

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE
MINISTRE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

UNIVERSITE M'HAMED BOUGARA-BOUMERDES



Faculté de Technologie

Thèse de Doctorat

Présentée par :

IKKACHE Kamel

En vue de l'obtention du diplôme de **DOCTORAT Science** en :

Filière : Génie Mécanique

Spécialité : Mécatronique

TITRE: Etude du comportement vibratoire du fraisage en 3D

Devant le jury composé de :

Mr. NOUR	Abdelkader	Professeur	UMB Boumerdès	Président
Mr. CHELLIL	Ahmed	Professeur	UMB Boumerdès	Directeur de thèse
Mr. KOUBA	Ramdhane	Professeur	USTHB Bab Ezouar	Examineur
Mr. CHIKH	Noureddine	MCA	UMBI Bordj Bou Areridj	Examineur
Mr. LECHEB	Samir	Professeur	UMB Boumerdès	Invité

Année Universitaire 2021/2022

ملخص:

يعد استقرار عملية القطع شرطاً أساسياً لعملية التشغيل الآلي. أثناء عملية القطع، هناك حركة نسبية بين الأداة والقطعة التي تؤدي لخلق قوى القطع المختلفة. تؤثر هذه الظاهرة، المسماة الاهتزاز التجديدي، بشكل كبير على حياة الأداة وحالة السطح. نظرية الاستقرار التجديدي بمجموعة من سرعات الأداة المثلى والمستقرة عند أجزاء كاملة من التردد الطبيعي للوضع الأكثر وضوحاً للنظام. إن القدرة على التنبؤ بهذه الظواهر تجعل من السهل اختيار ظروف القطع لزيادة الإنتاجية. سنقوم بدراسة ثلاثية الأبعاد للقطع باستخدام أداة كروية الراس، وقطعة من الشكل المعقد، إنه استمرار لعملنا المنشور مسبقاً Springer . في الأونة الأخيرة، تم تطوير العديد من النماذج النظرية لتطبيقات مختلفة، ولكن كان هناك القليل جداً من الدراسات حول الحالة الخاصة للقطع ثلاثي المحاور والشكل المعقد. في هذه المقالة، من المخطط دراسة استقرار عمليات القطع باستخدام أداة كروية الراس، باستخدام معادلات تفاضلية مع شروط التأخير. في هذا المقال، بناءً على الدراسة ثلاثية الأبعاد باستخدام نموذج مختلف، يتم إدخال معايير جديدة لمقارنتها بالدراسة ثنائية الأبعاد للمقال المنشور في Springer . بالنسبة لجزء من سبائك الألومنيوم T6-6061، يعتمد النموذج على طريقة التقصي من خلال شروط تأخير المعادلة الديناميكية. تم تكريس عملنا لامتلاك بطاقة استقرار ثلاثية الأبعاد، على طول المسار (مقسم إلى عدة قطع (الأداة لمستوى مسطح، مائل (صاعد أو هابط) و سطح معقد.

الكلمات الرئيسية: الشكل المعقد للقطعة؛ استقرار عملية القطع؛ قطع ثلاثي المحاور؛ الأداة كروية الراس؛ بطاقة استقرار

Résumé

La stabilité du processus de coupe est une condition de base pour un bon processus d'usinage. Pendant l'usinage, il y a un mouvement relatif entre l'outil et la pièce qui fait fondre les différentes forces de coupe. Ce phénomène, appelé vibration régénérative, affecte grandement la durée de vie de l'outil et l'état de surface de la pièce. La théorie de la stabilité régénérative prédit un ensemble de vitesses de broche optimales et stables à des fractions entières de la fréquence naturelle du mode le plus flexible du système. Pouvoir prédire ces phénomènes permet donc de choisir plus facilement les conditions de coupe pour augmenter la productivité. Nous allons faire une étude tridimensionnelle du fraisage avec un outil sphérique, et une pièce de forme complexe, c'est la suite de notre travail déjà publié Springer. Récemment, plusieurs modèles théoriques ont été développés pour diverses applications, mais il y a eu très peu d'études sur le cas particulier du fraisage en trois axes et de forme complexe. Dans cet article, il est prévu d'étudier la stabilité des opérations de fraisage avec un outil hémisphérique, en utilisant des équations différentielles avec des termes de retard. Dans cet article, basé sur l'étude 3D utilisant un modèle différent, de nouveaux paramètres sont introduits afin de la comparer avec l'étude 2D de l'article publié dans Springer. Pour une pièce en alliage d'aluminium 6061-T6, le modèle est basé sur la méthode de discrétisation

par termes de retard de l'équation dynamique. Notre travail a été consacré à avoir les lobes de stabilité d'usinage en format 3D, le long de toute la trajectoire (discrétisée en plusieurs segments d'interpolation) de l'outil pour une surface plane, inclinée (ascendante ou descendante), et de forme complexe.

Mots clés : *Forme complexe ; stabilité d'usinage ; fraisage trois axes ; outil sphérique ; lobe de stabilité ; semi-discrétisation.*

Abstract

The stability of the cutting process is a basic requirement of a good machining process, during machining there is a relative movement between the tool and the workpiece that melts the different cutting forces. This phenomenon, called regenerative vibration, greatly affects the tool life and the surface finish of the workpiece. Regenerative stability theory predicts a set of optimal, stable spindle speeds at integer fractions of the natural frequency of the most flexible mode of the system. Being able to predict these phenomena therefore makes it easier to choose cutting conditions to increase productivity. We will make a three dimensional study of milling with a spherical tool, and a part of complex shape, it is the continuation of our work already published Springer. Recently, several theoretical models have been developed for various applications, but there have been very few studies on the particular case of three-axis, complex shape milling. In this paper, it is planned to study the stability of milling operations with a hemispherical tool, using differential equations with delay terms. In this paper, based on the 3D study using a different model, new parameters are introduced in order to compare it with the 2D study of the paper published in Springer. For a 6061-T6 aluminum alloy part, the model is based on the method of discretization by delay terms of the dynamic equation. Our work has been devoted to have the machining stability lobes in 3D format, along all the trajectory (discretized in several interpolation segments) of the tool for a flat, inclined (ascending or descending), and complex shaped surface.

Keywords: *Complex shape; machining stability; Three-axis milling; Spherical tool; Stability lobe; Semi-discretization.*

REMERCIEMENTS

Ce travail a été réalisé au sein du Laboratoire de Mécanique du Solide et des Systèmes (L.M.S.S), Faculté de Technologie, Université M'hamed Bougara de Boumerdès.

*Je remercie en premier lieu **DIEU** de m'avoir donné le courage et la patience pour réaliser et finir ma thèse de doctorat.*

*Je tiens tout d'abord à exprimer mes profonds remerciements à Monsieur **Ahmed CHELLIL** directeur de thèse, qui m'a permis, par ses perpétuels encouragements, de mener à terme un tel sujet de thèse. Il a su m'orienter et me faire profiter de son expérience et son soutien dans de nombreux moments de découragements et d'avoir toujours trouvé de quoi me remonter la morale quand les manipulations ne marchaient pas.*

*Je tiens à témoigner mes sincères remerciements à Monsieur **NOUR Abdelkader**, professeur à Université M'hamed Bougara de Boumerdès de m'avoir fait l'honneur d'accepter de présider le jury de ma thèse.*

*Je tiens à exprimer mes remerciements à Monsieur **KOUBA Ramdhan**, Professeur à l'université science et technologie Houari Boumediene pour l'honneur qu'elle m'a fait en acceptant d'être examinateur de ce travail.*

*Je remercie encore Monsieur **CHIKH Noureddine**, MCA à l'université Mohamed Elbachire El Ibrahimi de Bordj Bou Areridj d'avoir bien voulu être examinateur de mes travaux.*

*Je tiens à remercier de tout mon cœur Monsieur **Brahim SAFI** pour le soutien dont vous avez fait preuve à mon égard en article de doctorat.*

*Je voudrais également remercier à Monsieur **SICHAIB MOHAMED-OUALI** ancien directeur de thèse, qui m'a permis, de mener à terme un tel sujet de thèse.*

*J'exprime également mes sincères remerciements à Monsieur **LECHEB Samir**, Docteur à l'université M'hamed Bougara de Boumerdès.*

Enfin, je remercie, toutes les personnes qui m'ont encouragé et soutenu de près ou de loin durant la réalisation de ce travail.

Sommaire

Liste des figures et des tableaux

Notation

Liste des abréviations

Introduction Générale 13

Chapitre I

Synthèse bibliographique et ressources scientifiques

I.1 Introduction	16
I.2 Analyse de vibrations en usinage	16
I.2.1 Broutement en usinage	17
I.2.2 Théorie des lobes de stabilité	19
1.3 Stratégies pour la maîtrise des vibrations en usinage	20
I.3.1 Optimisation des conditions de coupe	20
I.3.1.1 Par identification à l'arrêt	21
I.3.1.2 Par identification pendant l'usinage	22
I.3.2 Optimisation du système d'usinage	23
I.3.2.1 Méthodes passives	23
I.3.2.2 Méthodes actives	24
I.4 Identification du comportement dynamique du système mécanique	25
I.4.1 Analyse modale expérimentale	28
I.4.2 Analyse modale opérationnelle	32
I.4.2.1 Méthodes d'identification modale opérationnelle	33
I.4.2.2 Identification modale opérationnelle en présence des harmoniques	37
I.5 Conclusion	38

Chapitre II

Généralités sur le procédé de fraisage 3 axes

II.1 Introduction	39
II.2 Mécanisme du processus de fraisage	40
II.2.1 Fraisage en opposition	41
II.2.2 Fraisage en avalant	41
II.2.3 Paramètres de coupe	42
II.2.3.1 Vitesse de coupe	42
II.2.3.2 Avance par dent	42
II.2.3.3 Fréquence de rotation de la broche	42
II.2.3.4 Avance ou vitesse d'avance	42
II.3 Etude la dynamique de la coupe en fraisage	44
II.4 Géométries des fraises	45
II.4.1 Fraises classiques	45
II.4.1.1 Fraises deux tailles	46
II.4.1.2 Fraises rayonnées ou toriques	46
II.4.1.3 Fraises boules ou hémisphériques	46
II.5 Strategies et trajectoires	47
II.4.1 Choix des outils	47
II.4.2 Strategies d'usinage	47
II.4.3 Génération des trajectoires d'outil	48
II.4.3.1 Choix du pas de palayage	49
II.4.3.2 Choix de la tolérance d'usinage	50
II.4.3.3 Guidage de l'outil	51
II.4.3.4 Calcul de la position du centre de l'outil	52
II.6. Modélisation des surfaces usinées	54
II.6.1. Typologie des surfaces en usinage	55
II.6.1.1 Surface initiale de la pièce	55
II.6.1.2 Surface précédente	56
II.6.1.3 Surface usinée	57
II.6.1.4 Surface à usiner	57
II.6.1.5 Surface nominale	57
II.7 Conclusion	58

