établissement des lobes de stabilité

Pour déterminer les lobes de stabilité nous avons utilisé les expressions de la profondeur de passe a_{plim} et de la fréquence de rotation de la broche N_k , en fonction de la fréquence de brottement ω_c , ces expressions sont :

$$a_{plim} = \frac{1}{\left(\frac{z}{2\pi}\right)\alpha_{yy}.Kt.G_y(\omega_c)} \quad (II.1)$$

$$N_k = \frac{60 \omega_c}{z \left[2K\pi + 2\pi - 2 \arctan\left(\frac{d^2-1}{2\xi d}\right) \right]} \quad (II.2)$$

ou α_{yy} est le coefficient directionnel dynamique dans la direction de y, il est calculé selon :

$$\alpha_{yy} = \frac{1}{2} [-\cos 2\theta) - 2kr\theta - kr \sin(2\theta)]_{\varphi_{st}}^{\varphi_{ex}} \quad (II.3)$$

et $G_y(\omega_c)$ - la partie réelle de la fonction transfert structurale d'un système à un degré de

liberté :

$$G_y(\omega_c) = \frac{1}{k} \left[\frac{1 - r_i^2}{(1 - r_i^2) + 4\xi^2 \cdot r_i^2} \right] \quad (II.4)$$

Avec : z : Nombre de dents de la fraise

Kt : Coefficient de coupe tangentiel (MPa)

θ : Angle d'engagement de l'outil

φ_{ex} , φ_{st} : Angles d'entrée et de sortie de l'outil

kr : Coefficient de coupe radial (MPa)

ξ : Taux d'amortissement

K : Raideur ($N.m^{-1}$)

d : Diamètre de la fraise (mm)

r_i : Rapport entre la fréquence d'excitation et la fréquence naturelle

k : Nombre de lobes

La réitération des opérations avec d'autres fréquences ω_c , est exécutée suivant l'organigramme de la figure II.5.

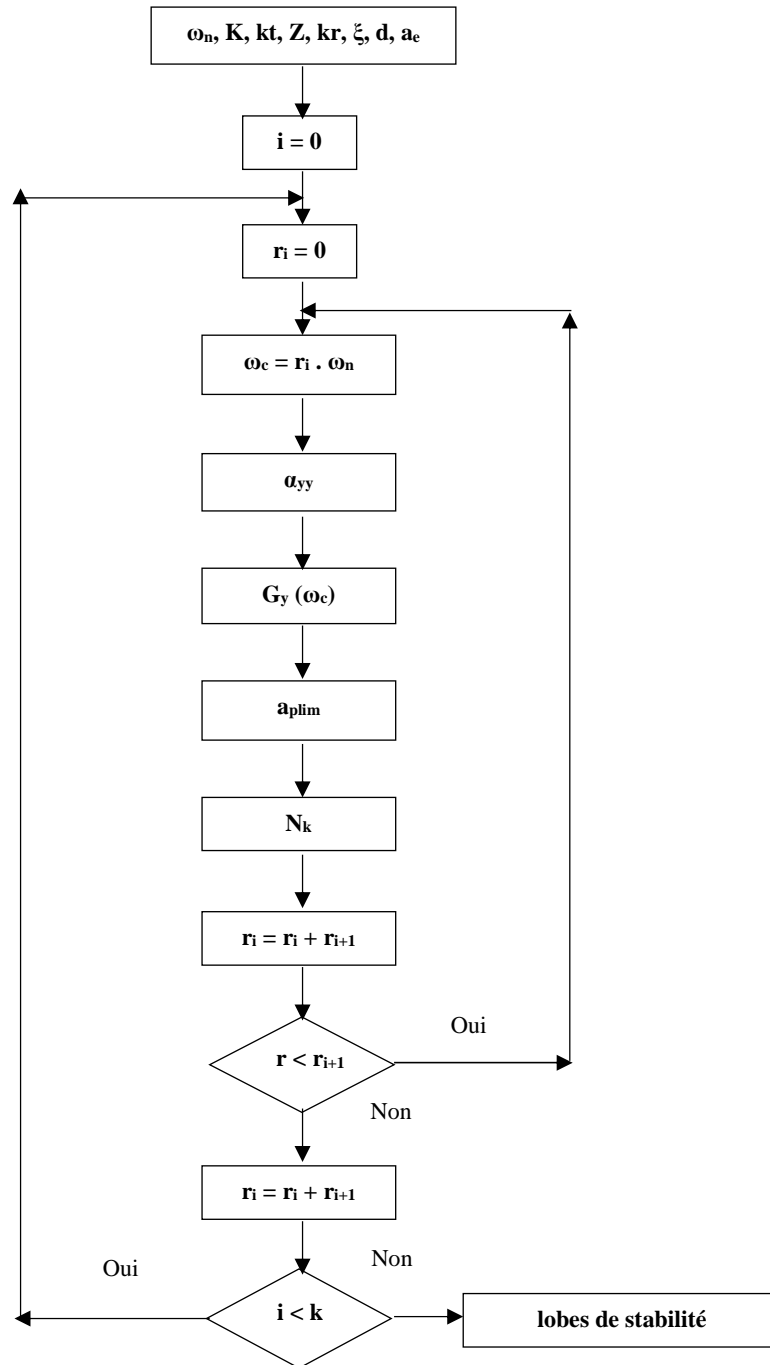


Figure II.5 Organigramme d’obtention des lobes de stabilité.

L’algorithme, ainsi établi, utilise les caractéristiques propres du système adopté masse-ressort (ω_n, K, ξ) et de l’outil de coupe (kt, Z, kr, d, a_e). Il permet de tracer, sur plusieurs itérations, les limites des profondeurs de passe en fonction des vitesses de rotations de la broche.

II.4 Données de simulation de la stabilité avec les paramètres expérimentaux

✚ Pour l'outil en carbure TN 450

Tableau II.3 : Paramètres utilisés en simulation des lobes de stabilité

Paramètre	Outil en carbure
Nombre de lobes k	08
Diamètre de la fraise d	25
Nombre de dents Z	02
Angle d'hélice a_e	0.48°
Raideur K	$45 \cdot 10^7 \text{ N.m}^{-1}$
Fréquence propre ω_n	1000 Hz
Coefficient de coupe radial K_r	0.8 MPa
Coefficient de coupe tangential K_t	1650 MPa
Taux d'amortissement ξ	0.023

✚ Pour l'outil en acier rapide spécial ARS

Tableau II.4 : Paramètres utilisés en simulation des lobes de stabilité

Paramètre	Outil en ARS
Nombre de lobes k	08
Diamètre de la fraise d	60
Nombre de dents Z	06
Angle d'hélice a_e	0.48°
Raideur K	$45 \cdot 10^7 \text{ N.m}^{-1}$
Fréquence propre ω_n	670 Hz
Coefficient de coupe radial K_r	0.9 MPa
Coefficient de coupe tangential K_t	1800 MPa
Taux d'amortissement ξ	0.03

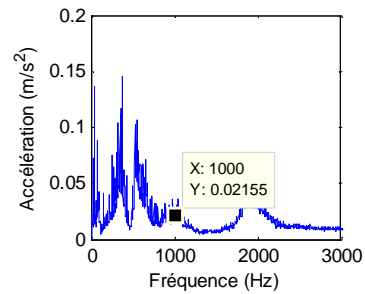
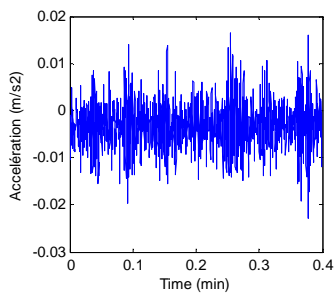
Le nombre de lobes, quant à lui, est choisi pour englober les fréquences expérimentales de rotation de la broche ; dans notre cas, il est de 8.

Chapitre III

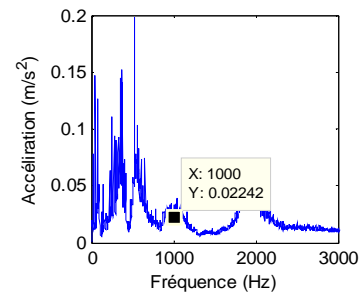
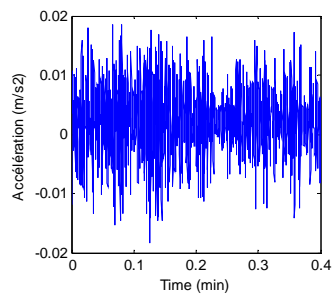
Résultats des expériences - vibrations et stabilité

III.1 Signaux vibratoires donnés par l'outil en carbure TN 450

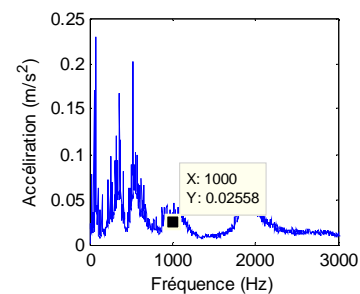
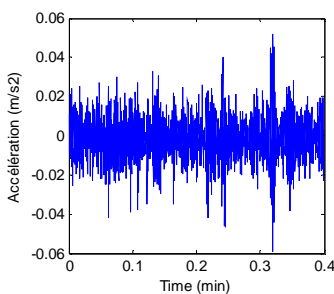
La phase expérimentale s'est effectuée avec les régimes préétablis, variant la profondeur de passe a_p et la vitesse de coupe V_c et fixant la vitesse d'avance f à 0,048 m/min, afin de relever les signaux vibratoires, dans la direction de l'axe longitudinal d'avance de la pièce et aux alentours de la fréquence propre ω_n mesurée, sur l'outil, à proximité de la zone de coupe. Les spectres relevés des régimes expérimentés R1 à R8 sont donnés dans la figure III.1.



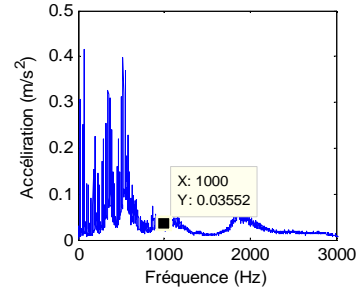
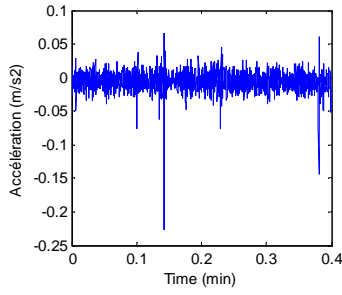
R1 : $V_c = 60$ m/min, $a_p = 0,5$ mm



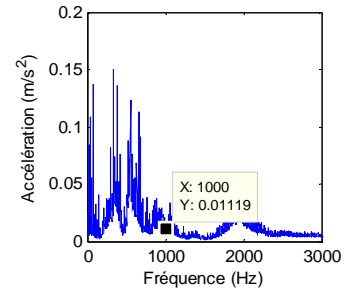
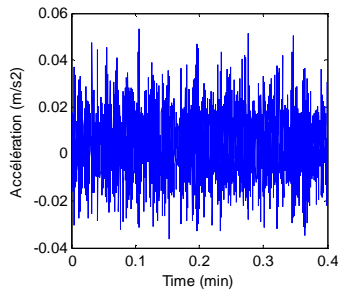
R2 : $V_c = 60$ m/min, $a_p = 0,75$ mm



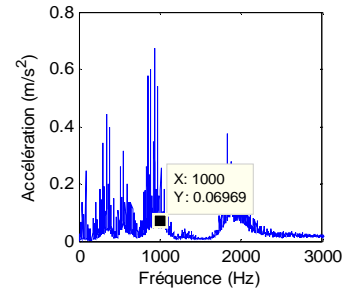
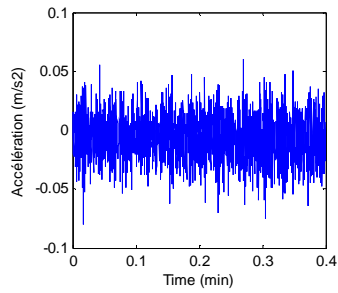
R3 : $V_c = 60$ m/min, $a_p = 1$ mm



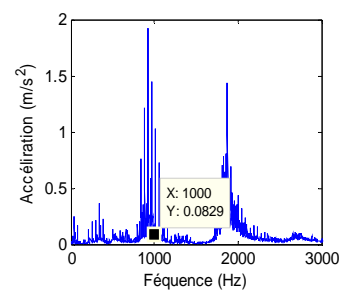
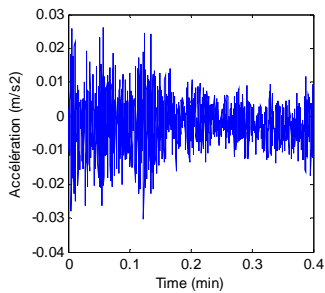
R4 : $V_c = 60$ m/min, $a_p = 2$ mm



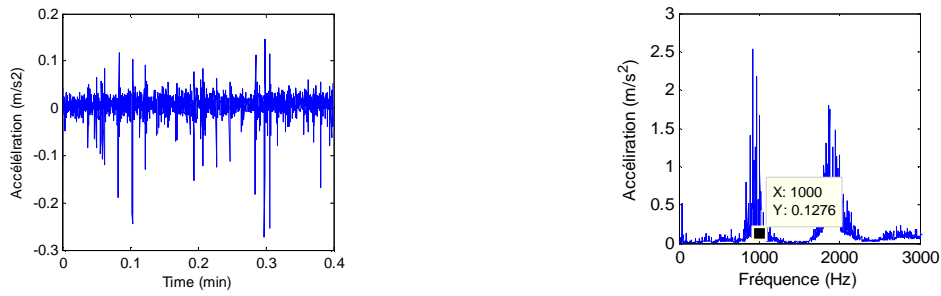
R5 : $V_c = 102$ m/min, $a_p = 0,5$ mm



R6 : $V_c = 102$ m/min, $a_p = 1$ mm



R7 : $V_c = 102$ m/min, $a_p = 1,5$ mm



R8: $V_c = 102$ m/min, $a_p = 2$ mm

Figure III.1 : Accélérations relevées pour les huit régimes de coupe suivant la direction d'avance de table longitudinale (axe Y_{long}).

Les niveaux des accélérations, aux alentours de la fréquence propre, sont directement donnés par les valeurs des accélérations de la figure III.1 (Y amplitude des spectres) dans le tableau III.1; l'analyse de ces valeurs montre que pour une vitesse de coupe constante et une profondeur de passe croissante, les niveaux des accélérations augmentent.

Tableau III.1 : Valeurs des RMS calculées (0 à 3000 Hz) et des accélérations Acc. (1000 Hz).

Régimes	V_c (m/min)	a_p (mm)	f (m/min)	Valeurs RMS signal total (0 à 3000 Hz)	Valeurs Acc. (1000 Hz)
R1	60	0,5	0,048	0,016	0,021
R2	60	0,75	0,048	0,020	0,022
R3	60	1	0,048	0,022	0,025
R4	60	2	0,048	0,045	0,035
R5	102	0,5	0,048	0,016	0,011
R6	102	1	0,048	0,064	0,069
R7	102	1,5	0,048	0,128	0,082
R8	102	2	0,048	0,129	0,12

Le traitement des signaux vibratoires s'est effectué en utilisant la valeur efficace du niveau vibratoire RMS (Root Mean Square), valeur déterminée par la racine carrée de la moyenne d'une grandeur (l'accélération vibratoire dans notre cas) au carré, sur un intervalle de temps donné.