Chapitre III

Analyse et modélisation du fraisage en régime dynamique

III.1 Introduction	60
III.2 Modèle à deux degrés de liberté par la méthode DDE	60
III.2.1 Prédiction de la stabilité numérique	62
III.3 Modèle à deux degrés de liberté par la méthode SD pour un outil cylindrique	65
III.3.1 Modèle mécanique	65
III.4 Présentation du nouveau modèle proposé par la méthode SD en fraisage 3 axes pour un outil sphérique	69
III.4.1 Procédure de calcul des efforts de coupe	69
III.4.2 Géométrie de la fraise boule	70
III.4.2.1 Géométrie globale	70
III.4.2.2 Géométrie locale	72
III.4.3 Surfaces de référence	74
III.4.3.1 Surface nominale	74
III.4.3.2 Surface façonnée	74
III.4.3.3 Surface précédente	75
III.4.3.4 Surface initiale	75
III.4.3.5 Géométrie de la surface à usiner	75
III.4.4 Description de la trajectoire de la fraise boule	76
III.4.4.1 Méthodes de posage de la fraise	76
III.4.4.2 Calcul de la position tangente de la fraise	77
III.4.4.3 Avance le long de la trajectoire	78
III.4.4.4 Avance instantanée (\vec{f} , \vec{f}_t)	78
III.4.5 Engagement de la fraise	80
III.4.5.1 Coordonnées du point courant (P) de l'arête de coupe	80
III.4.5.2 Surface précédente (Z_{sp})	81
III.4.6 Caractéristiques de la fraise	83
III.4.7 Calcul des efforts de coupe	83
III.5 Conclusion	87

Chapitre IV

Validation et application du modèle pour le fraisage 3 axes de forme complexe

IV.1 Introduction	88
IV.2 Simulation du broutement pour le fraisage périphérique	89
IV.2 Validation du modèle	91
IV.3 Discussion des résultants	92
IV.3.1 Cas d'un outil cylindrique	92
IV.3.1.1 Simulation temporelle	92
IV.3.1.2 Comparaison entre les deux méthodes (SD, DDE)	96
IV.3.1.3 Analyse de la sensibilité paramétrique	97
IV.3.2 Cas d'un outil sphérique	101
IV.3.2.1 Description des surfaces de référence	101
IV.3.2.2 Trajectoire et paramètres d'avance	101
IV.3.2.3 Cas de fraisage des plans inclinés	103
IV.3.2.4 Cas de fraisage d'une surface de deux arcs	106
IV.4. Conclusion	108
Conclusion générale et perspectives	110
Références Bibliographiques	113
Annexes	

Liste des Figures

Chapitre I Synthèse bibliographique et ressource scientifique

Figure I.1: Facteurs influents sur le broutement en usinage.	17
Figure I.2 : Phénomène de régénération de la surface	19
Figure I.3 : Diagramme des lobes de stabilité	19
Figure I.4 : Stratégies pour la maîtrise des vibrations en usinage	21
Figure I.5 : Test de marteau d'impact sur le robot d'usinage ABB 6660	21
Figure I.6 : Dispositif de mesure des signaux durant l'usinage	22
Figure I.7 : Diagramme des lobes de stabilité en trois-dimensions durant l'usinage	23
Figure I.8 : Absorbeurs passifs attachés	23
Figure I.9 : Conception du porte-outil pour le tournage	24
Figure I.10 : Conception de la broche active	25
Figure I.11 : Interrelation des modèles dynamiques pour un système non amorti	26
Figure I.12 : Système linéaire avec bruit de mesure en entrée et en sortie	29
Figure I.13 : Classification des méthodes d'identification modale	30
Figure I.14 : Présence d'harmonique dans la réponse mesurée	37

Chapitre II Généralité sur le procédé de fraisage 3 axes

Figure II.1 : Photographies de différentes opérations de fraisage industrielles	39
Figure II.2 : Cinématique de la coupe en fraisage en roulant (sur le côté de l'outil)	41
Figure II.3 : Différents paramètres caractérisant le fraisage prismatique	43
Figure II.4 : Profondeur de passe normale	44
Figure II.5 : Exemples d'opérations en fraisage 3 axes	44
Figure II.6 : Géométrie des fraises monoblocs usuelles	45
Figure II.7 : Exemple de stratégie de trajectoires d'usinage	48
Figure II.8 : Les paramètres de fraisage par balayage	49
Figure II.9: Relation qualité de surface - pas de balayage	50
Figure II.10 : Tolérance d'usinage	50

Figure II.11 : Interpolation linéaire	51
Figure II.12 : Paramétrage de l'outil tangent	52
Figure II.13 : Surfaces de références en fraisage	55
Figure II.14 : Classification des surfaces	58

Chapitre III

Analyse et modélisation du fraisage en régime dynamique

Figure III.1 : Configuration de fraisage à deux degrés de liberté	61
Figure III.2 : Diagrammes de réponse et de phase pour des conditions de coupe stables	64
Figure III.3 : Diagrammes de la réponse du même système est représenté à la limite de stabilité	64
Figure III.4 : Diagrammes de réponse et de phase pour des conditions de coupe instables	65
Figure III.5 : Configuration de fraisage à deux degrés de liberté	65
Figure III.6 : Fraise et l'élément de disque infinitésimal	66
Figure III.7 : Géométrie et discrétisation de l'arête d'une fraise boule	71
Figure III.8 : Repère locaux secondaires	73
Figure III.9 : Surfaces de référence	74
Figure III.10 : Présentation des 3 cas d'inclinaisons définies par l'interpolation linéaire	76
Figure II.11 : Paramétrage de l'outil tangent	77
Figure III.12 : Repérage des vecteurs d'avance instantanée	79
Figure III.13 : Vecteurs d'avance locaux définis par les points CL	80
Figure III.14 : Paramètres définissant la trajectoire d'outil pour une avance rectiligne dans le plan (X, Z)	81
Figure III.15 : Représentation de la coordonnée Z_{sp} dans le repère local	82
Figure III.16 : Configuration schématique de quatre degrés de liberté de fraisage	84

Chapitre IV

Validation et application du modèle pour le fraisage 3 axes de forme complexe

Figure IV.1 : Organigramme pour la simulation des forces de coupe	90
--	-----------

Figure IV.2 : lobe de stabilité, longueur =101.6mm; $N_t = 2$ dent; diamètre=12.7 mm, $\rho = 0.14$. a) Lobes de stabilité par la méthode de semi-discrétisation ; b) Résultats expérimentaux	92
Figure IV.3 : Simulation temporelle pour $\omega = 12500$ tr/mn	93
Figure IV.4 : Simulation temporelle pour $\omega = 17000$ tr/mn	94
Figure IV.5 : Simulation temporelle pour $\omega = 18500$ tr/mn	95
Figure IV.6 : Simulation temporelle pour $\omega = 19000$ tr/mn	96
Figure IV.7 : Comparaison entre lobes de stabilité et la simulation temporelle	97
Figure IV.8 : Influence du nombre de dent	97
$R = 6.35\text{mm}$; $\phi_n = 15^\circ$, $N_t = 1$ dent; $f_t = 0.1$ mm/dent; $\omega_{min} = 32000$ tr/mn; $\omega_{min} = 39000$ tr/mn ; $\theta_{en} = 0^\circ$; $\theta_{st} = 19.57^\circ$;	
Figure IV.9 : Influence de l'angle d'hélice de la fraise	98
$R = 6.35\text{mm}$; $\phi_n = 15^\circ$, $N_t = 1$ dent; $i_0 = 20^\circ$; $\omega_{min} = 29000$ tr/mn; $\omega_{min} = 35000$ tr/mn ; $\theta_{en} = 0^\circ$; $\theta_{st} = 19.57^\circ$;	
Figure IV.10 : Influence de l'avance par dent	99
$R = 6.35\text{e} - 3\text{mm}$; $\phi_n = 15^\circ$, $i_0 = 20^\circ$; $f_t = 0.1$ mm/dent; $\omega_{min} = 5000$ tr/mn; $\omega_{min} = 15000$ tr/mn ; $\theta_{en} = 0^\circ$; $\theta_{st} = 19.57^\circ$;	
Figure IV.11 : Influence de diamètre de la fraise	100
Figure IV.12 : Géométrie des surfaces de référence	102
Figure IV.13 : Discrétisation de la trajectoire de l'outil en 100 segments de droites	103
Figure IV.14 : Fraisage de plans inclinés	103
Figure IV.15 : Lobes de stabilité pour le cas d'un copiage en descendant	104
Figure IV.16 : Lobes de stabilité pour le cas d'un copiage en montante	104
Figure IV.17 : Influence de l'angle de l'inclinaison outil/pièce (δ)	105
Figure IV.18 : Discrétisation de la trajectoire de l'outil en 10 segments	106
Figure IV.19 : Variation de la longueur utile de l'outil en fonction de segment	107
Figure IV.20 : Lobes de stabilité pour le cas du fraisage 3 axes d'une surface gauche	107

Liste des Tableaux

Tableau I.1: Différents types de FRF	28
Tableau III.1 : Géométrie locale des fraises utilisées	75
Tableau IV.1 : Paramètres dynamiques de coupe	81

Notations

Φ : Les déformées modales

M : Matrice masse modale

C : Matrice amortisseur modal

K : Matrice raideur modale

$h(t)$: Fonction réponse impulsionnelle

$f(t)$: Réponse temporelle de la force extérieure

$H(t)$: Fonction réponse fréquence

$F(t)$: Réponse fréquentiels de la force extérieur

α_r : Matrice de coefficients du dénominateur

β_r : Matrice de coefficient du numérateur

$E(V)$: Matrice d'erreur à minimiser

V_c : Vitesse de coupe(mm/mn).

V_f : Vitesse d'avance(mm/mn).

f : Avance par tour(mm/tr).

f_t : Avance par dent($mm/dent$).