Nous avons relevé deux valeurs efficaces : la première est la valeur RMS d'une bande de fréquence 0 à 3000 Hz, calculée sous MatLab; la deuxième est l'accélération vibratoire de la fréquence 1000 Hz, directement donnée par le signal. Toutes les valeurs relevées et calculées sont présentées dans le tableau III.1.

Les valeurs des RMS obtenues confirment le constat précédent : l'augmentation du niveau vibratoire avec l'augmentation de la profondeur de passe pour une vitesse de coupe et une avance constantes. Dans le groupe des régimes R1 à R4, où les constantes sont la vitesse de coupe V_c et l'avance f , les RMS varient de 0,016 à 0,045 pour une profondeur de passe a_p de 0,5 à 2 mm. Dans le groupe des régimes R5 à R8, avec les mêmes constantes V_c et f , les RMS varient de 0,016 à 0,129 pour les mêmes variations de la profondeur de passe a_p de 0,5 à 2 mm.

III.1.1 Lobes de stabilités obtenus par simulation (Fraise en carbure)

L'exécution de l'algorithme décrit à la figure II.5, au chapitre précédent, nous donne les lobes de stabilité présentés dans la figure III.2. Les valeurs utilisées pour son exécution sont issues des expériences décrites dans le paragraphe II.2.1

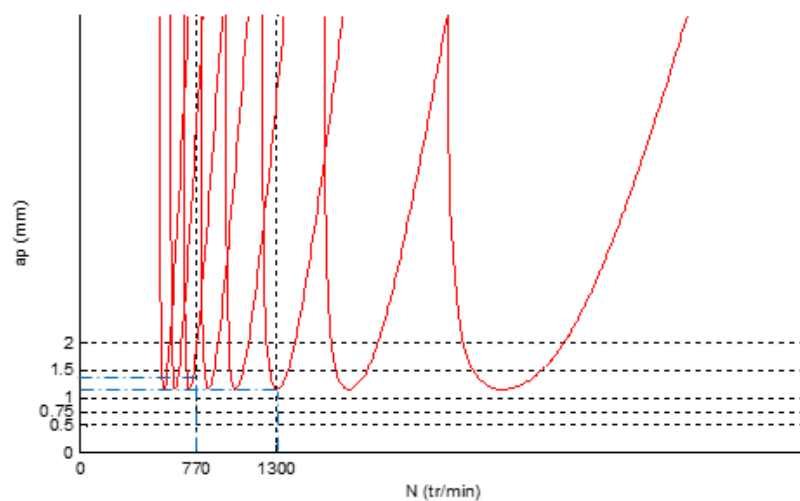


Figure III.2 : Lobes de stabilités obtenues (fraise en carbure)

La zone du graphique, située en dessous des lobes, est une zone de stabilité d'usinage ; alors que celle, située au-dessus des lobes, est une zone d'instabilité. Le graphique est construit sur la base de deux paramètres du régime de coupe qui sont la fréquence de rotation de la broche N (tr/min) et la profondeur de passe a_p (mm).

III.1.2 Position des régimes de coupe expérimentés dans les zones simulées de stabilité-instabilité

L'étape qui suit nous a permis de classer les régimes de coupe expérimentés R1 à R8 (Chapitre II, Tableau 1) en régimes stables et instables. Cette détermination est possible en positionnant sur le graphe des lobes, par des points, tous les régimes expérimentés R1 à R8, utilisant les valeurs de leurs paramètres de coupe a_p (mm) et N (tr/min), comme indiqué sur la figure III.3.

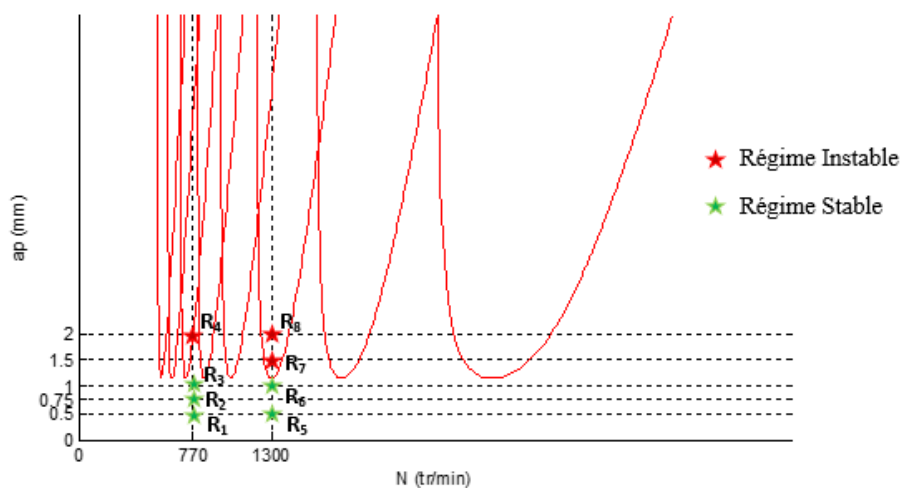


Figure III.3 : Localisation des régimes expérimentés dans les zones de stabilité/instabilité simulées

On peut ainsi voir que : R1, R2, R3, R5 et R6 sont des régimes stables, alors que R4, R7 et R8 sont des régimes instables.

Aussi, ce graphique nous donne les profondeurs de passe limites de stabilité-instabilité qui sont 1,9 mm et 1,1 mm pour, respectivement, les vitesses de coupe de 60 et 102 m/min.

III.1.2.1 Détermination des valeurs limites RMS et accélérations de stabilité - instabilité

Pour la détermination des valeurs limites RMS_{limite} et accélération Acc_{limite} de stabilité - instabilité, nous avons utilisé les valeurs limites de stabilité – instabilité des profondeurs de passe déterminées au point précédent (figure III.3). Ces RMS_{limite} et Acc_{limite} ont servi à apprécier la stabilité d'un régime de coupe. Les régimes, dont les RMS et accélération sont inférieurs aux RMS_{limite} et Acc_{limite} , sont considérés stables ; alors que ceux, dont les RMS et accélérations sont supérieures aux limites, sont considérés instables.

III.1.2.2 Analyse des régimes de coupe par RMS

Les RMS calculés et donnés au tableau III.1 ont permis d'établir le graphique d'évolution des RMS en fonction de la profondeur de passe a_p et de la vitesse de coupe V_c et surtout d'en tirer les RMS_{limite} . Les RMS_{limite} sont obtenus en projetant, sur le graphe de la figure III.4, les valeurs des profondeurs de passes limites, déterminées préalablement au paragraphe III.1.2, figure III.3.

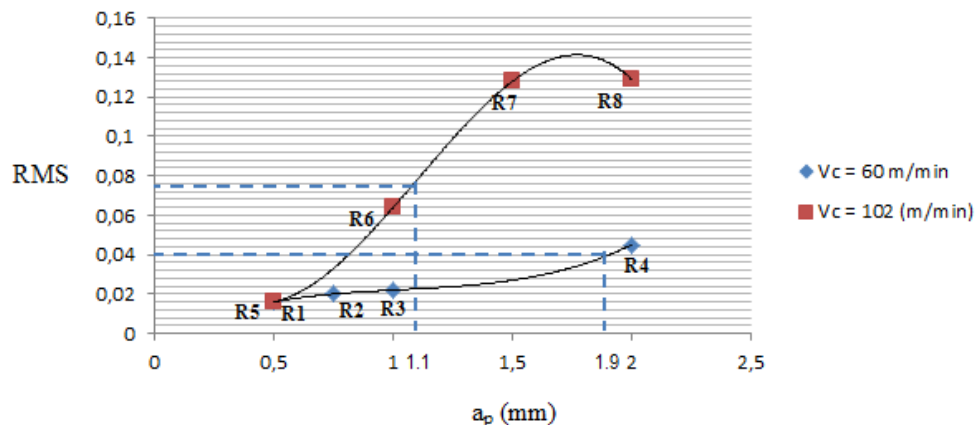


Figure III.4 : Evolutions des RMS par rapport aux paramètres de coupe a_p et V_c .

Pour le groupe de régimes R1 à R4, où la vitesse de coupe V_c est 60 m/min, RMS_{limite} est 0,04. Pour l'autre groupe de régimes R5 à R8, où la vitesse de coupe V_c est 102 m/min, RMS_{limite} est 0,078. D'après la figure III.4 et les RMS_{limite} , on peut déduire que les régimes R1, R2, R3 et R5, R6 sont stables, alors que les régimes R4, R7 et R8 sont instables.

III.1.2.3 Analyse des régimes de coupe par les accélérations ($f_z = 1000$ Hz)

De la même manière, on a établi la figure III.5 qui représente les évolutions des accélérations relevées et indiquées au tableau III.1, en fonction de la profondeur de passe a_p et de la vitesse de coupe V_c . Cette figure permet aussi de tirer les valeurs limites des accélérations en projetant sur le graphe les valeurs des profondeurs de passes limites, déterminées préalablement au paragraphe III.1.2, figure III.3.

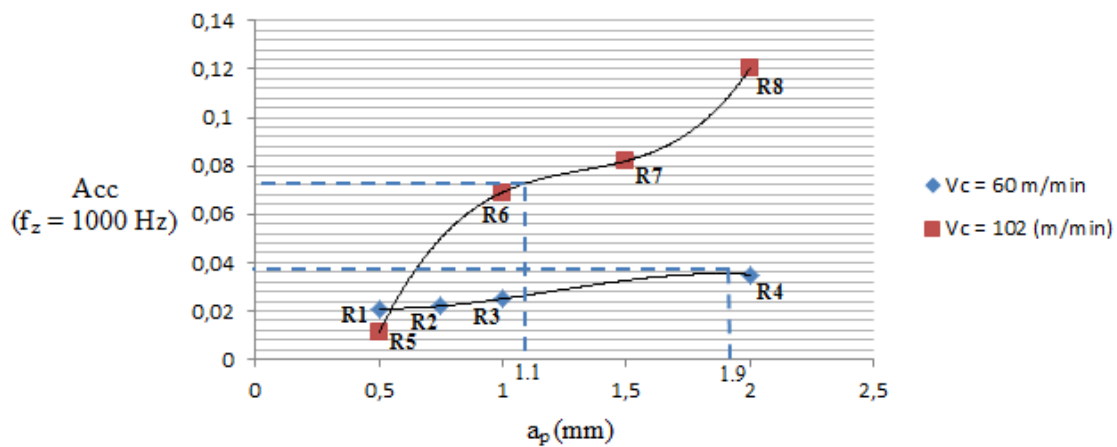
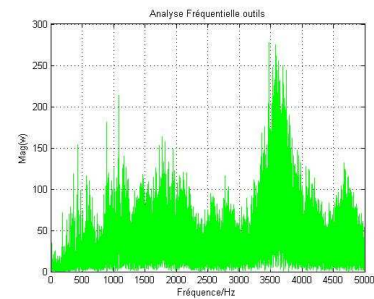
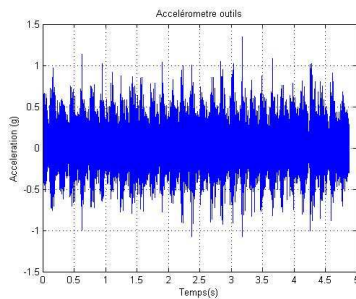


Figure III.5 : Evolutions des accélérations par rapport aux paramètres de coupe a_p et V_c .

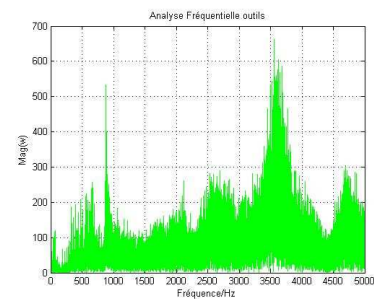
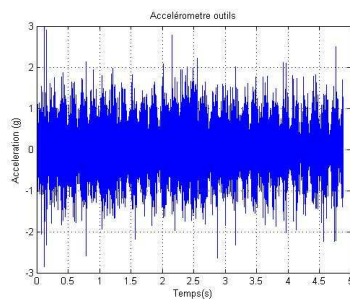
Pour le groupe des régimes R1 à R4, ou V_c est 60 m/min, Acc_{limite} est 0,039. Pour le groupe des régimes R5 à R8, ou V_c est 102 m/min, Acc_{limite} est 0,07. D'après la figure 8 et les accélérations limites, on peut déduire que les régimes R1, R2, R3 et R5, R6 sont stables et les régimes R4, R7 et R8 sont instables.

III.2 Signaux vibratoires donnés par l'outil en ARS

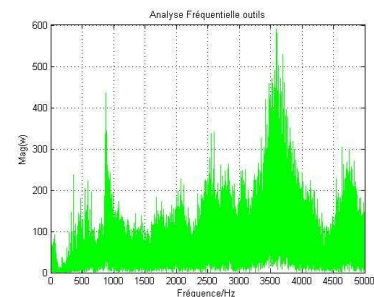
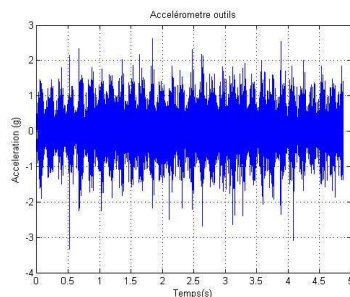
Comme pour les outils en carbure, des expériences similaires ont été réalisées pour l'outil en ARS; avec des régimes préétablis, variant la profondeur de passe a_p et la vitesse de coupe V_c et fixant la vitesse d'avance f à 0,017 m/min pour le groupe des régime de coupe R1 à R10 et 0.034 pour le groupe des régimes R11 à R20. Afin de relever les signaux vibratoires, dans la direction de l'axe longitudinal d'avance de la pièce et autour de la fréquence propre ω_n mesurée, sur l'outil, à proximité de la zone de coupe. Les spectres relevés des régimes expérimentés R1 à R20 sont donnés dans la figure III.6.



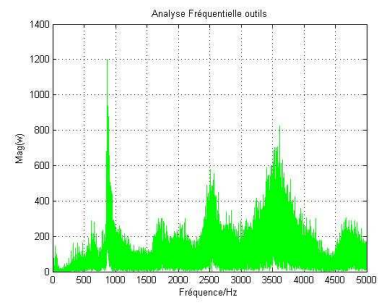
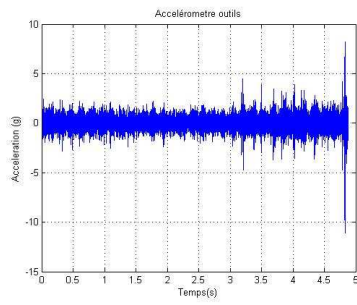
Régime 1 : $V_c = 72$ m/min, $a_p = 0.5$ mm



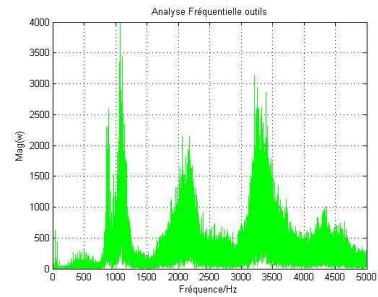
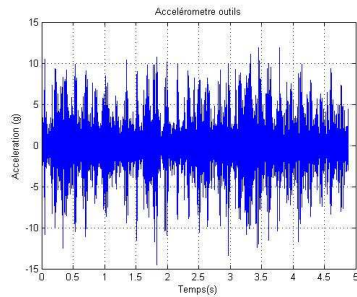
Régime 2 : $V_c = 72$ m/min, $a_p = 1$ mm



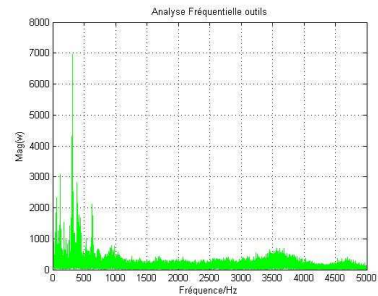
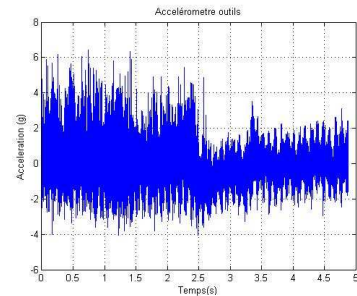
Régime 3 : $V_c = 72$ m/min, $a_p = 1.5$ mm



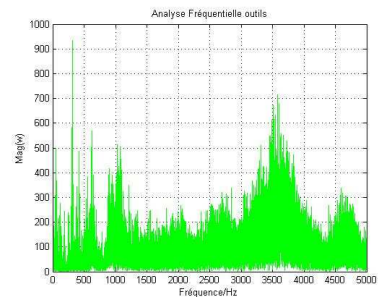
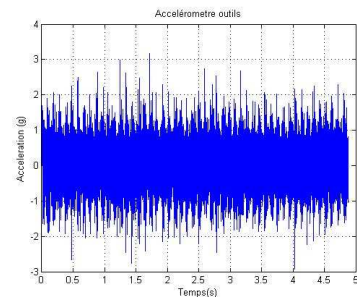
Régime 4 : $V_c = 72$ m/min, $a_p = 2$ mm



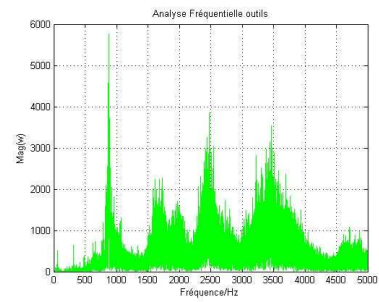
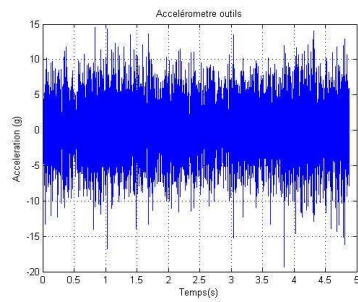
Régime 5 : $V_c = 122$ m/min, $a_p = 2.5$ mm



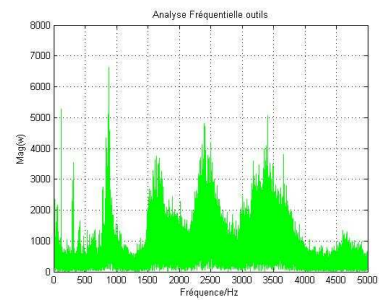
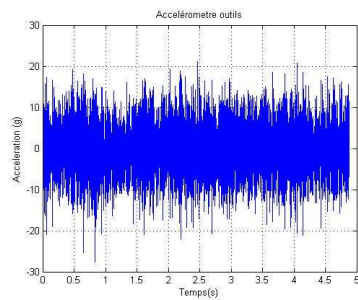
Régime 6 : $V_c = 122$ m/min, $a_p = 0.5$ mm



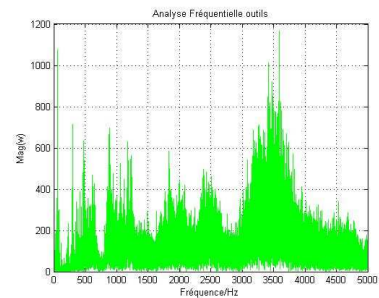
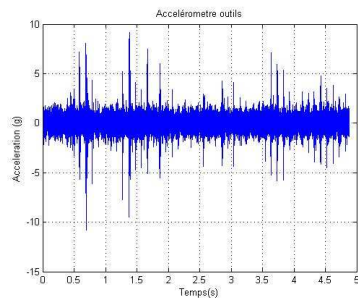
Régime 7 : $V_c = 122$ m/min, $a_p = 1$ mm



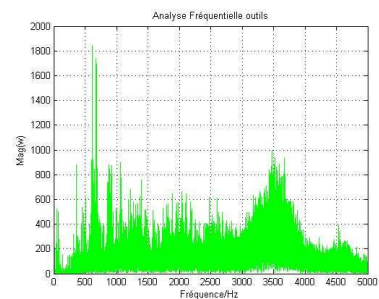
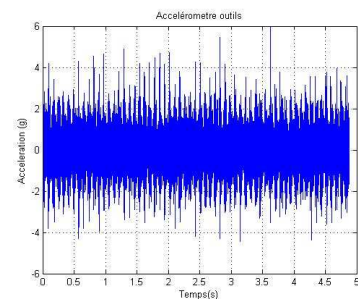
Régime 8: $V_c = 122$ m/min, $a_p = 1.5$ mm



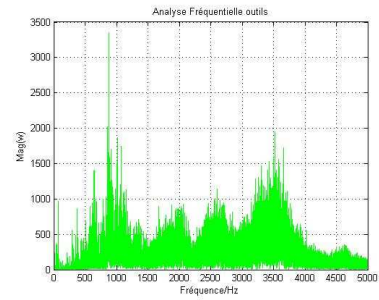
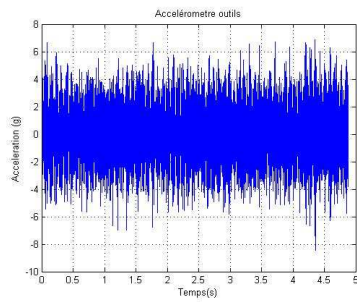
Régime 9 : $V_c = 122$ m/min, $a_p = 2$ mm



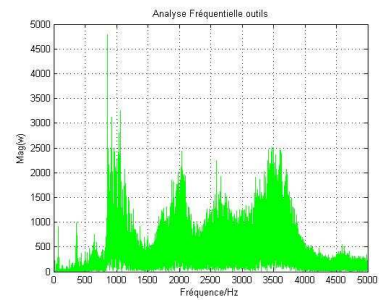
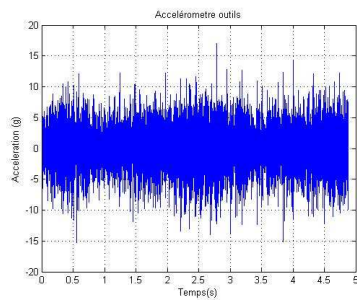
Régime 10 : $V_c = 122$ m/min, $a_p = 2.5$ mm



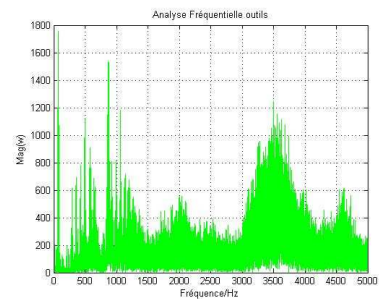
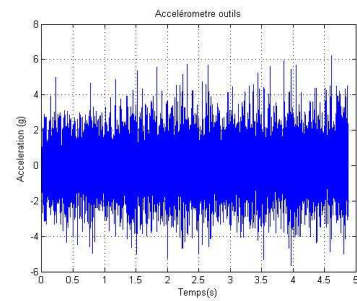
Régime 11 : $V_c = 144$ m/min, $a_p = 0.5$ mm



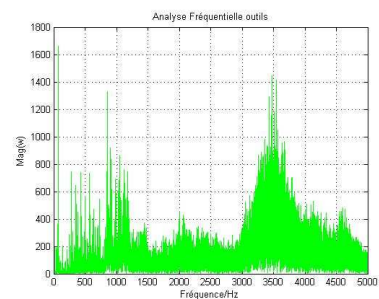
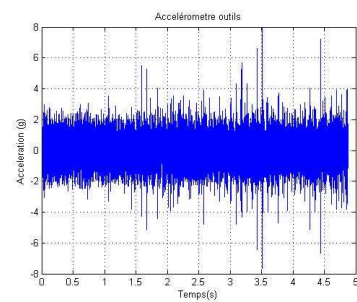
Régime 12 : $V_c = 144$ m/min, $a_p = 1$ mm



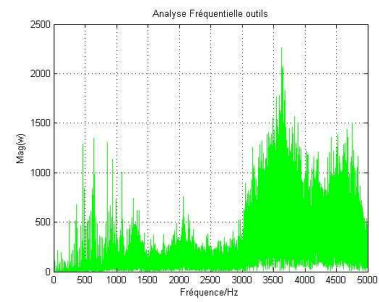
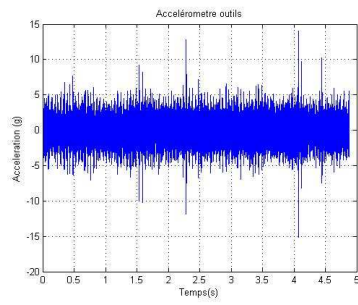
Régime 13 : $V_c = 144$ m/min, $a_p = 1.5$ mm



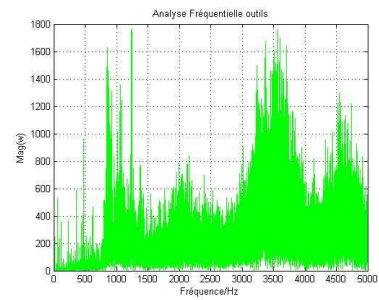
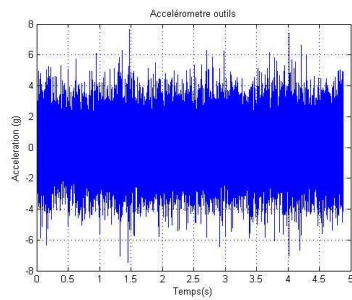
Régime 14 : $V_c = 144$ m/min, $a_p = 2$ mm



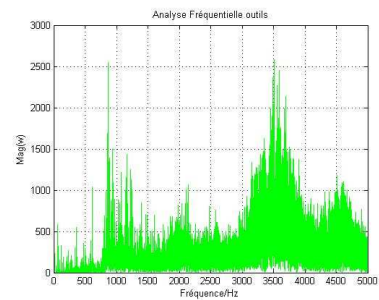
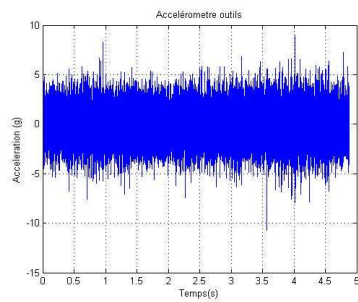
Régime 15 : $V_c = 144$ m/min, $a_p = 2.5$ mm



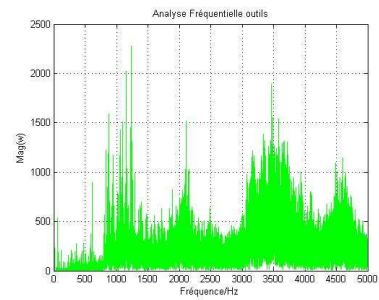
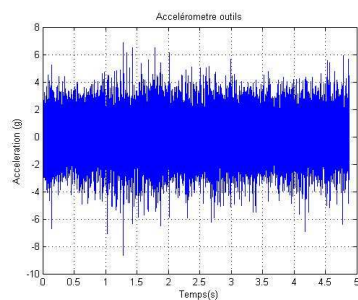
Régime 16 : $V_c = 244$ m/min, $a_p = 0.5$ mm



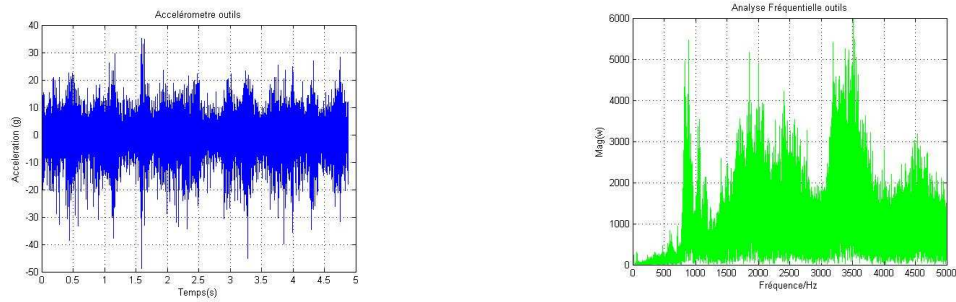
Régime 17 : $V_c = 244$ m/min, $a_p = 1$ mm



Régime 18 : $V_c = 244$ m/min, $a_p = 1.5$ mm



Régime 19 : $V_c = 244$ m/min, $a_p = 2$ mm



Régime 20 : $V_c = 244$ m/min, $a_p = 2.5$ mm

Figure III.6 : Accélérations relevées des vingt régimes d'usinage suivant la direction d'avance de table longitudinale (axe Y_{long}).

Les niveaux des accélérations, aux alentours de la fréquence propre, sont directement donnés par les valeurs des accélérations de la figure III.6 (Y des spectres) et du tableau III.2. L'analyse de ces valeurs montre que pour une vitesse de coupe constante et une profondeur de passe croissante, les niveaux des accélérations augmentent.

Tableau III.2 : Valeurs des RMS calculés.

Régimes	V_c (m/min)	a_p (mm)	f (m/min)	Valeurs RMS signal total (Axes-Y)
R1	72	0.5		0,22
R2	72	1		0,32
R3	72	1.5		0,45
R4	72	2		0,48
R5	72	2.5	0.017	1,39
R6	122	0.5		0,47
R7	122	1		0,83
R8	122	1.5		0,47
R9	122	2		0,55
R10	122	2.5		2,82
R11	144	0.5		0,43
R12	144	1		1,04
R13	144	1.5		1,42

R14	144	2		0,74
R15	144	2.5	0.034	4,07
R16	244	0.5		0,48
R17	244	1		1,41
R18	244	1.5		3,02
R19	244	2		2,06
R20	244	2.5		2,63

Avec l'augmentation des valeurs de la profondeur de passe et avec une vitesse de broche constante, les valeurs enregistrées des RMS augmentent aussi mais différemment.

Les RMS déterminés à la petite vitesse de broche sont de valeurs faibles alors que les RMS déterminés à la grande vitesse de broche sont de valeurs plus importantes.

Par rapport aux bandes de fréquences relevées dans le signal; pour $V_c = 72$ m/min, les RMS des bandes larges des régimes instables sont faibles et très rapprochés, ils sont de l'ordre de 0.41, 0.53, 1.05 ; pour $V_c = 122$ m/min et 144 m/min, les RMS des bandes larges des régimes instables sont élevés et assez espacés, ils sont de l'ordre de 0.24, 2.03, 0.37, 0.28, 1.34, (figure III.6, tableau III.2).

Les accélérations croissent significativement à la grande vitesse de broche, alors qu'elles croissent faiblement à la petite vitesse de broche.