\vec{f} : Vecteur d'avance

f_x : Composante sur l'axe x du vecteur d'avance

f_y : Composante sur l'axe y du vecteur d'avance
 f_z : Composante sur l'axe z du vecteur d'avance
 ω : Vitesse de rotation(tr/mn).
 N_t : Nombre de dents.
 A_p : Profondeur de coupe axiale d'une passe(mm).
 a_r : Profondeur de coupe radiale(mm).
 D : Diamètre nominale de la fraise(mm).
 L_0 : Longueur de la pièce à usinée(mm).
 m : Masse modale (kg)
 k : Raideur modale (N/m)
 c : Amortissement modal (N/m^2)
 μ : Multiplicateurs caractéristiques de Floquet
 F_t : Effort de coupe tangentielle(N).
 F_r : Effort de coupe radiale(N).
 F_z : Effort axiale suivant l'axe z (N).
 k_t : Coefficient spécifique de coupe tangentielle(N/mm^2).
 k_r : Coefficient spécifique de coupe radial(N/mm^2).
 k_n : Constante proportionnalité
 μ_f : Coefficient de frottement
 ϕ_n : Angle de coupe normale
 $\Delta\Psi$: Angle de décalage
 Ψ_j : Angle de position angulaire
 θ : Angle de rotation
 $i_0(\mathbf{z})$ Angle d'hélice local
 w : Largeur de coupe(mm).
 τ : Temps de retard(s). (Durée entre deux passes d'usinage)
 h_{sv} : Epaisseur statique du coupeau(mm).
 P_r : Plan de référence de l'outil.
 P_s : Plan d'arête de l'outil.

P_f : Plan de travail conventionnel.

h : Epaisseur du copeau (mm).

$CL_x(i, k)$: Composante selon l'axe X des coordonnées des points CL dans le repère global (découlées des programmes d'usinage réalisés en FAO).

$CL_y(i, k)$: Composante selon l'axe Y des coordonnées des points CL dans le repère global (découlées des programmes d'usinage réalisés en FAO).

$CL_z(i, k)$: Composante selon l'axe Z des coordonnées des points CL dans le repère global (découlées des programmes d'usinage réalisés en FAO).

CL_p : Le point CL à la position du point P dans le plan (X, Y)

d_a : Profondeur de passe axiale (« axial depth of cut ») [$\approx a_p$: ISO 3002/3]

d_n : Profondeur de passe normale à la surface usinée

dw : Largeur de coupe élémentaire (après discrétisation de l'arête de coupe)

dz : Pas de discrétisation de l'outil selon l'axe z (repère local outil)

$d\theta$: Pas de rotation de l'outil autour de son axe (programmation)

P_c : Point de contact outil/surface usinée

P_{cc} : Plan circonférentiel cylindrique au niveau du point courant P

Z_{sp} : Altitude de la surface précédente pour des coordonnées X et Y définies

δ : Angle d'inclinaison de la surface usinée

ΔZ_0 : Valeur de ΔZ à l'entrée et à la sortie de la pièce

ΔZ_{min} : Valeur minimale de ΔZ le long du trajet outil

ΔZ_{max} : Valeur maximale de ΔZ le long du trajet outil

κ : Angle d'inclinaison de la normale à l'enveloppe de l'outil vis-à-vis de l'axe z

Abréviations

AME: Analyse modale expérimentale

AMO: Analyse modale opérationnelle

FRF : Fonction de réponse en fréquence

FRI : Fonction de Réponse impulsionnelle

DDL : Degré de liberté

IFFT: Transformation de fourrier discrète inverse

FFT : Transformation de fourrier discrète

DSP : Densité spectrales de puissance

ARS: Acier rapide supérieur

WC: Carbure de tungstène

MOCN : Machines-Outils à Commande Numérique

CFAO : Conception et Fabrication Assistée par Ordinateur

ODE : Equation Différentielle Ordinaire

DDE : Equation Différentielle de Terme Retard (**D**elly **D**ifferential **E**quation).

DDL : Degré de liberté

SD : Semi-Discretisation

UGV : Usinage à Grande Vitesse.

TFEA : Analyse temporelle par éléments finis

CL : Cutter location

CC : Cutter contact

Introduction Générale

L'usinage est aujourd'hui largement utilisé dans toute l'industrie mécanique, particulièrement dans les secteurs de l'automobile, l'aéronautique et la fabrication de moules pour la forge ou la fonderie. Le fait d'augmenter la vitesse de coupe permet de réduire considérablement le temps d'usinage, d'apporter des gains de productivité importants et également la possibilité d'usiner certains matériaux innovants non conventionnels. Cependant, les problèmes vibratoires liés à l'usinage peuvent conduire à l'instabilité dynamique. Cette dernière peut être néfaste à la qualité des pièces usinées, à la productivité de l'usinage et à la durabilité des accessoires, etc. La maîtrise du comportement dynamique du système couplé (machine-outil/broche/porte-outil/outil/pièce/porte-pièce) est la clé primordiale pour la réussite de l'usinage.

Avec le vieillissement des machines-outils, l'apparition des vibrations pendant le fonctionnement ne peut être évitée. Ce phénomène néfaste pour la coupe représente la principale cause de broutement. Les vibrations apparaissent quand le système usinant n'a plus la capacité à suivre la dynamique imposée par la coupe. Celui-ci se met alors à vibrer à une fréquence autre que la fréquence de passage de dent. Ce qui engendre un déséquilibre dans les conditions de travail de chaque dent pouvant aller jusqu'au saut de l'outil hors de la matière. Ces vibrations peuvent générer des efforts de coupe très élevés dégradant fortement la qualité de la surface usinée.

Les vibrations des machines-outils sont générées par l'interaction entre le système usinant élastique et le processus d'usinage associé au fonctionnement de la machine. Le système élastique comprend le tripartite (dispositif de fixation, la pièce et l'outil). L'interaction entre les systèmes élastiques et les processus d'usinage constitue la dynamique du système usinant.

Le processus d'usinage, lors de son exécution, génère souvent des phénomènes de broutage, de flottement et autres défauts nuisibles, altérant directement la qualité de la pièce usinée (Altintas et al., 2001). En effet, un processus d'usinage stable est nécessaire pour atteindre des niveaux élevés de performance et de qualité des pièces (Chen et al., 2006). Ainsi, la stabilité d'un processus de coupe peut être considérée comme un critère de conception et les paramètres de coupe peuvent être choisis en fonction de ce critère (Ertürk et al., 2007). La stabilité est définie par simulation en créant un graphique des zones d'usinage stables et instables basé sur la théorie des lobes, ou en utilisant des mesures et des analyses de vibrations.

L'approche des lobes de stabilité permet de choisir les bons paramètres de coupe directement dans la zone de stabilité définie. Certains auteurs ont permis, grâce à une

formulation numérique et analytique, la construction de lobes de stabilité (Altintas et al., 1995), (Liu et al., 2017). (Ikkache et al., 2019) ont proposé un modèle d'étude dynamique du fraisage avec des lobes de stabilité bidimensionnel pour une pièce en alliage d'aluminium.

Le cadre de ce travail est présenté afin d'introduire les approches de recherche développées dans la suite du manuscrit. Dans un premier temps, nous nous intéressons à l'étude des phénomènes vibratoires produits lors d'une opération de fraisage. Deux types de sources de vibrations sont présentés pour se focaliser, par la suite, sur les vibrations auto-entretenues. La deuxième section présente les différentes approches pour modéliser ces vibrations. Il y aura deux axes de recherche dans ce travail, à savoir, un axe qui construit le modèle dynamique pour étudier son comportement par la méthode de semi-discrétisation (Ikkache et al., 2019) avec l'introduction des différents paramètres en utilisant une fraise cylindrique dans le cas d'un fraisage à deux axes. Tandis que le deuxième axe de recherche constitue l'objectif de ce travail. Cela consiste à faire une étude de ces lobes de stabilité en 3D en utilisant des équations du modèle mécanique avec l'introduction d'un troisième paramètre, en utilisant une fraise hémisphérique dans le cas d'un fraisage à trois axes de formes complexes.

Pour répondre à cette problématique de détermination des efforts de coupe en fraisage, et les déplacements de la pièce et de l'outil, plus particulièrement en fraisage 3 axes avec des fraises hémisphériques monoblocs, le travail réalisé et présenté dans ce mémoire s'articule autour de quatre chapitres répartis comme suit :

Le chapitre I présente tout d'abord un état de l'art sur la problématique des vibrations en usinage. On montre ensuite les différentes stratégies pour maîtriser des vibrations en usinage. Cela permet de positionner les travaux de la thèse dans le contexte actuel de recherche.

Le chapitre II présente des notions générales sur le procédé de fraisage, plusieurs définitions qui permettront de mieux appréhender le vocabulaire et les concepts utilisés tout au long du mémoire.

Le chapitre III est consacré à la modélisation des efforts de coupe en fraisage en régime dynamique et à la résolution des équations du mouvement dans le but d'avoir la possibilité d'étudier le phénomène du broutement en usinage.

Le chapitre IV est consacré à l'utilisation du logiciel Matlab pour la simulation dynamique des déplacements de la fraise et les efforts de coupe en fonction du temps pour les

différents paramètres de coupe, en fraisage. Nous avons développé un programme pour simuler le modèle de force de coupe prédictif présenté dans le troisième chapitre. Nous avons, ensuite, effectué une série de simulation en faisant varier plusieurs paramètres de coupe (angle d'hélice, rayon d'outil, avance par dent, masse de la fraise, profondeur de passe radiale et axiale, nombre de dents de la fraise). Par la suite, une validation des résultats de simulation obtenus a été réalisée par la comparaison entre le modèle expérimental (Davies et al., 2002) pour le cas d'une surface plane, et pour le cas d'une surface inclinée et surface gauche (Fontaine et al., 2006).

Le manuscrit se termine par une conclusion et d'éventuelles perspectives. Pour ne pas trop alourdir le texte, nous avons fait le choix de présenter en annexes les précisions bien qu'utiles pour asseoir la rigueur scientifique de l'ensemble, et qui ne soient cependant pas indispensables au suivi du déroulement de ce manuscrit.

Chapitre I
Synthèse Bibliographique et
Ressources Scientifiques

I.1 Introduction

L'usinage joue un rôle important dans toute l'industrie mécanique. Cependant, les phénomènes de vibrations en usinage peuvent entraîner plusieurs conséquences négatives telles que : mauvaise qualité de surface usinée, usure excessive des outils de coupe, bruit excessif, etc. Ce premier chapitre aborde donc les différents types de vibrations existant dans l'usinage et les stratégies principales pour les maîtriser.

I.2 Analyse de vibrations en usinage

Il existe plusieurs opérations en usinage. Ces opérations sont toutes soumises aux problèmes des vibrations d'usinage, que ce soit le fraisage, le tournage, le perçage, etc. Le processus de coupe est composé de trois types différents de vibrations mécaniques en raison de l'absence de rigidité dynamique ou d'amortissement d'un ou de plusieurs éléments du système composé de la machine-outil, du porte-outil, de l'outil et de la pièce. Ces trois types de vibrations sont recensés comme des vibrations libres, des vibrations forcées et des vibrations auto-entretenues.