III.2.1 Lobes de stabilité obtenus par simulation (Fraise en ARS)

Là aussi, l'exécution de l'algorithme décrit à la figure II.5, au chapitre précédent, nous donne les lobes de stabilité présentés dans la figure III.7. Les valeurs utilisées pour son exécution sont issues des expériences décrites dans le paragraphe II.2.2

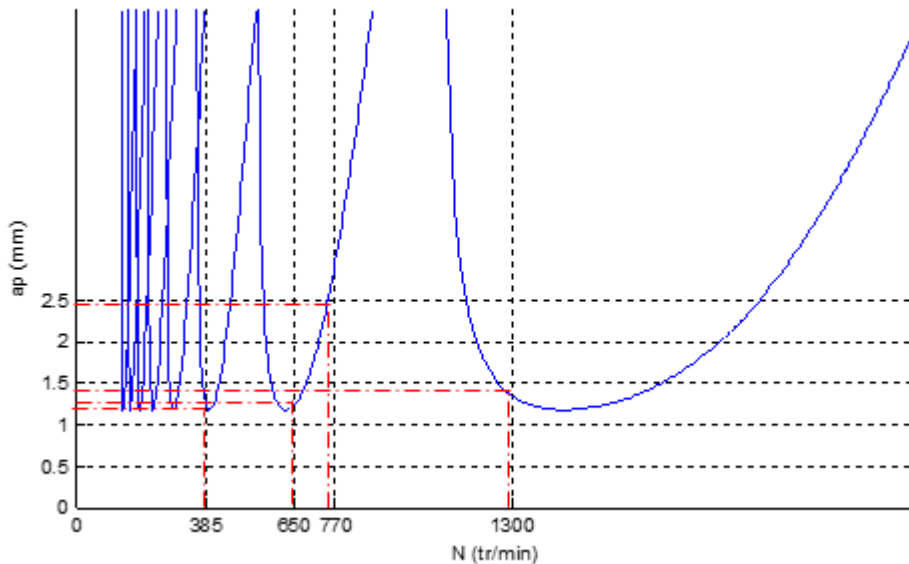


Figure III.7 : Lobe de stabilités obtenues (fraise en ARS)

La zone du graphique, située en dessous des lobes, est une zone de stabilité d'usinage ; alors que celle, située au-dessus des lobes, est une zone d'instabilité. Le graphique est construit sur la base de deux paramètres du régime de coupe qui sont la fréquence de rotation de la broche N (tr/min) et la profondeur de passe a_p (mm).

III.2.2 Positions des régimes de coupe expérimentés dans les zones simulées de stabilité - instabilité

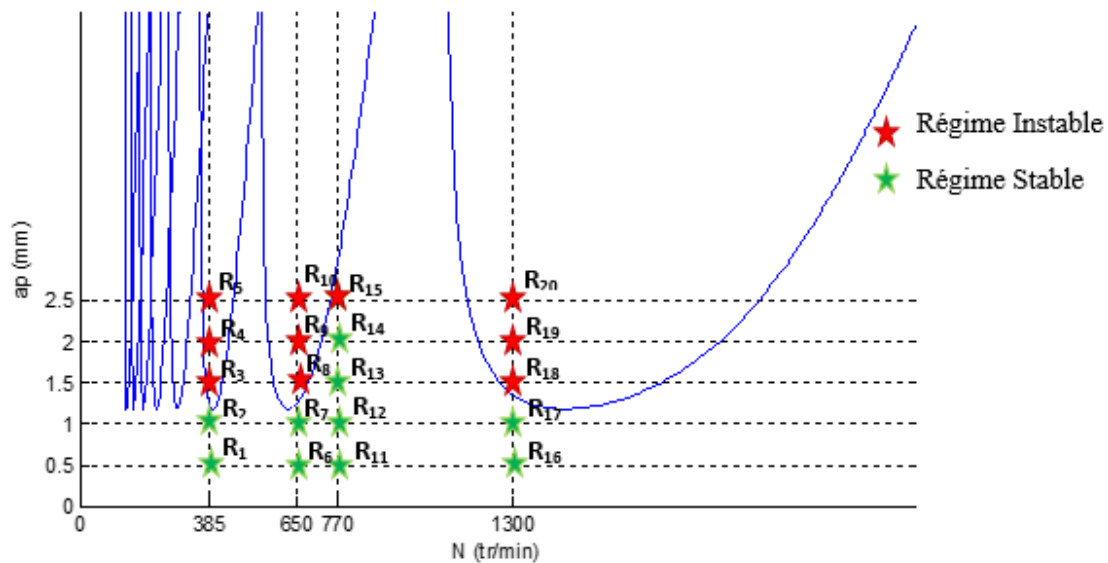


Figure III.8 : Localisation des régimes de coupe expérimentés dans les zones de stabilité/instabilité simulées.

Le graphique obtenu, constitué de huit lobes, permet de délimiter les zones stables et instables de la coupe en fraisage (rainurage) d'un système outil en acier rapide spécial – pièce acier XC 18.

L'intégration des régimes expérimentés dans le graphique de simulation des lobes de stabilité, toujours pour le couple de matériaux expérimentés, fait ressortir que les régimes 1, 2, 6, 7, 11, 12, 13, 14 et 16, 17 sont situés dans la zone simulée de stabilité ; alors que les régimes 3, 4, 5, 8, 9, 10, 15 et 19, 20 se trouvent, quant à eux, dans la zone simulée d'instabilité (figure III.8).

Cette simulation, spécifique au couple choisi pièce-outil, donne aussi la possibilité d'apprécier et de choisir d'autres paramètres de coupe : vitesse de broche – profondeur de passe autres que ceux expérimentés.

III.2.3 Valeurs limites de stabilité des RMS des régimes expérimentés

Sur la base des valeurs limites de a_p , déterminées par les lobes de stabilité aux vitesses de broche expérimentées, et avec les équations des RMS et leurs courbes de tendance figure III.9, on a déterminé les valeurs limites des RMS tableau III.3 :

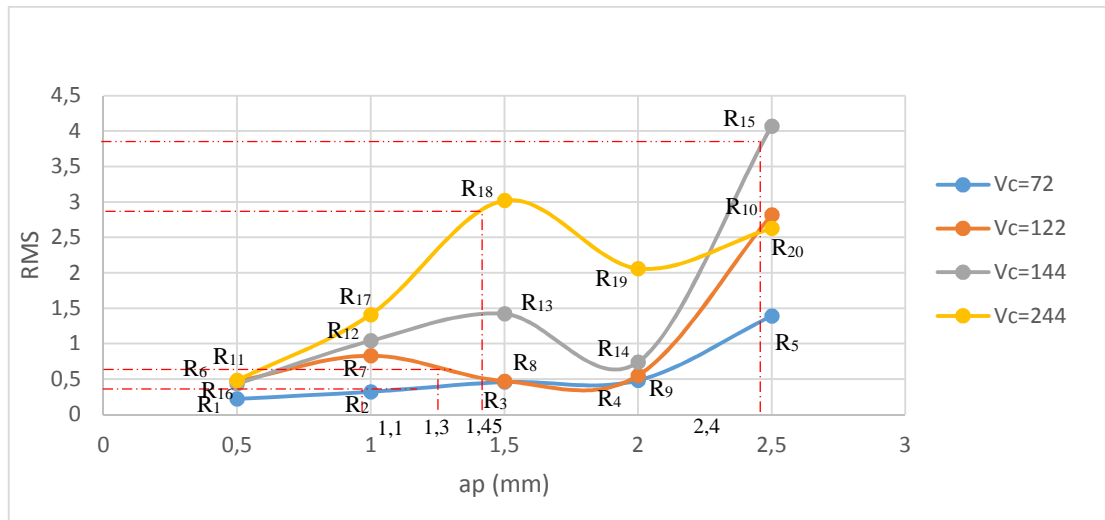


Figure III.9 : Evolutions des RMS par rapport aux paramètres de coupe expérimentés a_p et N (Axe Y).

Tableau III.3 : Valeurs limites de stabilité/instabilité des RMS et des accélérations

Vitesse de broche V_c (m/min)	RMS_{limite}
72	0.41
122	0.6
144	3.9
244	2.9

Selon les valeurs des RMS déterminés dans les bandes de fréquences des régimes expérimentés ($V_c = 72, 122, 144$ et 244 m/min) et suivant les valeurs limites de stabilité/instabilité établies, on détermine la stabilité et l'instabilité d'un régime de coupe. Si les valeurs des RMS des régimes expérimentés sont inférieures aux RMS_{limite} , ces régimes sont stables ; alors que si elles sont supérieures aux valeurs limites, les régimes sont instables.

Ainsi, les RMS des régimes 1 et 2 pour $V_c = 72$ m/min sont inférieurs aux valeurs RMS_{limite} 0.41 ; les RMS des régimes 6 et 7 pour $V_c = 122$ m/min sont aussi inférieurs aux valeurs RMS_{limite} 0.6 ; les RMS des régimes 11, 12, 13 et 14 pour $V_c = 144$ m/min sont aussi inférieurs aux valeurs RMS_{limite} 3.9 ; et les RMS des régimes 16 et 17 pour $V_c = 244$ m/min sont aussi inférieurs aux valeurs RMS_{limite} 2.9 ; donc les régimes 1, 2, 6, 7, 11, 12, 13, 14 et 16, 17 sont stables.

Alors que le RMS du régime 3, 4 et 5 pour $V_c = 72$ m/min est supérieur aux valeurs RMS_{limite} 0.41; les RMS des régimes 8, 9 et 10 pour $V_c = 122$ m/min sont aussi supérieurs aux valeurs RMS_{limite} 0.6 ; les RMS du régime 15 pour $V_c = 144$ m/min sont aussi supérieurs aux valeurs RMS_{limite} 3.9 ; et les RMS des régimes 18, 19 et 20 pour $V_c = 2.44$ m/min sont aussi supérieurs aux valeurs RMS_{limite} 2.9 ; donc les régimes 3, 4, 5, 8, 9, 10, 13, 15 et 18, 19, 20 sont instables.

III.2.4 Détermination des paramètres efficaces de vibrations et analyse des niveaux vibratoires

En utilisant le logiciel LabView Académique 2012, nous avons déterminé les autres paramètres efficaces d'analyse vibratoire (voir paragraphe I.7) qui sont présentés dans le tableau III.4.

Tableau III.4 : Autres paramètres déterminés d'analyse vibratoire

régimes	SkN	KRT	Moyenne	Shape Facteur	Variance	Ecart Type	FC	Amp1	Frq1
R1	-0,06	5,90	0,029	7,04	0,05	0,22	9,54	528,69	2715
R2	-0,01	4,63	0,027	10,55	0,10	0,31	6,72	1147,18	363
R3	-0,06	5,58	0,03	12,21	0,20	0,45	12,61	1072,71	2649
R4	0,10	12,70	0,02	22,18	0,23	0,48	11,81	836,79	2668
R5	-0,31	16,24	0,16	7,54	1,91	1,38	10,24	1672,09	10225
R6	0,14	4,61	0,027	18,22	0,22	0,47	7,48	866,14	2685
R7	0,36	7,25	0,008	94,19	0,68	0,83	8,87	1807,14	299
R8	-0,11	3,84	0,009	28,94	0,22	0,47	10,11	2446,71	291
R9	-0,09	5,01	0,019	12,81	0,30	0,55	15,67	4175,46	286
R10	0,11	8,03	0,03	61,50	7,95	2,81	9,83	5263,01	19698

R11	-0,10	3,79	0,101	3,92	0,17	0,42	6,18	2736,39	2558
R12	-0,02	9,96	0,01	35,01	1,08	1,04	23,53	2790,74	6364
R13	0,07	7,96	0,017	30,69	2,02	1,42	19,98	4693,94	6204
R14	0,12	6,20	0,03	7,33	0,55	0,74	19,14	3864,96	351
R15	-0,15	13,54	0,04	30,60	16,57	4,07	23,93	9590,62	23542
R16	0,08	4,24	0,07	6,18	0,22	0,47	7,39	1719,34	2454
R17	-0,02	5,15	0,02	26,39	2,01	1,41	13,03	3297,64	7046
R18	-0,004	3,62	0,042	31,12	9,13	3,02	9,19	6936,45	6229
R19	0,01	6,31	0,04	28,92	4,28	2,06	9,77	4892,34	22493
R20	-0,19	6,74	0,05	22,93	6,96	2,63	11,34	6888,23	22371

L'analyse de ces paramètres montre qu'après les RMS, le facteur crête peut être aussi un indicateur de la stabilité d'usinage.

En effet, les régimes instables affichent une valeur crête supérieure à 9.19 ; à l'exception du régime R1 malgré son facteur crête de 9.54 est considéré stable par RMS.

Bien entendu, cette approche d'évaluation par facteur crête nécessite une confirmation, par d'autres travaux.

Chapitre IV

*Stabilité et optimisation de la productivité
et de la qualité
d'usinage avec différents matériaux de
coupe*

IV.1 Lobes de stabilité en usinage avec différents matériaux de coupe

IV.1.1 Présentation des propriétés physiques des matériaux de coupe

Tableau IV.1 : Propriétés physiques des matériaux de coupe [79]

Propriété	Masse volumique (Kg.m ⁻³)	Module d'élasticité (GPa)	Résistance à la rupture en flexion (MPa)	Dureté Vickers (HV ₃₀)	Coefficient de dilation linéaire (10. ⁻⁶ K ⁻¹)	Conductivité thermique à 20°C (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	Ténacité K _k (MPa)
Céramique Alumine.....Al ₂ O ₃	3900	400	400 à 600	2400	8	25 à 30	4 à 6
Diamant synthétique PCD poly-cristallin (2)	3860	920	920	5000 à 8000	3.6 à 6	80 à 120	6

IV.1.2 Données de simulation et présentation des modes

Sur la base des valeurs de la dureté Vickers HV des différents matériaux de coupe tirés du tableau IV.1 et utilisant l'interpolation, nous avons obtenus les valeurs des coefficients de coupe K_r et K_t des matériaux de coupe en céramique et en diamant.

Le taux d'amortissement (ξ) est surtout lié à la masse de l'outil et donc à son diamètre. Pour la simulation, nous avons considéré deux diamètres d'outil, donc deux taux d'amortissement.

La simulation de la stabilité d'usinage pour les nouveaux matériaux de coupe, la céramique et le diamant, s'est effectuée selon deux modes : pour le mode 1, la simulation s'est effectuée avec une fraise de diamètre 60, alors que pour le mode 2, la simulation s'est effectuée avec une fraise de diamètre 25.

La simulation de la stabilité d'usinage utilisant les outils en ARS et en carbure a été réalisée sans mode, pour l'ARS une fraise de diamètre 60 a été utilisée, alors que pour le carbure, une fraise de diamètre 25.

Les données de simulation sont récapitulées dans le tableau IV.2 qui suit.

Tableau IV.2 : Synthèse des données de simulation

Paramètre	Céramique		Diamants	
Dureté Vickers HV	2400		5000 à 8000	
Nombre de lobes k	08		08	
Diamètre de la fraise d	Mode 1	Mode 2	Mode 1	Mode 2
	60	25	60	25
Nombre de dents Z	06	02	06	02
Angle d'hélice a_e	0.42°	0.48°	0.42°	0.48°
Raideur K (N.m ⁻¹)	45*10 ⁷	45*10 ⁷	45*10 ⁷	45*10 ⁷
Fréquence propre ω_n (Hz)	670	1000	670	1000
Coefficient de coupe radial Kr (MPa)	0.65		0.25	
Coefficient de coupe tangentiel Kt (MPa)	1450		750	
Taux d'amortissement ξ	0.03	0.023	0.03	0.023

IV.1. 3 Lobes de stabilité des nouveaux matériaux de coupe

IV.1.3.1 Lobes de stabilité obtenus en utilisant l'outil en céramique

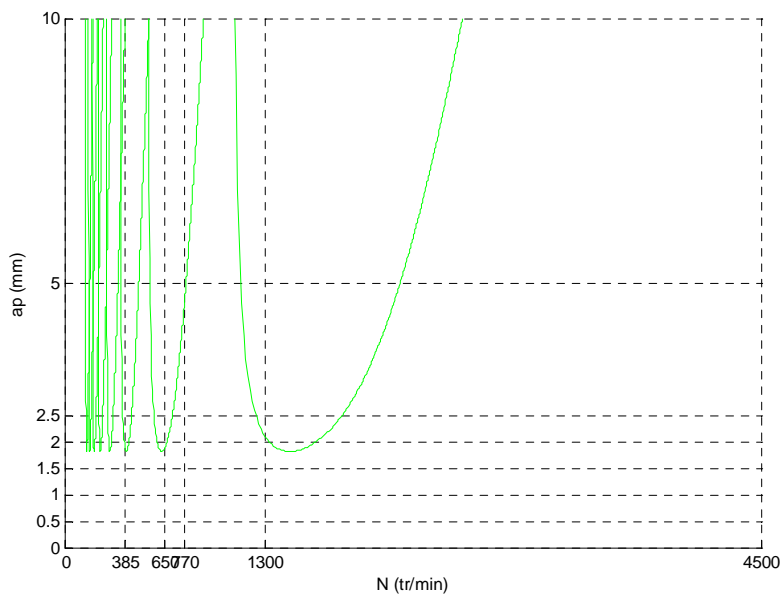


Figure IV.1 : Lobes de stabilité obtenus avec l'outil en céramique, utilisant les paramètres du mode 1.

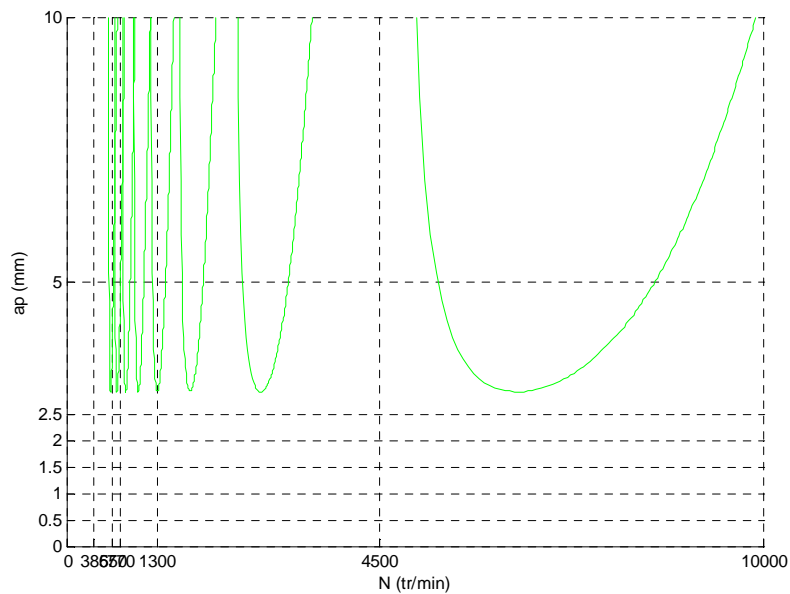


Figure IV.2 : Lobes de stabilité obtenus avec l'outil en céramique, utilisant les paramètres du mode 2.

Les lobes de stabilité d'usinage, utilisant l'outil de coupe en céramique, sont différents en mode 1 et en mode 2. Pour le mode 1 (figure IV.1), caractérisé par un outil à plus grand diamètre, les lobes sont beaucoup plus rétrécis et tirés vers le bas : le 8^{ème} lobe est projeté aux environs de la fréquence de rotation de la broche $N \approx 1500$ tr/min et de la profondeur de passe $a_p \approx 1.8$ mm.

Pour le mode 2 (figure IV.2), où le diamètre d'outil est plus petit, les lobes sont plus étendus et tirés vers le haut : le 8^{ème} lobe est à la fréquence de rotation de la broche $N \approx 7200$ tr/min et la profondeur de passe $a_p \approx 3$ mm.

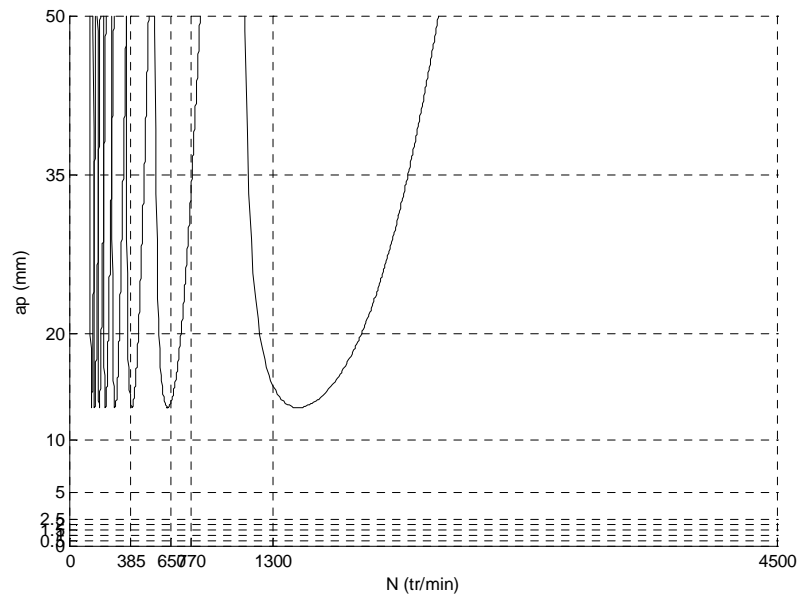
IV.1.3.2 Lobes de stabilité obtenus en utilisant l'outil en diamant

Figure IV.3 : Lobes de stabilité obtenus avec l'outil en diamant, utilisant les paramètres du mode 1.

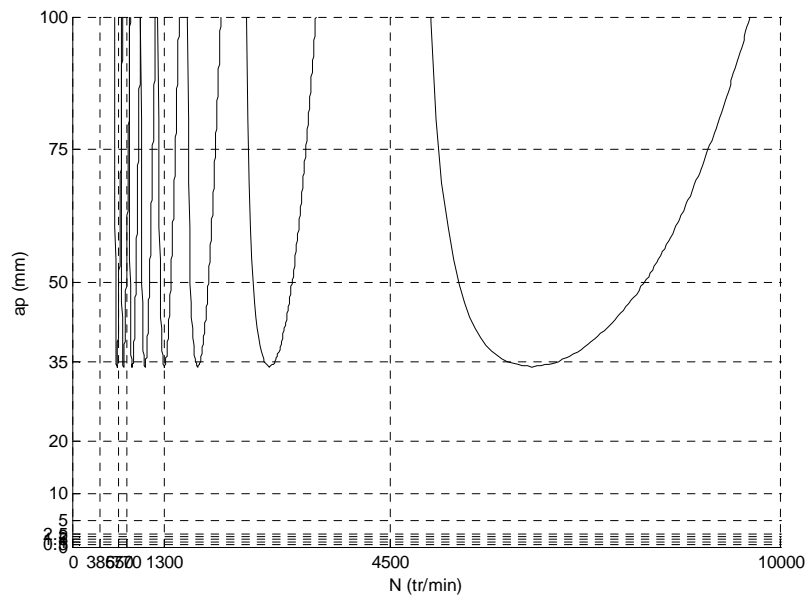


Figure IV.4 : Lobes de stabilité obtenus avec l'outil en diamant, utilisant les paramètres du mode 2.

Les lobes de stabilité d'usinage avec l'outil en diamant présentent aussi la même différence dans les allures que celles des lobes de stabilité avec l'outil en céramique, c'est-à-dire rétrécis et tirés vers le bas pour le mode 1 et étendus et tirés vers le haut pour le mode 2.

Le 8^{ème} lobe est à $N \approx 1500$ tr/min et $a_p \approx 13$ mm en mode 1 alors qu'il est à $N \approx 7200$ tr/min et $a_p \approx 35$ mm en mode 2.

La variation des allures des lobes de stabilité d'usinage dans les deux modes (1 et 2) et pour les deux matériaux de coupe (céramique et diamant) trouve son explication dans la fréquence propre ω_n (Hz).

IV.2 Etudes comparatives des zones de stabilité des matériaux de coupe en mode identique

Tableau IV.3 : Paramètres des différents outils de coupe étudiés

Paramètre	ARS	céramique	diamants
Nombre de lobes k	08	08	08
Diamètre de la fraise d	60	60	60
Nombre de dents Z	06	06	06
Angle d'hélice a_e	0.42°	0.42°	0.42°
Raideur K (N.m ⁻¹)	$45 \cdot 10^7$	$45 \cdot 10^7$	$45 \cdot 10^7$
Fréquence propre ω_n (Hz)	670	670	670
Coefficient de coupe radial K_r (MPa)	0.9	0.65	0.25
Coefficient de coupe tangentiel K_t (MPa)	1800	1450	750
Taux d'amortissement ξ	0.03	0.03	0.023

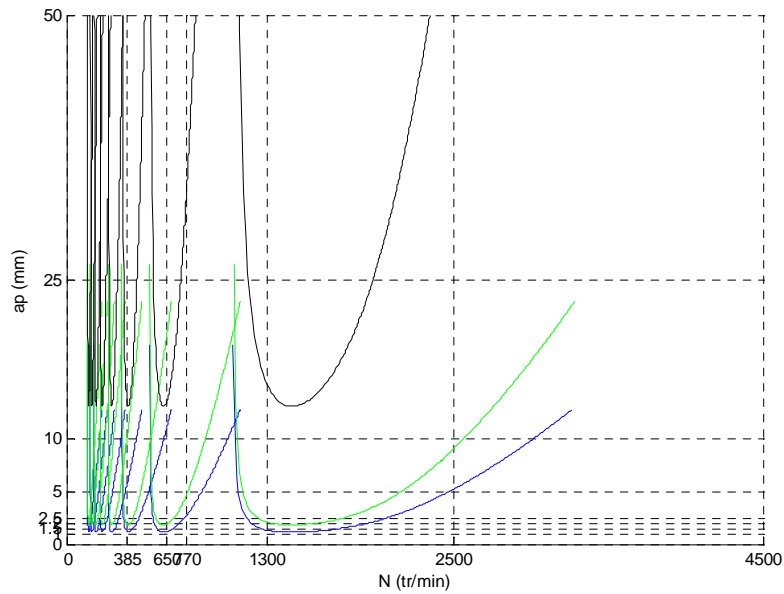


Figure IV.5 : Lobes de stabilité superposés

— Outil en acier, — Outil en céramique, — Outil en diamant

En comparant les zones de stabilité d'usinage avec différents matériaux de coupe ou ces zones peuvent être assimilées à des surfaces de stabilité formées par les paramètres fonctionnels des régimes de coupe (vitesse et profondeur de passe), on déduit que l'usinage à l'outil en diamant offre le plus grand nombre de régimes de coupe, en terme pratique plus de productivité, suivi par l'outil en céramique et enfin par l'outil en ARS.

IV.3 Optimisation de la productivité et de la qualité d'usinage

IV.3.1 Influence de la fréquence propre ω_n sur les paramètres de coupe

Tableau IV.4 : Paramètres de simulation de la stabilité, appliqués à l'outil en ARS

Paramètre	ARS à 2 dents	ARS à 6 dents	ARS à 12 dents
Nombre de lobes k	08	08	08
Diamètre de la fraise d	20	60	120
Angle d'hélice a_e	0.42°	0.42°	0.42°
Raideur K ($N.m^{-1}$)	$45 \cdot 10^7$	$45 \cdot 10^7$	$45 \cdot 10^7$
Fréquence propre ω_n (Hz)	220	670	1340
Coefficient de coupe radial K_r (MPa)	0.9	0.9	0.9
Coefficient de coupe tangentiel K_t (MPa)	1800	1800	1800
Taux d'amortissement ξ	0.03	0.03	0.03

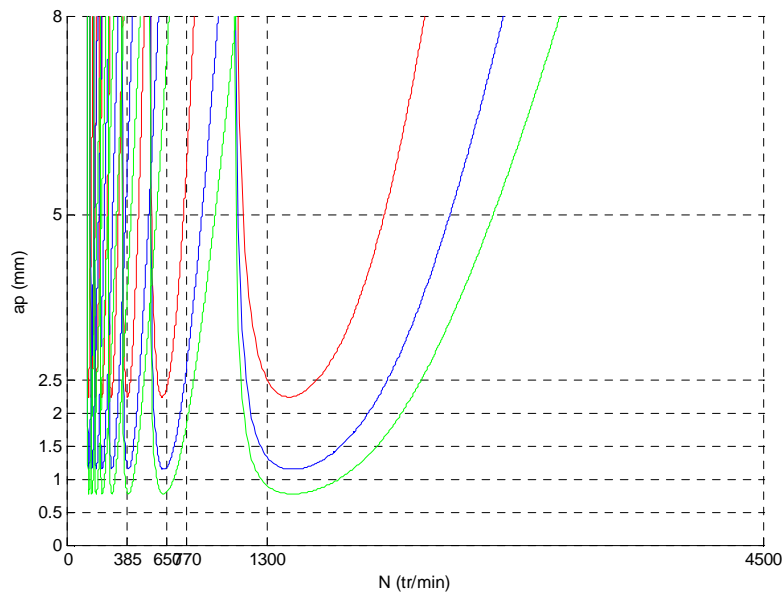


Figure IV.6 : Variation des lobes de stabilité par rapport à la fréquence propre, outil en ARS.