Les vibrations libres précisent les vibrations d'un système en réponse à un choc ou un lâcher. Ce type de vibrations ne se présente généralement pas durant l'usinage. Mais elles sont utilisées afin de déterminer les caractéristiques dynamiques du système à l'arrêt sous un choc de marteau d'impact par exemple.

Les vibrations forcées apparaissent en raison de la variation cyclique (périodique) des efforts de coupe. Elles peuvent être induites par un défaut d'excentricité de la chaîne cinématique (broche, porte-outil, outil), par une excentration d'une dent de l'outil, ou encore par une hétérogénéité de la matière usinée (présence de l'aire dans la matière). La position relative de l'outil par rapport à la surface usinée est constante à chaque passage de dent dans la direction normale à l'avance. Les vibrations sont en phase avec la fréquence de passage des dents et l'influence de ces vibrations sur la qualité de l'état de surface final peut être négligeable (Erturk et al., 2007)

Les vibrations auto-entretenues ou vibrations régénératives sont également connues sous nom de « broutement » ou de « chatter » en anglais. Ces vibrations sont néfastes pour l'usinage, car elles conduisent le système d'usinage à l'instabilité. Dès 1907, le broutement a été signalé comme le problème le plus obscur et délicat auquel est confronté l'usineur

(Sandvik et al., 2008). Jusqu'à présent, il est toujours un sujet si intéressant pour la recherche académique et industrielle, car il est la plus indésirable et le moins contrôlable.

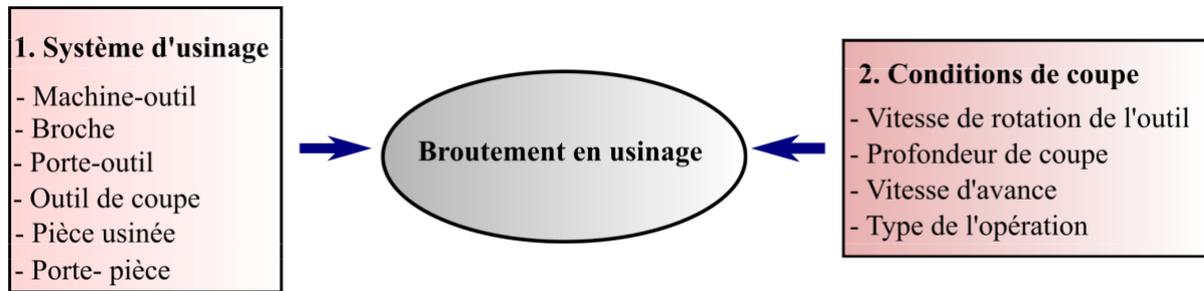


Figure I.1. Facteurs influents sur le broutement en usinage (Guillem et al., 2011).

I.2.1 Broutement en usinage

Le broutement est un phénomène complexe qui dépend de la diversité des éléments du système dynamique et de son comportement: la machine-outil, la broche, le porte-outil, l'outil de coupe, la pièce à usiner et des conditions de coupe. La figure I.1 présente les principaux éléments influents sur le phénomène de broutement. De plus, le broutement peut se produire dans différentes opérations d'usinage : fraisage (Nuno Maia et al., 1997)), tournage (Guillem et al., 2011), perçage (Sebastien Seguy et al., 2008), forage (Vincent Thévenot., 2005), (Seifeddine Mejri., et al 2015), brochage (Seifeddine Mejri, 2016), polissage (Thevenot et al., 2006),(Gradisek et al., 2003). En outre, le broutement peut entraîner plusieurs conséquences négatives (Guillem et al., 2011):

- Mauvaise état de surface usinée.
- Précision inadmissible.
- Bruit et sonore excessif.
- Usure excessive des outils de coupe.
- Endommagement des éléments de la machine-outil (vis mère, boîtes des vitesses...).
- Baisse de la productivité.
- Augmentation des coûts (production, maintenance...).
- Gaspillage des matériaux.
- Gaspillage d'énergie.
- Impact environnemental en termes de matériaux et d'énergie.
- Coût de recyclage, de retraitement des pièces non validées.

Selon Faassen (Ronald Faassen, 2007), le broutement est classé en deux catégories : primaire et secondaire. Le broutement primaire, dit "broutement non-régénératif" peut se produire par un frottement entre l'outil et la pièce (Wiercigroch et al., 2001), par des effets thermo-mécaniques ou par un couplage de mode (Tlusty et al., 1963), (Wiercigroch et al., 2001). Le broutement secondaire, dit "broutement régénératif" peut être causé par la régénération de l'ondulation de la surface de la pièce usinée. Ce broutement régénératif a été clairement explicité par Tobias (Tobias et al 1958) et Merrit (Merrit, 1965). En réalité, les vibrations auto-entretenues sont majoritairement liées à la régénération de la surface. Dans ce travail, l'accent est donc mis sur ce type de broutement.

Les vibrations régénératives sont générées par la variation de l'épaisseur du copeau en deux passages des dents (Figure I.2). En effet, le broutement régénératif est dû à une interaction entre la dynamique du processus de coupe et la dynamique vibratoire du système d'usinage (Merrit, 1965). Le mouvement vibratoire du système d'usinage, impliquant une première ondulation de la surface usinée. Quand la dent suivante repasse sur cette surface ondulée, l'épaisseur du copeau varie. L'outil est donc soumis à une variation d'efforts de coupe qui va de nouveau entraîner un mouvement vibratoire du système d'usinage, produisant une nouvelle surface ondulée. Ici, deux évolutions sont possibles pour l'amplitude des vibrations. Si le déphasage entre le mouvement vibratoire du système et l'ondulation de la surface précédente est suffisamment faible, la section du copeau varie peu. L'amplitude des vibrations diminue petit à petit et tend vers zéro puisque la variation d'efforts de coupe n'est donc pas suffisante afin d'entretenir les vibrations au regard de la raideur et de l'amortissement du système d'usinage. En revanche, si le déphasage est assez grand et si l'amortissement ou la rigidité du système sont insuffisants, la variation importante de l'épaisseur du copeau va entretenir et amplifier les vibrations jusqu'à ce que la coupe soit discontinue. En conséquence, la sortie de la matière implique généralement une forte dégradation de la qualité de la surface usinée et une usure importante de l'outil.

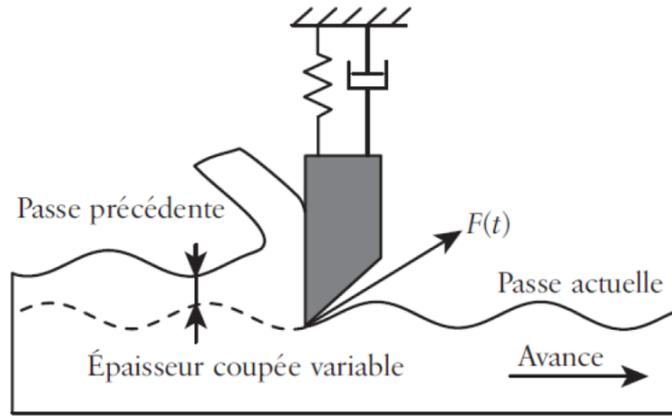


Figure I.2 : Phénomène de régénération de la surface (Mehrabadi et al., 2009).

I.2.2 Théorie des lobes de stabilité

L'approche des lobes de stabilité est basée sur un modèle d'efforts de coupe avec la modélisation des vibrations régénératives. Le diagramme des lobes de stabilité (Figure I.3) vise à prédire dans quelles conditions de coupe (profondeur de coupe axiale A_p et vitesse de rotation broche ω) la coupe est instable (avec broutement) ou stable (sans broutement). Ce diagramme permet donc de trouver des conditions de coupe optimales pour avoir un taux maximum d'enlèvement de matière en assurant une stabilité d'usinage (Tobias et al., 1958), (Meritt, 1965).

Le calcul et le tracé du diagramme des lobes de stabilité nécessitent la détermination des paramètres dynamiques du système d'usinage (fréquences propres, taux d'amortissement, raideurs). Ces paramètres peuvent être déterminés expérimentalement par l'analyse modale et l'identification de la fonction de transfert ou modélisés numériquement par un modèle des éléments finis.

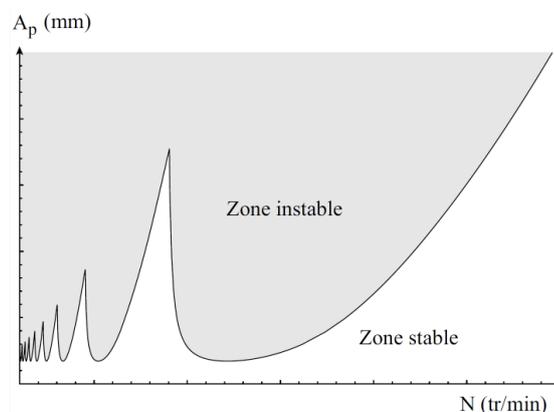


Figure I.3 : Diagramme des lobes de stabilité (Miguélez et al., 2010).

I.3 Stratégies pour la maîtrise des vibrations en usinage

En considérant les facteurs qui influent sur le broutement en usinage (Figure 1), les stratégies existant pour la maîtrise des vibrations en usinage peuvent être classées en deux groupes principaux: optimisation des conditions de coupe et optimisation du système d'usinage.

- **Optimisation du système d'usinage:** Le premier groupe comprend les méthodes qui évitent le broutement en modifiant le comportement du système et en modifiant la frontière du diagramme des lobes de stabilité. Dans ce groupe, il est possible de distinguer les méthodes passives et les méthodes actives (Siddhpura et al., 2008).

- **Optimisation des conditions de coupe:** Le deuxième groupe est composé de toutes les méthodes qui assurent une stabilité d'usinage avec un taux maximum d'enlèvement de matière en sélectionnant des paramètres de coupe optimaux avec l'utilisation du diagramme des lobes de stabilité. Dans ce groupe, une autre division peut être effectuée selon le type d'identification du comportement dynamique du système d'usinage pour tracer le diagramme de lobes de stabilité. Les conditions de coupe peuvent être déterminées par identification à l'arrêt ou par identification pendant l'usinage. La figure I.4 présente les principales stratégies pour la maîtrise des vibrations en usinage.

I.3.1 Optimisation des conditions de coupe

Ces axes de recherche visent à éviter les phénomènes de broutement sans modification des caractéristiques du système d'usinage. Le principe de ces méthodes est de sélectionner les paramètres de coupes optimales dans les zones stables du diagramme des lobes de stabilité. Comme expliqué dans la section 1.2.2, afin de construire le diagramme des lobes de stabilité, le comportement dynamique du système d'usinage est notamment identifié par l'analyse modale.