— $\omega_n = 220$, — $\omega_n = 670$, — $\omega_n = 1340$

Tableau IV.5 : Paramètres de simulation de la stabilité, appliqués à l'outil en Carbure (TN 450)

Paramètre	carbure à 2 dents	carbure à 4 dents	carbure à 8 dents
Nombre de lobes k	08	08	08
Diamètre de la fraise d	25	50	100
Angle d'hélice a_e	0.48°	0.48°	0.48°
Raideur K ($N.m^{-1}$)	$45 \cdot 10^7$	$45 \cdot 10^7$	$45 \cdot 10^7$
Fréquence propre ω_n (Hz)	1000	2000	4000
Coefficient de coupe radial K_r (MPa)	0.8	0.8	0.8
Coefficient de coupe tangentiel K_t (MPa)	1650	1650	1650
Taux d'amortissement ξ	0.023	0.023	0.023

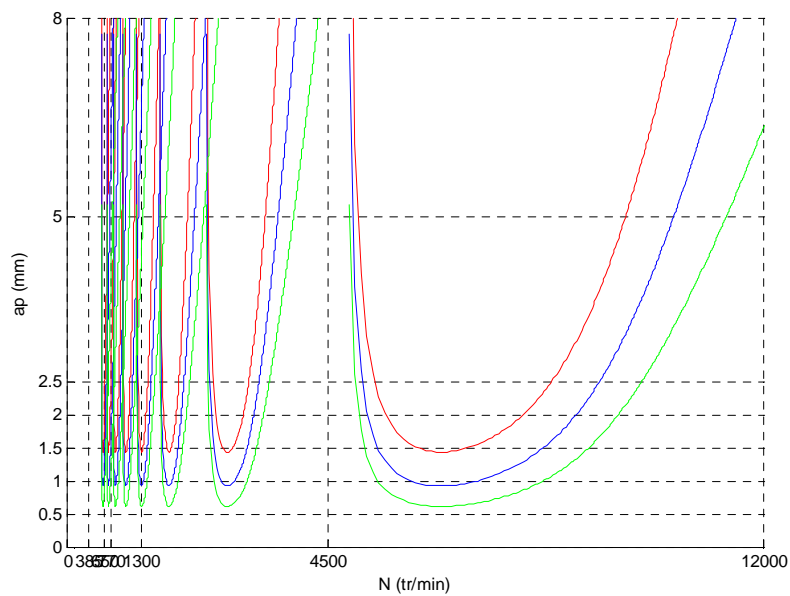
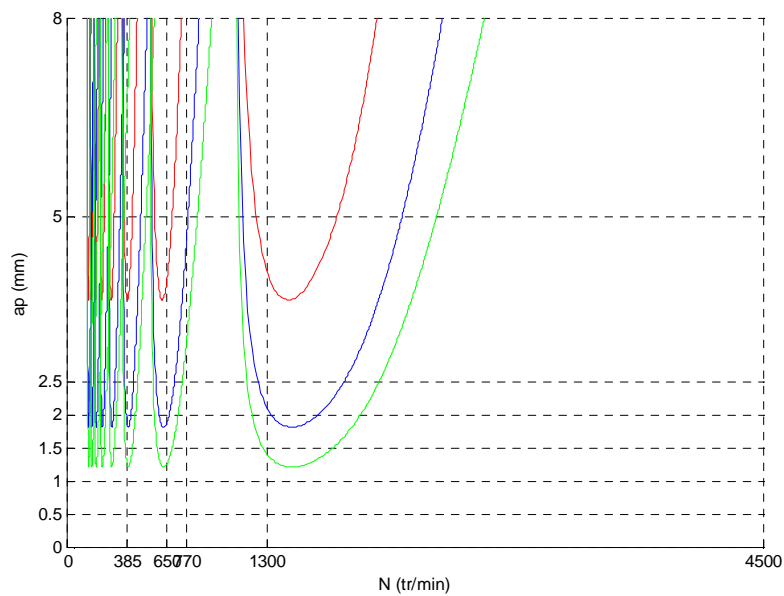


Figure IV.7 : Variation des lobes de stabilité par rapport à la fréquence propre, outil en carbure.

— $\omega_n = 1000$, — $\omega_n = 2000$, — $\omega_n = 4000$

Tableau IV.6 : Paramètres de simulation de la stabilité, appliqués à l'outil en céramique

Paramètre	Céramique à 2 dents	Céramique à 6 dents	Céramique à 12 dents
Nombre de lobes k	08	08	08
Diamètre de la fraise d	20	60	120
Angle d'hélice a_e	0.42°	0.42°	0.42°
Raideur K (N.m ⁻¹)	$45 \cdot 10^7$	$45 \cdot 10^7$	$45 \cdot 10^7$
Fréquence propre ω_n (Hz)	220	670	1340
Coefficient de coupe radial Kr (MPa)	0.65	0.65	0.65
Coefficient de coupe tangentiel Kt (MPa)	1450	1450	1450
Taux d'amortissement ξ	0.03	0.03	0.03

**Figure IV.8** : Variation des lobes de stabilité par rapport à la fréquence propre, outil en céramique.

— $\omega_n = 220$, — $\omega_n = 670$, — $\omega_n = 1340$

Tableau IV.7 : Paramètres de simulation de la stabilité, appliqués à l'outil en diamant

Paramètre	Diamants à 2 dents	Diamants à 6 dents	Diamants à 8 dents
Nombre de lobes k	08	08	08
Diamètre de la fraise d	20	60	120
Angle d'hélice a_e	0.42°	0.42°	0.42°
Raideur K ($N.m^{-1}$)	$45 \cdot 10^7$	$45 \cdot 10^7$	$45 \cdot 10^7$
Fréquence propre ω_n (Hz)	220	670	1340
Coefficient de coupe radial K_r (MPa)	0.25	0.25	0.25
Coefficient de coupe tangentiel K_t (MPa)	750	750	750
Taux d'amortissement ξ	0.03	0.03	0.03

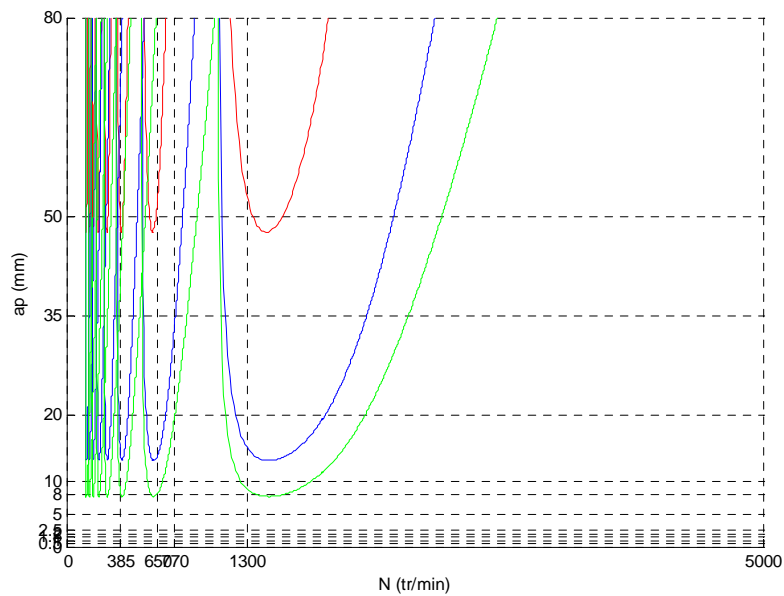


Figure IV.9 : Variation des lobes de stabilité par rapport à la fréquence propre, outil en diamant.

— $\omega_n = 220$, — $\omega_n = 670$, — $\omega_n = 1340$

Les outils aux fréquences propres faibles, tels les outils en ARS, en céramique et diamant, dont les fréquences propres varient de 220 à 1340 Hz, présentent des lobes de stabilité rétrécis suivant l'axe du paramètre de coupe N (tr/min). Pour ces mêmes matériaux de coupe, la très faible valeur de la fréquence propre $\omega_n = 200$, donne la possibilité d'usiner avec des profondeurs de passe a_p importantes :

Pour l'ARS aux environs de 2.25 mm ; pour la céramique 3.75 mm et pour le diamant 46 mm.

L'outil en carbure, aux fréquences propres importantes, variables de 1000 à 4000 Hz, présente, quant à lui, des lobes de stabilité plus étendus suivant l'axe de la vitesse de coupe ou vitesse de rotation N (tr/min).

Pour ce matériau d'outil, l'augmentation assez significative de la fréquence propre donne la possibilité d'usiner avec des profondeurs de passe a_p assez faibles.

La fréquence propre de l'outil, liée particulièrement au diamètre, a permis de déduire que les petits diamètres nous donnent plus de choix de régimes de coupe stables et surtout plus de productivité.

IV.3.2 Influence du taux d'amortissement ξ sur les paramètres de coupe

Tableau IV.8 : Paramètres de simulation de la stabilité, appliqués à l'outil en ARS

Paramètre	ARS à 2 dents	ARS à 6 dents	ARS à 12 dents
Nombre de lobes k	08	08	08
Diamètre de la fraise d	20	60	120
Angle d'hélice a_e	0.42°	0.42°	0.42°
Raideur K ($N.m^{-1}$)	$45 \cdot 10^7$	$45 \cdot 10^7$	$45 \cdot 10^7$
Fréquence propre ω_n (Hz)	670	670	670
Coefficient de coupe radial K_r (MPa)	0.9	0.9	0.9
Coefficient de coupe tangentiel K_t (MPa)	1800	1800	1800
Taux d'amortissement ξ	0.01	0.03	0.06

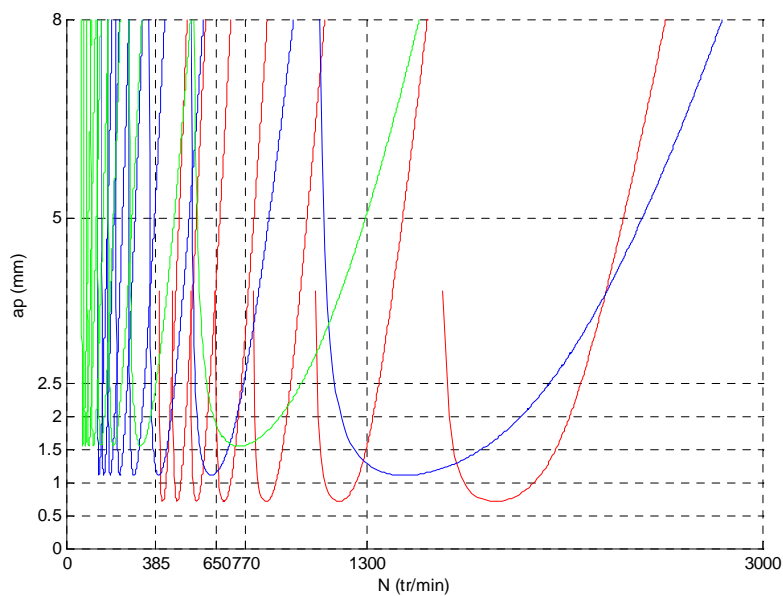


Figure IV.10 : Variation des lobes de stabilité par rapport au taux d'amortissement, outil en ARS.

— $\xi = 0.01$, — $\xi = 0.03$, — $\xi = 0.06$

Tableau IV.9 : Paramètres de simulation de la stabilité, appliqués à l'outil en Carbure (TN 450)

Paramètre	carbure à 2 dents	carbure à 4 dents	carbure à 8 dents
Nombre de lobes k	08	08	08
Diamètre de la fraise d	25	50	100
Angle d'hélice a_e	0.48°	0.48°	0.48°
Raideur K (N.m ⁻¹)	45*10 ⁷	45*10 ⁷	45*10 ⁷
Fréquence propre ω_n (Hz)	1000	1000	1000
Coefficient de coupe radial K_r (MPa)	0.8	0.8	0.8
Coefficient de coupe tangentiel K_t (MPa)	1650	1650	1650
Taux d'amortissement ξ	0.023	0.046	0.092

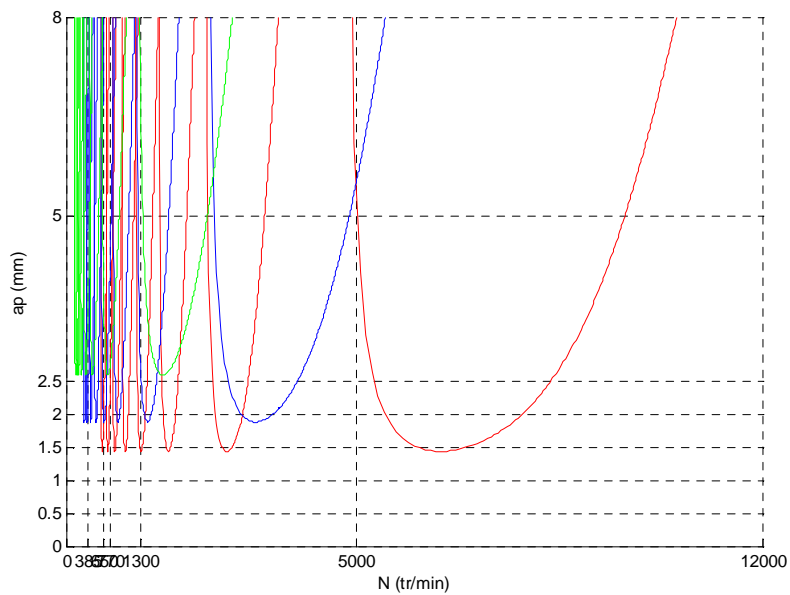


Figure IV.11 : Variation des lobes de stabilité par rapport au taux d'amortissement, outil en carbure.

— $\xi = 0.023$, — $\xi = 0.046$, — $\xi = 0.092$

Tableau IV.10 : Paramètres de simulation de la stabilité, appliqués à l'outil en céramique

Paramètre	Céramique à 2 dents	Céramique à 6 dents	Céramique à 12 dents
Nombre de lobes k	08	08	08
Diamètre de la fraise d	20	60	120
Angle d'hélice a_e	0.42°	0.42°	0.42°
Raideur K (N.m ⁻¹)	$45 \cdot 10^7$	$45 \cdot 10^7$	$45 \cdot 10^7$
Fréquence propre ω_n (Hz)	220	670	1340
Coefficient de coupe radial Kr (MPa)	0.65	0.65	0.65
Coefficient de coupe tangentiel Kt (MPa)	1450	1450	1450
Taux d'amortissement ξ	0.01	0.03	0.06

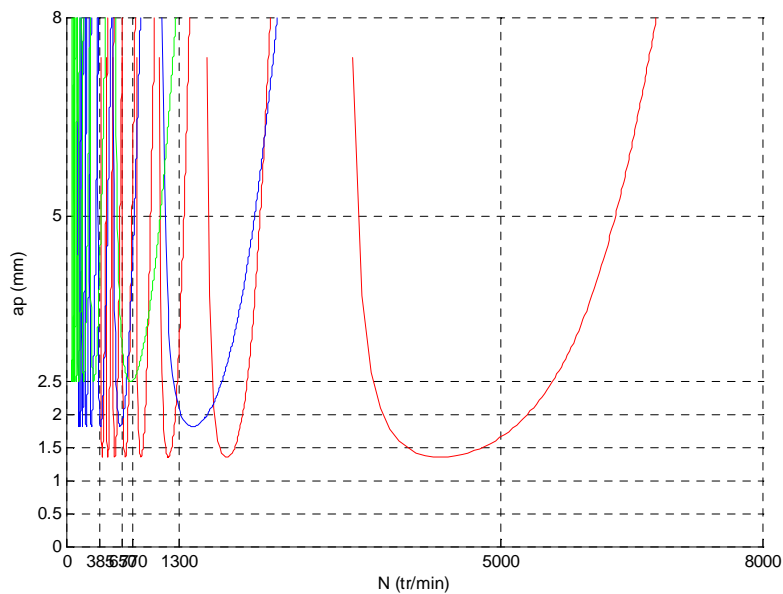


Figure IV.12 : Variation des lobes de stabilité par rapport au taux d'amortissement, outil en céramique.