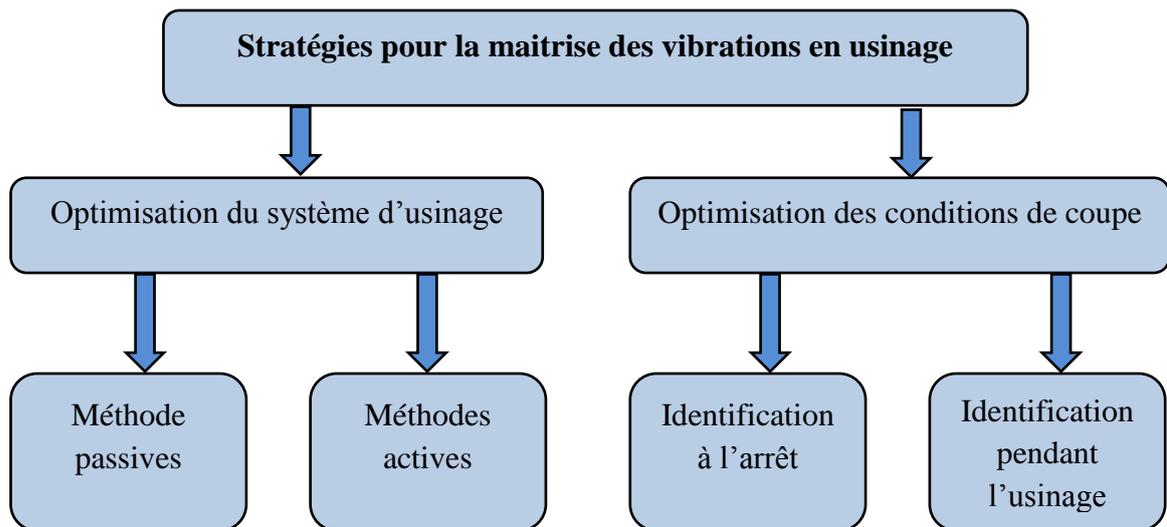


Figure I.4 : Stratégies pour la maîtrise des vibrations en usinage.

I.3.1.1 Par identification à l'arrêt

Nous considérons le cas de l'optimisation des conditions de coupe par l'identification à l'arrêt (mouvement de coupe nul). La fonction de transfert d'un système à plusieurs degrés de liberté peut être identifiée par un test dynamique réalisé à l'arrêt, c'est-à-dire avant usinage. Ce cas correspond à l'analyse modale expérimentale (AME) par un test de marteau (Figure I.5). Ce test expérimental va être décrit avec plus de détail dans la section 1.4.1.

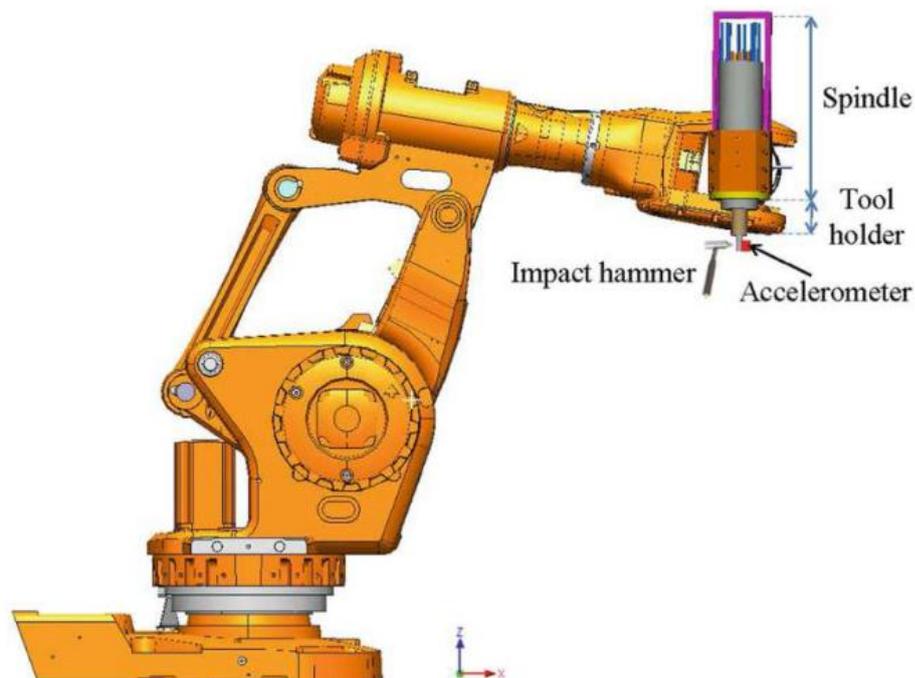


Figure I.5 : Test de marteau d'impact sur le robot d'usinage ABB 6660 (Alammari et al 2015).

I.3.1.2 Par identification pendant l'usinage

Pendant l'usinage, le changement des conditions aux limites et des configurations de la machine-outil induit des variations du comportement dynamique du système d'usinage. En conséquence, le diagramme des lobes de stabilité change continuellement pendant l'usinage. Il est donc nécessaire d'identifier opérationnellement le comportement dynamique de la structure pour prédire plus précisément la stabilité du procédé d'usinage. Dans la littérature, Mejri et al. (Axinte et al., 2001) ont amélioré la prédiction de stabilité d'usinage pour le robot d'usinage ABB IRB 6660 (Figure I.6). En effet, les auteurs ont proposé une méthode efficace pour l'identification opérationnelle du comportement dynamique en bout de l'outil. Thevenot et al. (Inasaki et al., 2007) ont proposé le diagramme de lobes de stabilité tridimensionnels pour étudier la stabilité de coupe des pièces minces avec la prise en compte de l'influence du changement de la position de l'outil pendant l'usinage (Figure I.7). La technique d'identification modale opérationnelle va être décrite plus en détail dans la section 1.4.2.

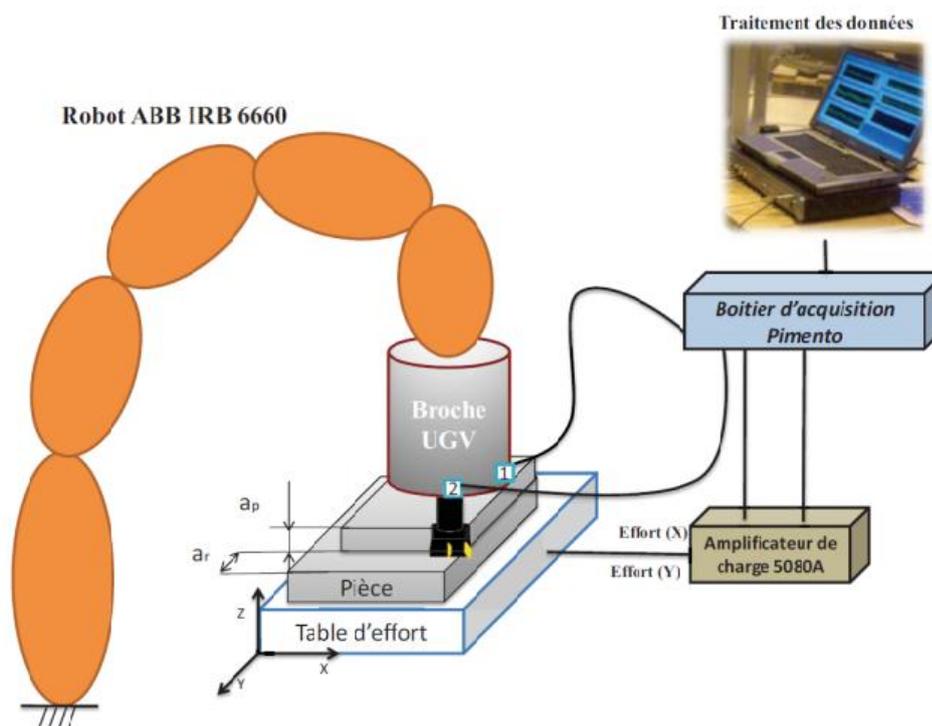


Figure I.6 : Dispositif de mesure des signaux durant l'usinage (Inasaki et al., 2007).

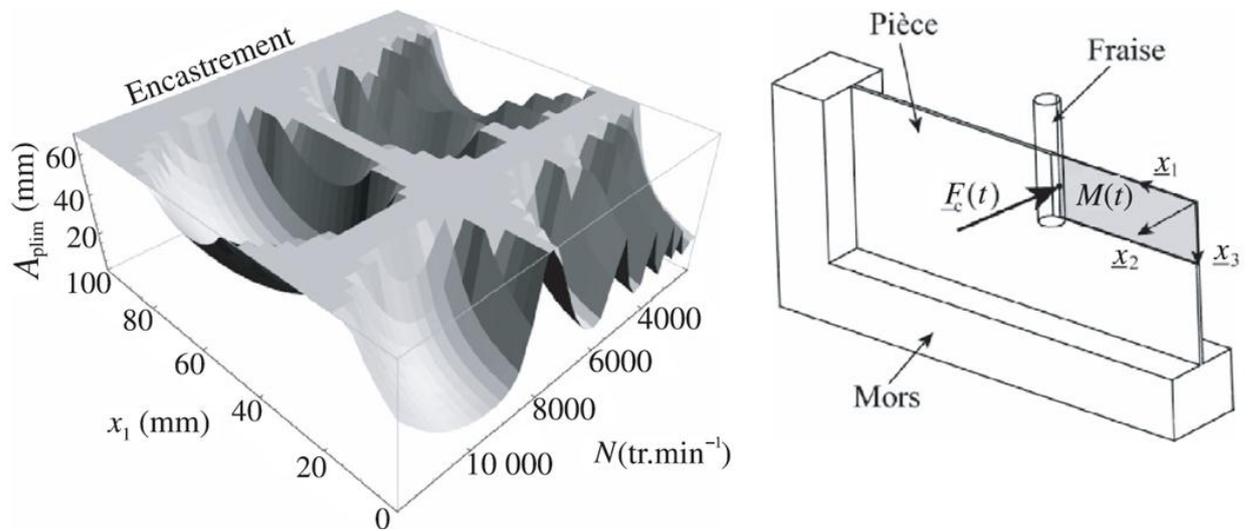


Figure I.7 : Diagramme des lobes de stabilité en trois-dimensions durant l'usinage (Inasaki et al 2001).

I.3.2 Optimisation du système d'usinage

Contrairement aux stratégies précédentes, le but de l'optimisation du système d'usinage est d'élargir la zone stable du diagramme des lobes de stabilité en modifiant de manière passive ou active le comportement dynamique du système.

I.3.2.1 Méthodes passives

Les méthodes passives incluent des stratégies basées sur la modification de certains éléments de la machine-outil afin de modifier de manière passive le comportement du système d'usinage (machine-outil, broche, porte-outil, outil de coupe, pièce usinée, porte-pièce). Elles consistent à adapter la structure en modifiant ses caractéristiques dynamiques (masse, raideur, amortissement) notamment durant la phase de conception.