— $\xi = 0.01$, — $\xi = 0.03$, — $\xi = 0.06$

Tableau IV.11 : Paramètres de simulation de la stabilité, appliqués à l'outil en diamant

Paramètre	Diamants à 2 dents	Diamants à 6 dents	Diamants à 12 dents
Nombre de lobes k	08	08	08
Diamètre de la fraise d	20	60	120
Angle d'hélice a_e	0.42°	0.42°	0.42°
Raideur K ($N.m^{-1}$)	$45 \cdot 10^7$	$45 \cdot 10^7$	$45 \cdot 10^7$
Fréquence propre ω_n (Hz)	670	670	670
Coefficient de coupe radial K _r (MPa)	0.25	0.25	0.25
Coefficient de coupe tangential K _t (MPa)	750	750	750
Taux d'amortissement ξ	0.01	0.03	0.06

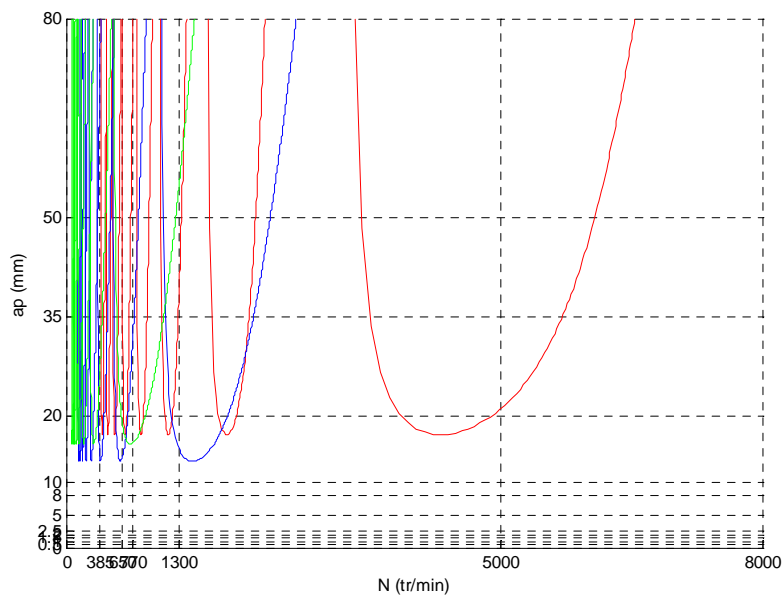


Figure IV.13 : Variation des lobes de stabilité par rapport au taux d'amortissement, outil en diamant.

— $\xi = 0.01$, — $\xi = 0.03$, — $\xi = 0.06$

En simulation de la stabilité d'usinage, la variation du taux d'amortissement n'a pas de lien avec les matériaux d'outil. La variation du taux d'amortissement nous donne des lobes étendus et entrecoupés suivant l'axe de la vitesse de coupe.

Un taux d'amortissement faible donne une zone de stabilité réduite, c'est-à-dire moins de régimes de stabilité. Il conditionne plus la qualité d'usinage que la productivité, dans la mesure où les zones de stabilité d'usinage, aussi bien au faible taux d'amortissement qu'au plus fort, sont réduites.

IV.3.3 Influence de la raideur K sur les paramètres de coupe

Tableau IV.12 : Paramètres de simulation de la stabilité, appliqués à l'outil en ARS

Paramètre	ARS à 2 dents	ARS à 6 dents	ARS à 12 dents
Nombre de lobes k	08	08	08
Diamètre de la fraise d	20	60	120
Angle d'hélice a_e	0.42°	0.42°	0.42°
Raideur K ($N.m^{-1}$)	$22 \cdot 10^7$	$45 \cdot 10^7$	$90 \cdot 10^7$
Fréquence propre ω_n (Hz)	670	670	670
Coefficient de coupe radial K_r (MPa)	0.9	0.9	0.9
Coefficient de coupe tangentiel K_t (MPa)	1800	1800	1800
Taux d'amortissement ξ	0.03	0.03	0.03

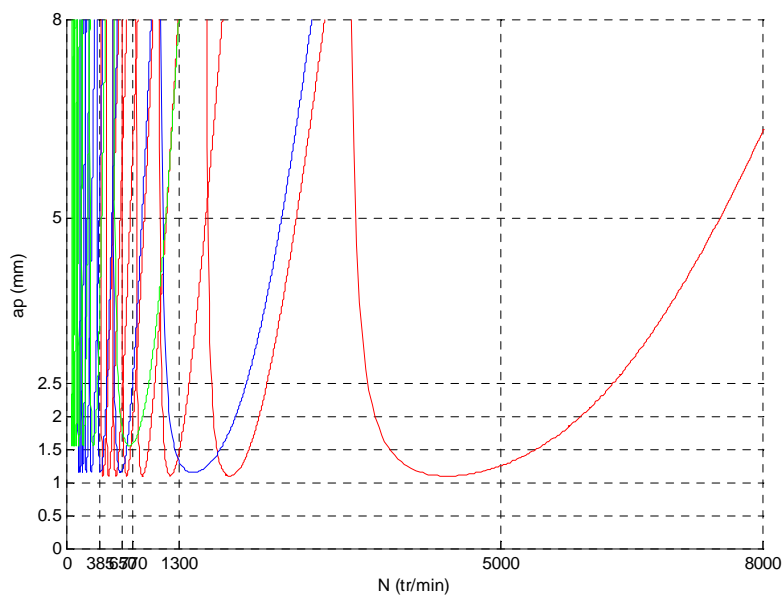


Figure IV.14 : Variation des lobes de stabilité par rapport à la raideur, outil en ARS.

— K = $22 \cdot 10^7$, — K = $45 \cdot 10^7$, — K = $90 \cdot 10^7$

Tableau IV.13 : Paramètres de simulation de la stabilité, appliqués à l'outil en Carbure (TN 450)

Paramètre	carbure à 2 dents	carbure à 4 dents	carbure à 8 dents
Nombre de lobes k	08	08	08
Diamètre de la fraise d	25	50	100
Angle d'hélice a_e	0.48°	0.48°	0.48°
Raideur K (N.m ⁻¹)	22*10 ⁷	45*10 ⁷	90*10 ⁷
Fréquence propre ω_n (Hz)	1000	1000	1000
Coefficient de coupe radial K_r (MPa)	0.8	0.8	0.8
Coefficient de coupe tangentiel K_t (MPa)	1650	1650	1650
Taux d'amortissement ξ	0.023	0.023	0.023

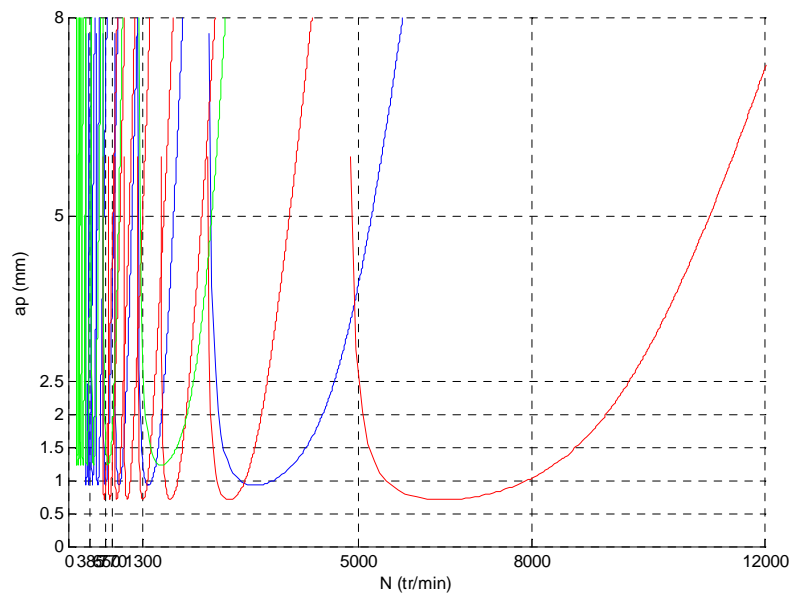


Figure IV.15 : Variation des lobes de stabilité par rapport à la raideur, outil en carbure.

— $K = 22 \cdot 10^7$, — $K = 45 \cdot 10^7$, — $K = 90 \cdot 10^7$

Tableau IV.14 : Paramètres de simulation de la stabilité, appliqués à l'outil en céramique

Paramètre	Céramique à 2 dents	Céramique à 6 dents	Céramique à 12 dents
Nombre de lobes k	08	08	08
Diamètre de la fraise d	20	60	120
Angle d'hélice a_e	0.42°	0.42°	0.42°
Raideur K ($N.m^{-1}$)	$22*10^7$	$45*10^7$	$90*10^7$
Fréquence propre ω_n (Hz)	670	670	670
Coefficient de coupe radial K _r (MPa)	0.65	0.65	0.65
Coefficient de coupe tangential K _t (MPa)	1450	1450	1450
Taux d'amortissement ξ	0.03	0.03	0.03

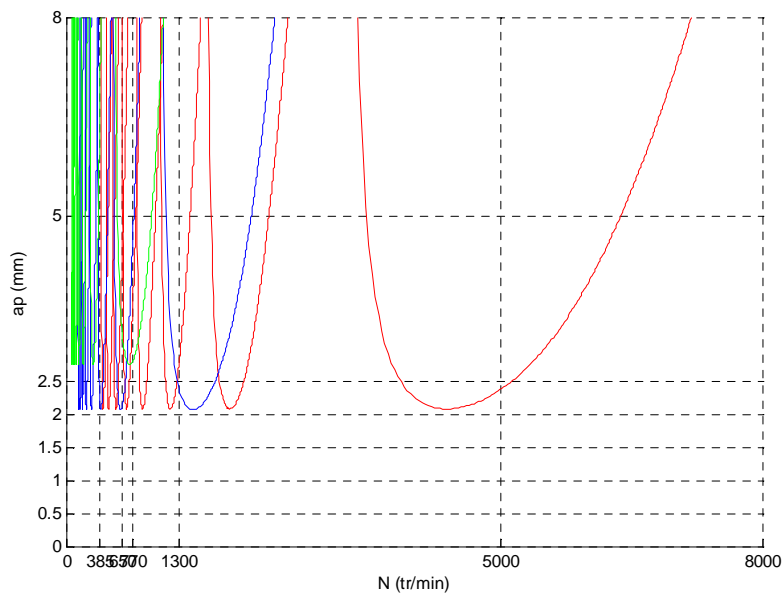


Figure IV.16 : Variation des lobes de stabilité par rapport à la raideur, outil en céramique.

— K = $22*10^7$, — K = $45*10^7$, — K = $90*10^7$

Tableau IV.15 : Paramètres de simulation de la stabilité, appliqués à l'outil en diamant

Paramètre	Diamants à 2 dents	Diamants à 6 dents	Diamants à 12 dents
Nombre de lobes k	08	08	08
Diamètre de la fraise d	20	60	120
Angle d'hélice a_e	0.42°	0.42°	0.42°
Raideur K ($N.m^{-1}$)	$22 \cdot 10^7$	$45 \cdot 10^7$	$90 \cdot 10^7$
Fréquence propre ω_n (Hz)	670	670	670
Coefficient de coupe radial K _r (MPa)	0.25	0.25	0.25
Coefficient de coupe tangential K _t (MPa)	750	750	750
Taux d'amortissement ξ	0.03	0.03	0.03

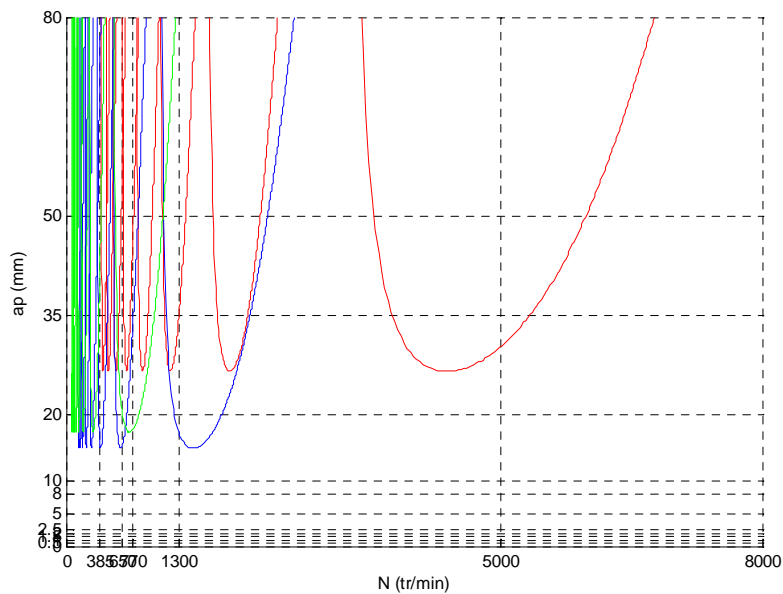


Figure IV.17 : Variation des lobes de stabilité par rapport à la raideur, outil en diamant.

— K = $22 \cdot 10^7$, — K = $45 \cdot 10^7$, — K = $90 \cdot 10^7$

Tout comme le taux d'amortissement, la variation de la raideur a donné des lobes de stabilité étendus et entrecoupés suivant l'axe de la vitesse de coupe. Ils se rétrécissent, toujours suivant l'axe de la vitesse de coupe, quand la raideur est élevée et cela quel que soit le matériau de coupe.

Pour les matériaux d'outil en ARS, carbure, céramique et diamant, la raideur offre de faibles zones de stabilité, c'est à dire beaucoup moins de régimes de coupe stables. Elle participe moins à la productivité et plus à la qualité d'usinage.

Conclusion générale

Conclusion générale

L'étude développée dans cette thèse de doctorat porte sur l'optimisation des paramètres de la stabilité d'usinage en fraisage d'ébauche et de semi-finition avec l'utilisation de différents matériaux de coupe. L'approche analytique de la simulation est basée sur le modèle de coupe orthogonal et le système dynamique linéaire, masse-ressort, à un degré de liberté, pris dans la direction de l'avance. L'ébauche est supposée flexible alors que l'outil est rigide. Les expressions mathématiques utilisées dans cette approche sont celles de la profondeur de passe a_p et de la fréquence de rotation de la broche N_k , en fonction de la fréquence de broutement ω_c . Ainsi, nous avons établi des cartes de stabilité ou lobes pour déterminer les régimes stables et instables d'usinage

Cette étude étendue à l'appréciation de la stabilité d'usinage par des mesures vibratoires et leur analyse. Ainsi, des séries d'expériences ont été réalisées sur une fraiseuse avec différents régimes de coupe, variations portées sur la profondeur de passe et la vitesse de coupe. Les vibrations enregistrées et les limites de stabilité simulées par les lobes ont permis aussi d'évaluer la stabilité, par analyse vibratoire, en particulier par les valeurs efficaces Root Mean Square (RMS) et les accélérations. Les coefficients spécifiques de coupe des nouveaux matériaux d'outil, utilisés dans la simulation et l'étude d'optimisation, sont calculés par interpolation en utilisant les propriétés de coupe connues des matériaux employés.

L'étude expérimentale nous a permis d'évaluer les zones de stabilité/instabilité du processus d'usinage en utilisant les niveaux de vibration par ses valeurs efficaces RMS et accélérations. A l'inverse des autres valeurs efficaces de niveaux vibratoires tels : Kurtosis, Skewness, Moyenne, Variance, Facteur Crête...etc, les RMS et accélérations ont montré une évolution homogène par rapport à la profondeur de passe et par rapport à la vitesse de coupe. En utilisant des niveaux de vibration limites, on peut choisir les régimes de coupe stables et instables.

La variation de la fréquence propre de l'outil, en liaison direct avec son dimensionnement, nous a permis de conclure que les petits outils nous donnent plus de choix de régimes de coupe stables et surtout plus de productivité.

La variation du taux d'amortissement a donné, quant à elle ; d'une part pour un faible taux d'amortissement, moins de régimes de stabilité (zone de stabilité réduite) et d'autre part, son implication en usinage "qualité" plus que celui de "productivité".

Enfin, la variation de la raideur offre moins de régimes stables (faibles zones) et participe plus à l'usinage "qualité" que "productivité".

Les perspectives de cette étude sont nombreuses. Elles portent autant sur l'introduction des facteurs liés aux matériaux en contact (pièce-outil) dans le modèle de simulation (théorie des lobes de stabilité) que sur la modélisation des signaux vibratoires de stabilité.

Références bibliographiques

Références bibliographiques

- [1] A. Toumine, « Cours d'usinage », Groupe conception production, INSA de Lyon, France.
- [2] M. Balazinski, « Fabrication mécanique avancée, MEC 4530 », Ecole Polytechnique de Montreal, Canada.
- [3] Y. Schoefs, S. Fournier, J. C. Leon « Productique mécanique » Edition Delagrave, 1994, France.
- [4] R. Berghida, « Impact de la signature des outils de coupe sur la variation de la géométrie des pièces mécaniques », Mémoire de magister, Département de génie Mécanique, Juin 2006.
- [5] D. Gelin, M. Vincent, « Eléments de fabrication », Les Editions Foucher, 1995.
- [6] V. F. Bobrov « Principes de la théorie de coupe des métaux », издательство машиностроение москва 1975.
- [7] J. L. Fanchon, « Guide des sciences et technologie industrielle » Edition Nathan Paris, 1994, France.
- [8] V. Thevenot, L. Arnaud, G. Dessenin, G. Cazenave - Larroche, « Integration of dynamic behavior variations in the stability lobes method: 3D lobes construction and application to thin-walled structure milling », Thèse de Doctorat, Institut National Polytechnique de Toulouse, 2005.
- [9] P. Gilormini, « Contribution à la modélisation de la formation du copeau en usinage des métaux », Thèse de Doctorat de Propriétés Mécanique des Matériaux, Ecole Nationale Supérieure des Mines de Paris, France, 1982.
- [10] A. O. Tay, M. G. Stevenson et G. De Vahl Davis, « A numerical method for calculating temperature distributions in machining », from force and shear angle measurements. International Journal of Machining Tool Design Research, Vol. 16, pp. 335-349, 1976.
- [11] W. F. Hastings, P. Mathiew and P. L. B Oxey, « Minimum work as a possible criterion for determining the frictional conditions at the tool / chip interface in machining », philosophical transactions of the Royal Society A, September 21, 1976, doi : 10.1098 / rsta, 1976, 0064.
- [12] W. F. Hastings, P. Mathiew and P. L. B Oxey, « A machining theory for predicting chip geometry, cutting forces etc. from work material proprieties and cutting conditions », proceedings of the Royal Society A, 4 august 1980 vol. 371 n° 1747 569-587 doi : 10.1098 / rspa, 1980.0097.
- [13] V. Grolleau, « Approche de la validation expérimentale des simulations numériques de la coupe avec prise en compte des phénomènes locaux à l'arête de l'outil », Thèse de doctorat de l'Ecole Doctorale Sciences pour l'Ingénieur de Nantes (1996).
-

- [14] R. Komanduri, T. Chroeder, J. Hazra, (von) B.F. Turkovich and D.G. Flom, « On the catastrophic shear instability in high-speed machining of an AISI 4340 steel », *Journal of engineering for industry*, Vol.104, p.121-131, may 1982.
- [15] M. E. Merchant, « Mechanics of the metal cutting process, I: Orthogonal cutting », *Journal of Applied physics*; 16:267-75,1945.
- [16] E. H. Lee et B. W. Shaffer, « The theory of plasticity applied to the problem of machining », *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 18, pp. 405-413, 1951.
- [17] P. Gilormini, E. Felder, « modélisation thermomécanique de la formation du copeau en usinage à grande vitesse », *Bulletin du cercle des métaux*, Time 15, n° 9 mars 1985.
- [18] P. Albrecht, « new developments in the theory of the metal cutting process. Part I, the ploughing process in metal cutting », *Journal of Engineering for Industry Transactions of ASME*, 82 (1960) 348-362.
- [19] W. Yousfi, « modélisation thermomécanique 3d en fraisage », thèse doctorat, école doctorale des sciences physiques et de l'ingénieur, université bordeaux, France, 2015.
- [20] P. L. B. Oxley, « Mechanics of machining. Ellis Horwood, Chichester », U.K, 1989.
- [21] A. Mofki, A. Molinari, D. Dudzinski, « Modeling of orthogonal cutting », First French and German, Conference on High Speed Machining – p.8-28, 1997.
- [22] A. Moufki, A. Devillez, D. Dudzinski et A. Molinari, « Thermo-mechanical modelling of oblique cutting and experimental validation », *International Journal of Machine Tool and Manufacture*, Vol. 44, pp. 971-989, 2004.
- [23] F. Dargnat, « modélisation semi analytique par approche énergétique du procédé de perçage des métaux monolithiques », thèse doctorat université bordeaux 1, N° d'ordre : 3216, 2006.
- [24] J. Donea, S. Giuliani and J. P. Halleux, « An arbitrary Lagrangian- Eulerian finite element method for transient dynamic fluid structure interactions », *Comput. Methods Appl. Mech. Eng*; 33 (1-3):689-723, 1982.
- [25] P. Joyot, R. Rakotomalala, M. Touratier, « Modélisation de l'usinage formulée en Euler-Lagrange arbitraire », *Journal de Physique IV Colloque*, 03 (C7), pp.C7-1141-C7-1144,1993.
- [26] C. Taylor, P. Hood, « Navier-Stokes equation using mixed interpolation », *Finite element n flow problem* Oden ed. UAH Press, 1974.
- [27] S. C. Lin, C. J. Ting, « Tool wear monitoring in drilling using force signals », *Wear*, Vol. 180 (1-2), pp. 53 - 60, 1995.
-

- [28] L. Fourment, J. L. Chenot, K. Mocellin, « Numerical formulations and algorithms for solving contact problems in metal forming simulation », *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 1999.
- [29] Comvopoulos, « Intranet au service de la logistique », *Revue annuelle des Elèves des Arts et Métiers*, Dunod, Paris, 1998.
- [30] C. Shih, R. Asaro, « Elastic-plastic analysis of cracks on bimaterial interfaces: Part I: small scale yielding », *Journal of Applied Mechanics*, Vol. 1: pp. 299-316, 1988.
- [31] S. Lesourd, P. Lesueur, J. C. Brun - Cottan, S. Garnaud, N. Poupinet, « Seasonal variations in the characteristics of superficial sediments in a macrotidal estuary », *Estuarine, Coastal and Shelf Science*, 58, 3-16. Lignelet, P., 1991.
- [32] E. Ng, and D. Aspinwall, « Modelling of hard part machining », *Journal of Materials Processing Technology* 5756 / 1-8, 2002.
- [33] D. Mari, A. D. Krawitz, J. W. Richardson, and W. Benoit, « Residual stress in WC-Co measured by neutron diffraction », *Materials Science and Engineering*, 209(1-2):197–205, May 1996.
- [34] A. M. Bouchelaghem, V. K. Starkov, « Aptitude des Ferro-titane à l'usinage », *Mat*, 31 (1), pp. 113-119, Lavoisier, Paris, 2006.
- [35] X. Han, N. Sacks, Y. V. Milman, and S. Luyckx, « On plastic deformation mechanisms of WC-15 wt% Co alloys at 1000 °C », *International Journal of Refractory Metals and Hard Materials*, 27(2):274–281, March 2009.
- [36] T. Childs, K. Maekawa, T. Obikawa, and Y. Yamane, « *Metal Machining: Theory and Applications* », John Wiley & Sons Inc., 2000.
- [37] H. Opitz, W. König, « On the wear of cutting tools », 8th M.T.D.R Conference of Montreal, pp.173-189, 1967.
- [38] J. F. Archard, « Contact and Rubbing of flat surfaces », *Journal of Applied Physics*, vol.24, p. 24, 1953.
- [39] F. W. Taylor, « On the art of cutting metals », *ASME*, 248 p, 1906
- [40] A. Moufki, A. Devillez, M. Segreti et D. Dudzinski, « A semi-analytical model of non-linear vibrations in orthogonal cutting and experimental validation », *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 46/3-4, p:436-449, 2006.
- [41] E. Langre, A. Chaigne, « *Dynamique et vibrations* », Ecole polytechnique, Mécanique EAN13 : 9782730215213, 2008
- [42] M. Del Pedro, P. Pahud, « *Mécanique vibratoire* », Presses Polytechniques et Universitaires Romandes (PPUR), EAN13 : 9782880742430, 1999.
-

- [43] H. Paris, G. Peigne et R. Mayer, « Surface shape prediction in high-speed milling », *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, Vol. 44/15, p : 1567-1576, 2004.
- [44] L. Dan and J. Mathiew, « Tool Wear Failure Monitoring Technique for Turning », *Int.J Mach. Tools Manuf.*, vol. 30, pp. 579, 1990.
- [45] M. Nouari, « Modélisation de l'usure par diffusion des outils de coupe en usinage grande vitesse », thèse de doctorat de l'université de Metz, 2000.
- [46] W. Taylor, and A.J. Brammer, « Introduction. In Vibration effects on the hand and arm in industry », edited by AJ. Brammer, and W. Taylor, pp.1-12 (1982), Wiley, New York.
- [47] R. N. Arnold, « The mechanism of tool vibration in the cutting of steel », *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 154/261-284, 1946.
- [48] S. A. Tobias, W. Fishwick, « The chatter of the lathe tool orthogonal cutting condition », *Trans. ASME J. Engng. Ind.*, vol. 80, No. 5, pp. 1079-1088, July 1958.
- [49] I. Minis, R. Yanushevsky, « A new theoretical approach for the prediction of machine tool chatter in milling », *Transaction of ASME*, Vol.115, pp. 1-8, Feb. 1993.
- [50] E. Budak, Y. Altintas, « Analytical prediction of chatter stability in milling: Part I: general formulation », *Proceeding of the ASME dynamic system and control division*, vol.57-1, pp.545-556, 1995.
- [51] J. Tlustý, M. Poláček, « The Stability of the Machine-Tool against Self-Excited Vibration in Machining », *The IRPE Conference*, ASME, Pittsburgh, 1963.
- [52] Y. Altintas, « Manufacturing Automation—Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC design », Cambridge University Press. 2000.
- [53] M. Segret, « Vibration en coupe orthogonale, modélisation étude de stabilité et validation expérimentale », Thèse de Doctorat, Université de Metz, 2002.
- [54] I. Minis, R. Yanushevsky, « A new theoretical approach for the prediction of machine tool chatter in milling », *transaction of ASME*, Vol.115, pp. 1-8, Feb. 1993.
- [55] E. Budak, Y. Altintas, « Analytical prediction of chatter stability in milling: Part I: general formulation », *proceeding of the ASME dynamic system and control division*, vol.57-1, pp.545-556, 1995.
- [56] Y. Altintas, « Analytical predictions of three-dimensional chatter stability in milling », *JSME International Journal*, 2001.
- [57] S. A. Jensen, Y. C. Shin, « Stability analysis in face milling operations: Part I: theory of stability lobes prediction », *transaction of the ASME* vol. 121, pp. 600-605, nov. 1999.
- [58] S. A. Jensen, Y. C. Shin, « Stability analysis in face milling operations: Part II: experimental validation and influencing factors », *transaction of the ASME* vol. 121, pp. 606-612, nov. 1999.
-

- [59] N. Van de Woun, J. A. J. Oosterling, Nijmeijer, « Prediction of regenerative chatter by modelling and analysis of high-speed milling, R.P.H Faassen », machine tools and manufacture, june 2003
- [60] Y. Altintas, « Manufacturing automation », Cambridge University press, 2000.
- [61] V. Thevenot, L. Arnaud, G. Dessenin, G. Cazenave - Larroche, « Integration of dynamic behaviour variations in the stability lobes method: 3D lobes construction and application to thin-walled structure milling », Int J Adv Manuf Technol, 27: 638–644, 2006.
- [62] F. Lapujoulade, T. Mabrouki, K. Raïssi, « Prédiction du comportement vibratoire du fraisage latéral de finition des pièces à parois minces », Mécanique et Industrie, 3(4):403–418,2002.
- [63] S. He, Q. H. Wu, J. Y. Wen, J. R. Saunders, R. C. Paton, « A Particle Swarm Optimiser with Passive Congregation », Biosystems. 2004.
- [64] A. R. Cockshott, B. E. Hartman, « Improving the Fermentation Medium for Echinocandin B Production part II: Particle Swarm Optimization », Process Biochemistry. Vol 36. pp 661-669. 2001.
- [65] T. Aruldoss, A. Victoire, A. Ebenezer, « Hybrid PSO-SQR for Economic Dispatch with Valve-point Effect », Electric Power Systems Research. Vol 71. pp 51-59. 2004.
- [66] S. Kannan, S. Mary Raja Slochanal, P. Subbaraj, N. Prasad Padhy, « Application of Particle Swarm Technique and its Variants to Generation Expansion Planning Problem », Electric Power Systems Research. Vol 70. pp 203-210. 2004.
- [67] A. A. Adly, S. K. Abd - El-Hafid, « Field Computation in Non-linear Magnetic Media Using Particle Swarm Optimization », Journal of Magnetism & Magnetic Materials. Vol 272-276. pp 690-692. 2004.
- [68] G. Venter, R. T. Haftka, J. Sobieszezanski - Sobieski, « Robust Design Using Particle Swarm and Genetic Algorithm Optimization », NASA Langley Research Center, USA.
- [69] U. Zuperl, F. Cus, « Optimization of Cutting Conditions During Cutting by Using Neural Networks », Robotics and Computer Integrated Manufacturing. Vol 19. pp189-199. 2003.
- [70] Lu Chen, « Study on prediction of surface quality in machining process », journal of materials processing technology 205 (2008) 439–450.
- [71] M. Assas, M. Djennane, « Optimisation des Conditions de Coupe Basée sur Critère Combiné par la Méthode des Algorithmes Génétiques », 16^{ème} Congrès Français de Mécanique, Nice, 1-5 septembre 2003.
- [72] J. S. Agapiou, « The Optimization of Machining Operations Based on a Combined Criterion, Part 1 : The Use of Combined Objectives in Single-Pass Operations », Journal of Engineering for Industry. Vol 114. pp 500-507. November 1992.
-

- [73] V. Tandon, H. El-Mounayri, H. Kishawy, « NC End Milling Using Evolutionary Computation », *International Journal of Machine Tools & Manufacture*. Vol 42. pp 595.605. 2002.
- [74] S. Smith, J. Tlusty, « stabilizing chatter by automatic spindle speed regulation », *Annals of the CIRP*, 41, p. 433-436, 1992.
- [75] Y. S. Tarn, E. C. Lee, « A critical investigation of the phase shift between the inner and outer modulation for the control of machine tool chatter », *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 37, p. 1661-1672, 1997.
- [76] J. Tlusty, S. Smith, W. R. Winfough, « Techniques for the use of long slender end mills in high-speed milling », *Annals of the CIRP*, 45, p. 393-396, 1996.
- [77] S. Seguy, « De l'adaptation à la variation continue de la vitesse de broche afin de contrôler le broutement en fraisage de parois minces : modélisations et études expérimentales », thèse doctorat, *Institut National Polytechnique*, l'université de Toulouse, 2008.
- [78] F. Pruvot, « Conception et calcul des machines-outils. Volume 2 les broches, Etude cinématique statique », Presses Polytechnique et universitaire Romandes, première édition ISBN 2-88074-262-5, CH-1015, Pages 77/78,1993.
- [79] F. Bagur, « Matériaux pour outils de coupe », Doc, BM7080-10/01/1999.
-