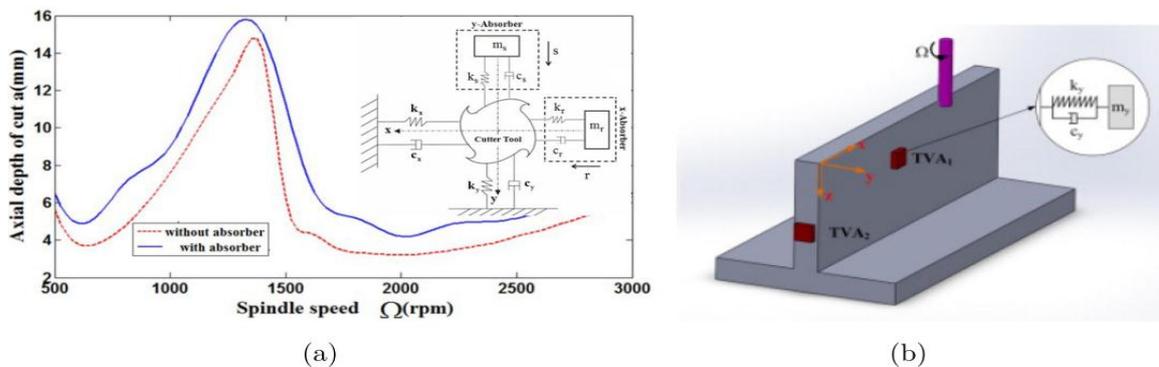


Figure I.8 : Absorbeurs passifs attachés : (a) sur l'outil, (b) sur la pièce (Moradi et al., 2015)

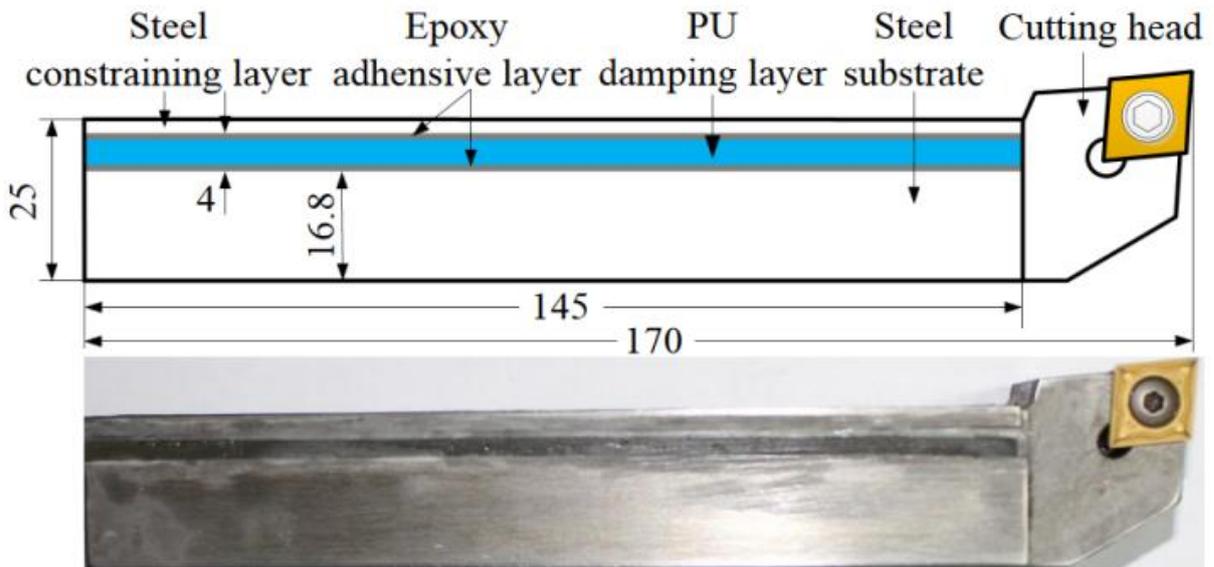


Figure I.9 : Conception du porte-outil pour le tournage (Liu et al., 2019).

Certains auteurs ont appliqué des absorbeurs dynamiques accordés (ADAs ou TMD en anglais) pour la réduction des vibrations en usinage ((Liu et al., 1991), (Asmari et al., 2014), (Sorby et al 2016)). En effet, les ADAs sont des dispositifs type « masse-ressort-amortisseur » dont le but est de dissiper l'énergie associée à un mode de vibration. Ils sont accordés sur une fréquence de résonance spécifique. Les absorbeurs peuvent être collés sur l'outil de coupe (Figure I.8.a) ou sur la pièce usinée (Figure I.8.b). L'inconvénient principal de l'utilisation des absorbeurs passifs provient de la complexité de leur mise au point et de la grande variabilité des processus d'usinage.

(Liu et al., 2016) et (Liu et al., 2019) ont proposé d'utiliser un matériau viscoélastique, le PMMA (poly méthacrylate de méthyle acrylique), dans la conception du porte-outil afin d'améliorer la stabilité de coupe pour le fraisage (Liu et al., 2016) et le tournage (Liu et al., 2019). Le porte-outil est reconçu de manière à former une couche d'amortissement contrainte (CLD- constrained layer damping en anglais). C'est-à-dire, le matériau amortisseur viscoélastique est pris en sandwich entre deux couches de matériaux élastiques rigides comme montré dans la figure I.9.

I.3.2.2 Méthodes actives

Les principes de ces méthodes reposent sur certains éléments du système d'usinage qui ont la capacité de modifier de manière active les caractéristiques dynamiques (masse, raideur, amortissement) ainsi que la possibilité d'introduire des efforts dynamiques dans le système

afin de supprimer ou d'atténuer le broutement. Dans ce cas, la machine-outil nécessite l'intégration d'un système mécatronique complexe composé d'actionneurs, de capteurs et de contrôleurs. Par exemple, (Monnin et al., 2014) ont proposé la conception d'une broche active (Figure I.10). Des actionneurs piézo-électriques ont été utilisés pour agir directement sur le mouvement radial du palier.

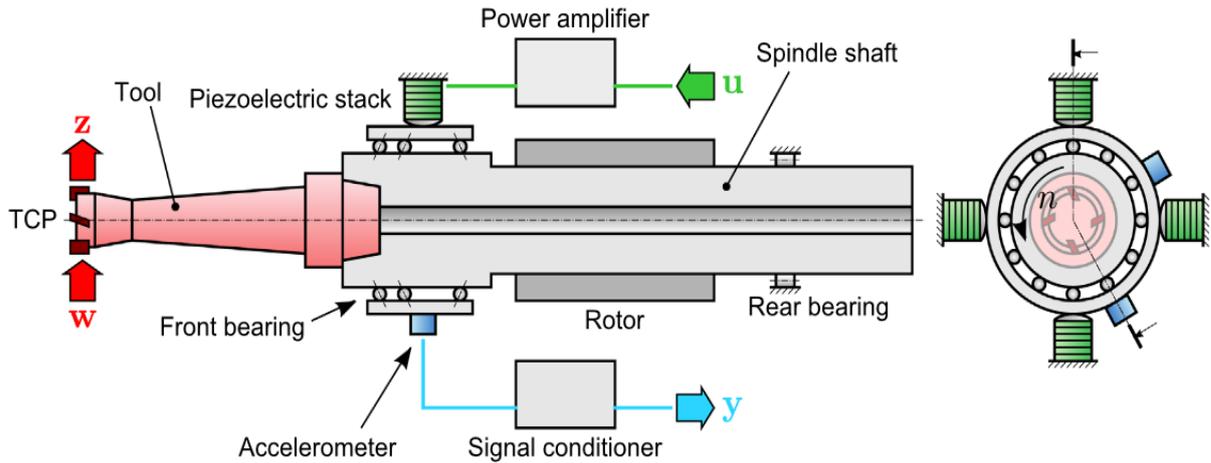


Figure I.10 : Conception de la broche active (Monnin et al., 2014).

I.4 Identification du comportement dynamique du système mécanique

L'identification du comportement dynamique du système couplé est indispensable pour la réussite de l'usinage à grande vitesse. La maîtrise du comportement dynamique permet d'augmenter le taux d'enlèvement de matière tout en assurant la stabilité du procédé d'usinage.

Le comportement dynamique d'un système linéaire peut être modélisé par trois modèles : le modèle spatial, le modèle modal et le modèle de réponse (Bernard, 2003). Le modèle modal est un modèle intermédiaire entre le modèle spatial et le modèle de réponse, comme montré dans la Figure I.11.

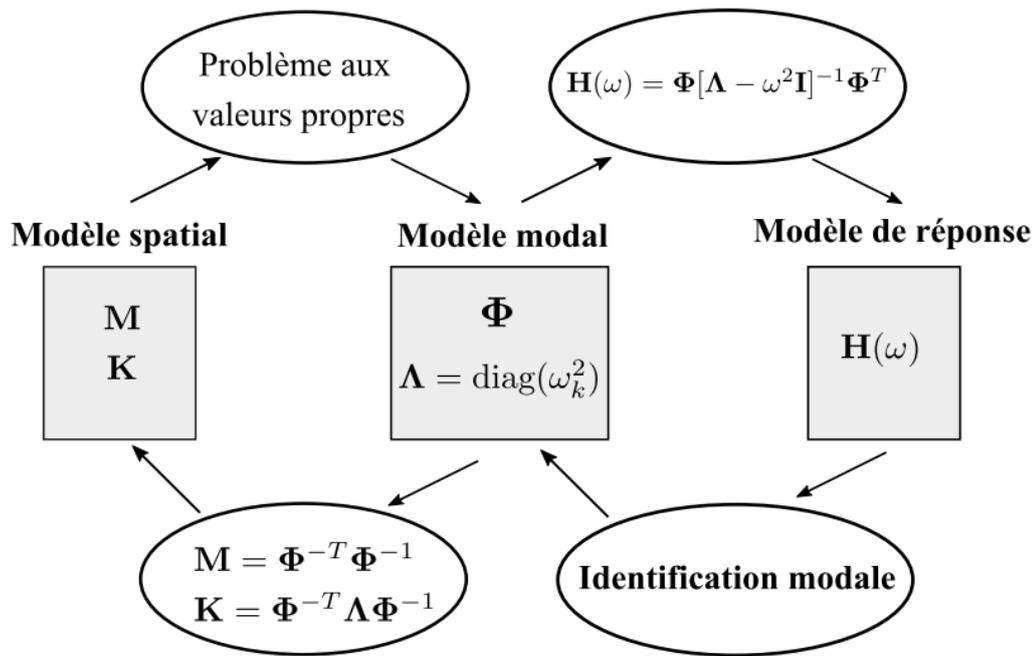


Figure I.11 : Interrelation des modèles dynamiques pour un système non amorti (Bernard, 2003).

• **Modèle spatial** : Considérons un système mécanique linéaire discret à Multiple Degrés De Liberté (MDDL), la réponse vibratoire du système est gouvernée par l'équation de mouvement :

$$M\ddot{x}(t) + C\dot{x}(t) + Kx(t) = f(t) \quad (1.1)$$

Où des vecteurs $x(t)$ et $f(t)$ sont la réponse temporelle du déplacement et la force extérieure. Les matrices structurelles M , C et $K \in \mathbf{R}^{N \times N}$ sont respectivement la matrice de la masse, la matrice d'amortissement et la matrice de rigidité. Ces matrices représentent la distribution spatiale des propriétés mécaniques du système et forment ce qu'on appelle, le modèle spatial. Cette approche de modélisation contient la plupart des informations intéressantes sur le système. Toutefois, les propriétés dynamiques (i.e., les matrices structurelles) sont incorporées au sein des structures complexes et peuvent rapidement être occultées pour les grands systèmes à MDDL. Pour la pratique d'ingénierie, ces propriétés sont donc extraites par le modèle modal (Poncelet, 2010).

• **Modèle modal**: Le modèle modal est un modèle synthétisé qui résume les informations dynamiques en quelques paramètres, appelés paramètres modaux. Les paramètres modaux incluent les fréquences propres $f = [f_1, \dots, f_k, \dots, f_N]^T$, les taux d'amortissement $\xi = [\xi_1, \dots, \xi_k, \dots, \xi_N]^T$ et les déformées modales $\Phi = [\Phi_1, \dots, \Phi_k, \dots, \Phi_N]^T$. Les trois paramètres

modaux évalués à partir de différentes sources (expérimentalement ou théoriquement), peuvent être facilement comparés. Le modèle modal est donc vraiment efficace pour l'analyse dynamique des structures. Pour un système non amorti, l'équation (1.1) devient

$$M\ddot{x}(t) + Kx(t) = f(t) \quad (1.2)$$

Les paramètres modaux peuvent être calculés à partir des matrices structurelles en résolvant le problème aux valeurs propres $(K - \omega_k^2 M)\phi_k = 0$. La récupération du modèle spatial à partir des paramètres modaux est également possible grâce aux propriétés orthogonales de la matrice modale ϕ , la relation entre les matrices structurelles et les paramètres modaux est donnée par ;

$$M = \phi^{-T}\phi^{-1} \text{ et } K = \phi^{-T}\Lambda\phi^{-1} \quad (1.3)$$

Où $\Lambda = \text{diag}([\dots \omega_k^2 \dots])$ est la matrice diagonale qui contient les pulsations propres. Ce processus devient compliqué pour un système amorti lorsque la matrice C est considérée. On accepte souvent l'hypothèse d'amortissement proportionnel où la matrice C est une combinaison linéaire de la matrice de masse M et de la matrice de rigidité K .

•**Modèle de réponse** : La réponse vibratoire dépend principalement de deux facteurs :

Les caractéristiques dynamiques du système et l'excitation imposée. Par conséquent, le système peut être complètement caractérisé en calculant sa réponse à une impulsion unité, appelé aussi impulsion de Dirac. Il s'agit de la Fonction de Réponse Impulsionnelle (FRI), notée $h(t)$, qui joue un rôle très important en dynamique des structures. Une charge impulsionnelle est une force extérieure très intense de courte durée. La réponse temporelle d'un système linéaire à un chargement arbitraire $f(t)$ peut être calculée par le produit de convolution :

$$x(t) = h(t) \times f(t) \quad (1.4)$$

Dans le domaine fréquentiel, cela conduit au concept de Fonction de Réponse en Fréquence (FRF), noté $H(\omega)$. La FRF est la fonction de transfert du système en fréquence. Par la transformation de Fourier, le produit de convolution (l'équation (1.4)) devient le produit ordinaire :

$$X(t) = H(t) \times F(t) \quad (1.5)$$

Le modèle de réponse peut être obtenu à partir des paramètres modaux en introduisant une force sinusoïdale de la forme $f(t) = F \times e^{i\omega t}$ dans l'équation de mouvement (1.4). Pour un système non amorti, la FRF est liée aux paramètres modaux par la formule suivante :

$$H(\omega) = \Phi[\Lambda - \omega^2 I]^{-1} \Phi^T = \sum_{k=1}^N \frac{\Phi_k \Phi_k^T}{\omega_k^2 - \omega^2} \quad (1.6)$$

Le modèle modal peut être déduit à partir du modèle de réponse en utilisant des techniques d'identification modale. Grâce à ces techniques, les paramètres modaux sont généralement extraits à partir des données expérimentales (les réponses vibratoires seules ou avec les excitations mesurées). Les techniques d'identification modale peuvent être donc divisées en deux principales catégories : analyse modale expérimentale (AME) et analyse modale opérationnelle (AMO).

I.4.1 Analyse modale expérimentale

Classiquement, les paramètres modaux sont extraits par une analyse modale expérimentale lorsque la force d'excitation ainsi que sa réponse vibratoire sont mesurées. Ces tests d'identification modale sont généralement effectués dans les conditions de laboratoire. La force d'excitation artificielle peut être générée par un choc de marteau ou par un pot vibrant. L'estimation des paramètres modaux se base sur le traitement des fonctions de réponses en fréquence (FRFs) en différents points de mesure. Une FRF est définie dans le domaine fréquentiel comme le rapport de la réponse vibratoire divisée par la force d'excitation et peut être représentée sous trois différents types en termes de déplacement, de vitesse ou d'accélération comme indiqué dans le Tableau I.1.

Tableau I.1. Différents types de FRF

Définition	Réponse	Variables
Réceptance	$X(\omega)/F(\omega)$	Déplacement/Force
Mobilié	$X(\omega)/F(\omega)$	Vitesse/Force
Inertance	$X(\omega)/F(\omega)$	Accélération/Force

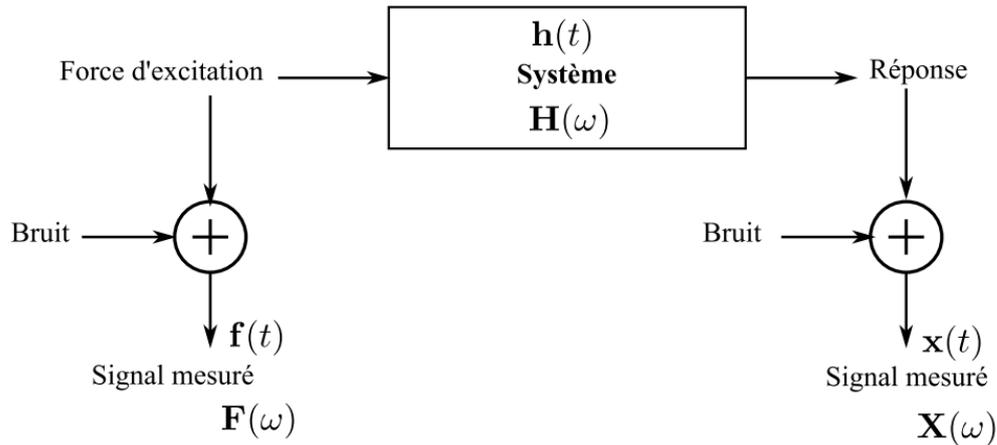


Figure I.12 : Système linéaire avec bruit de mesure en entrée et en sortie

Lors d'une analyse modale expérimentale, le bruit peut être mélangé à la force d'excitation et/ou à la réponse mesurée. Donc, la FRF ne peut pas être calculé directement par la formule indiquée dans le Tableau I.1. Il est nécessaire d'utiliser les densités spectrales et inter spectrales de puissance (DSP) en entrée et en sortie. L'estimation de la FRF peut être effectuée par des estimateurs $H^1(\omega)$ et $H^2(\omega)$:

$$H^1(\omega) = \frac{S_{fx}(\omega)}{S_{ff}(\omega)} \quad (1.7)$$

$$H^2(\omega) = \frac{S_{xx}(\omega)}{S_{xf}(\omega)} \quad (1.8)$$

Avec :

S_{fx} : La fonction de DSP entre la réponse $x(t)$ et la force d'excitation $f(t)$ mesurées.

S_{xx} : La fonction de DSP de la réponse mesurée $x(t)$.

S_{ff} : La fonction de DSP de la force d'excitation mesurée $f(t)$.

Les deux estimateurs $H^1(\omega)$ et $H^2(\omega)$ devraient donner le même résultat. Un indicateur de la qualité de la FRF est donc proposé comme le rapport de ces deux estimateurs :

$$\Gamma_{xf}(\omega) = \frac{H^1(\omega)}{H^2(\omega)} \quad (1.9)$$

Où $\Gamma_{xf}(\omega)$ est la fonction de cohérence qui détermine le degré de linéarité en fréquence entre le signal de sortie $x(t)$ et le signal d'entrée $f(t)$.

- si $\Gamma_{xf}(\omega) \cong 1$: La réponse vibratoire mesurée est due seulement à la force d'excitation appliquée.
- si $\Gamma_{xf}(\omega) \ll 1$: Des bruits sont présents dans les signaux mesurés et/ou la réponse de sortie peut être causée par une autre force externe en plus ou le système n'est pas vraiment linéaire.

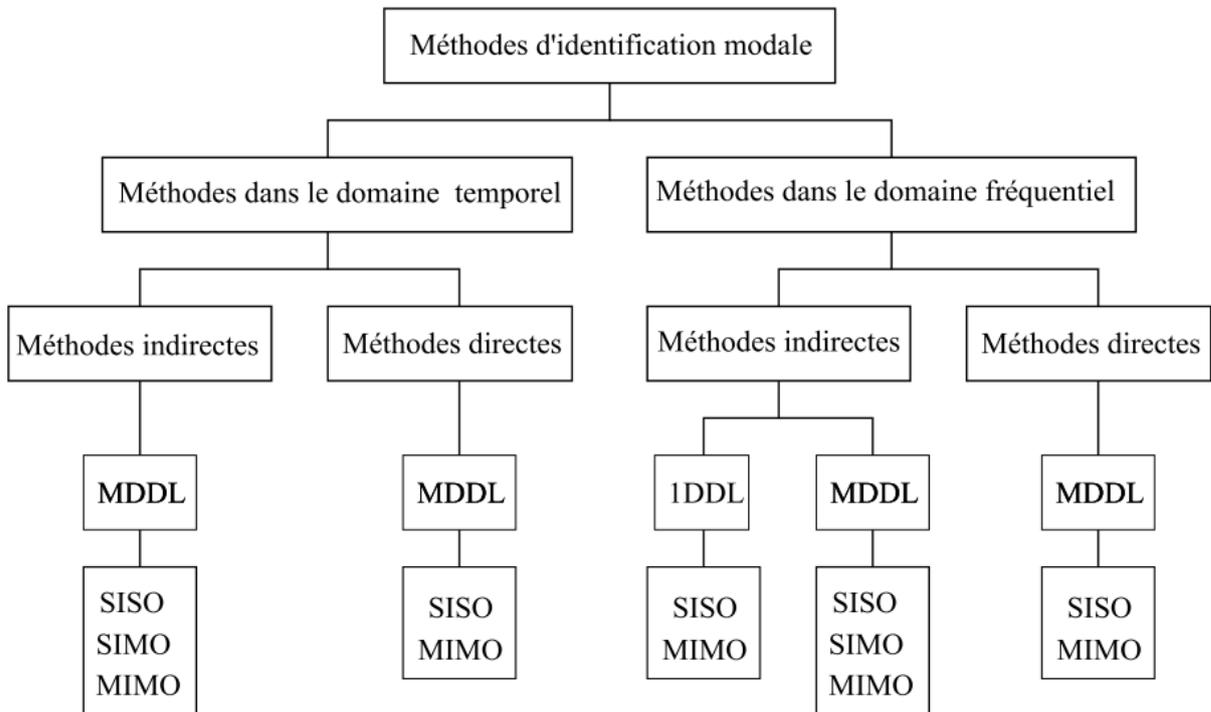


Figure I.13 : Classification des méthodes d'identification modale (Bernard, 2003).

Une fois que les FRFs fiables sont estimées avec la valeur de la fonction de cohérence est presque égale à 1 sur la bande fréquence choisie, les paramètres modaux du système mécanique sont extraits en utilisant une des méthodes d'identification modale. Pour l'analyse modale expérimentale, les méthodes d'identification modale peuvent être classées suivant le domaine où les données sont traitées pour obtenir les paramètres modaux. Il s'agit des méthodes dans le domaine temporel ou fréquentiel (Bernard, 2003):

•**Domaine temporel.** La FRI de la structure est souvent obtenue à partir de la FRF mesurée par la transformation de Fourier discrète inverse (IFFT) afin d'identifier les paramètres modaux. Mais cela pose le problème de fuite sur les signaux de longueur finie. Pour éviter ce problème, certaines méthodes utilisent directement les données brutes de la force et la réponse temporelles. En général, les méthodes dans le domaine temporel ont tendance à donner les meilleurs résultats lorsqu'une large bande de fréquence ou plusieurs modes existent dans les

données. Pourtant, ces méthodes ont un inconvénient majeur, ils ne peuvent estimer que les modes dans la gamme de fréquence d'analyse et ne prennent pas en compte les effets résiduels des modes.

- **Domaine fréquentiel.** Les méthodes en fréquence sont basées sur le traitement de la FRF expérimentale $H(\omega)$. Contraire aux méthodes en temps, ces méthodes permettent de se concentrer sur une plage de fréquence importante avec une limite de nombre de modes. La précision du résultat peut être améliorée en tenant compte des effets résiduels.

Les méthodes en temps et en fréquence peuvent encore être classées en méthodes indirectes et en méthodes directes :

- **Méthodes indirectes.** Le terme «indirect» signifie que l'identification est basée sur le modèle modal, i.e., sur les paramètres modaux.

- **Méthodes directes.** Le mot direct indique que la procédure d'identification est directement basée sur le modèle spatial, i.e., sur l'équation matricielle d'équilibre.

Une distinction supplémentaire peut être faite selon le nombre de modes à analyser au même instant :

- **1DDL.** Dans l'analyse à un Degré de Liberté (1DDL), chaque mode est analysé séparément. L'analyse à 1DDL est uniquement utilisée pour les méthodes indirectes dans le domaine fréquentiel.

- **MDDL.** Pour l'analyse à Multiples Degrés De Libertés (MDDL), plusieurs modes sont extraits simultanément.

Lors d'un test modal expérimental, la structure est souvent excitée à chaque point sélectionné et ses réponses sont enregistrées à plusieurs endroits le long de la structure, à partir desquels, l'ensemble des FRFs sont déduites. Une autre division peut être effectuée selon le nombre des FRFs utilisées pour l'analyse modale :

- **SISO.** Quelques techniques d'analyse modale qui s'appliquent à une seule FRF à la fois, sont appelées méthodes à une FRF ou à une-entrée-une-sortie (SISO : single-input-single-output en anglais)

- **SIMO**. Les méthodes appelées globales ou une-entrée-multiple-sortie (SIMO : single-input-multi-output) permettent d'analyser simultanément quelques FRFs avec des réponses mesurées à plusieurs points de la structure, mais l'utilisation d'un seul point d'excitation.
- **MIMO**. Finalement, les méthodes plus complexes ont été mises en œuvre afin de traiter simultanément toutes les FRFs disponibles qui sont obtenues à partir de différents points d'excitations et de réponses. Elles sont appelées poly référence ou multiple-entrée-multiple-sorties (MIMO : multi-input-multi-output).

Parmi les méthodes d'identification modale de type 1DDL, la méthode de demi-puissance, appelée aussi la méthode -3 dB (domaine fréquentiel) et la méthode de décrétement logarithmique (domaine temporel) sont encore couramment pratiquées car simples et rapides. Elles donnent des résultats assez précis dans le cas où l'amortissement est faible et les modes sont bien séparés entre eux. Parmi les méthodes d'identification à MDDL, la méthode Poly MAX dans le domaine fréquentiel et la méthode LSCE dans le domaine temporel sont fortement répandues dans le secteur industriel. Elles ont été implémentées dans le logiciel commercial LMS Test. Lab. En comparant les résultats de ces deux méthodes, la méthode PolyMAX donne de meilleurs résultats avec une visualisation claire des pôles dans le diagramme de stabilisation, permettant d'identifier les modes proches et les taux d'amortissement élevés dans un environnement bruyant (Peeters et al., 2004), Claude et al., 2007) La méthode PolyMAX est décrite dans la section suivante.

I.4.2 Analyse modale opérationnelle

Contrairement à l'analyse modale expérimentale où l'excitation et sa réponse de la structure sont nécessaires, l'analyse modale opérationnelle est plus efficace pour l'identification d'une structure réelle en raison de la simplicité des équipements, du faible coût, de la condition réelle, de l'identification de la structure en service. En effet, sous l'hypothèse d'excitation de type bruit blanc, la technique d'identification modale opérationnelle est basée uniquement sur la mesure des réponses de la structure. C'est pourquoi elle est extrêmement utile pour les grandes structures en génie civil ou en génie mécanique, par exemple, la machine-outil en cours d'usinage où l'excitation est difficile, voire impossible à mesurer.

I.4.2.1 Méthodes d'identification modale opérationnelle

Les méthodes d'identification modale opérationnelle peuvent être classifiées en domaine temporel, fréquentiel ou temps-fréquence.

Pour les méthodes d'analyse modale opérationnelle dans le domaine temporel, nous pouvons citer quelques méthodes classiques, telles que :

- La méthode de décrétement aléatoire (RD) (Cole, 1973), (Ibrahim et al., 1977) ;
- La méthode d'Ibrahim Time Domain (ITD) (Ibrahim et al., 1977) ;
- La méthode de Natural Excitation Technique (NExT) (James et al., 1993) ;
- La méthode d'Auto- Regressive Moving Average (ARMA) (Gersch, 1970), (Garibaldi et al., 1993) ;
- La méthode de Least Square Complex Exponential (LSCE) (Brown et al., 1979) ;
- La méthode d'identification dans le sous-espace stochastique (SSI) (Overschee et al., 1993), (Lardiès et al., 2017), (Bonato et al., 1997) ;

Des méthodes d'identification modale opérationnelle dans le domaine temps-fréquence ont été proposées à partir des années 90, telles que :

- La méthode de transformation de la classe de Cohen (Bonato et al., 1997) ;
- La méthode de transformation des ondelettes (CWT) (Ruzzene et al., 1997), (Gouttebroze et al 2001), (Thien-Phu Le et al., 2012).

Les méthodes bien connues dans le domaine fréquentiel comprennent :

La méthode de demi-puissance, la méthode de décomposition dans le domaine fréquentiel (FDD) (Brincker et al., 2000). la méthode de Poly-référence Least Squares Complex Frequency (PolyMAX) (Peeters et al., 2005) etc. Pour la suite, quelques méthodes les plus populaires sont décrites avec un peu plus de détails : la méthode SSI en temps et les méthodes Poly MAX, FDD en fréquence.

•**Méthode SSI.** L'identification des paramètres modaux est réalisée avec la méthode SSI dans le domaine temporel. Il s'agit du modèle espace d'état. En effet, l'équation différentielle de second ordre précédente (1.1) peut être transformée en une équation de premier ordre dans l'espace d'état :

$$\begin{cases} \dot{z}(t) = A_c Z(t) + B_c f(t) \\ x(t) = D z(t) \end{cases} \quad (1.10)$$

Où la première équation du système (1.10) est appelée équation d'état qui caractérise le comportement dynamique du système et la deuxième équation est appelée équation d'observation. La définition des matrices A_c , B_c , D et du vecteur d'état $z(t)$ est donnée par :

$$\begin{cases} A_c = \begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix}, & B_c = \begin{bmatrix} 0 \\ M^{-1} \end{bmatrix}, D = [I \quad 0] \\ z(t) = \begin{bmatrix} x(t) \\ \dot{x}(t) \end{bmatrix} \end{cases} \quad (1.11)$$

Les paramètres modaux peuvent être extraits à partir de la matrice d'état A_c en utilisant la décomposition en valeurs propres (EVD) par la formule suivante :

$$A_c = \psi_c \Lambda_c \Psi_c^{-1} \quad (1.12)$$

ψ_c et $\Lambda_c \in \mathbb{C}^{2N \times 2N}$ sont respectivement les matrices des vecteurs propres complexes et des valeurs propres complexes de la matrice A_c avec :

$$\Lambda_c = \begin{bmatrix} \Lambda & 0 \\ 0 & \bar{\Lambda} \end{bmatrix}, \psi_c = \begin{bmatrix} \Phi & \bar{\Phi} \\ \Phi \Lambda & \bar{\Phi} \bar{\Lambda} \end{bmatrix}, \Lambda = \text{diag}([\dots \lambda_k \dots]), \Phi = [\dots \phi_k \dots], k = 1, \dots, N \quad (1.13)$$

Où $\bar{(\cdot)}$ représente le conjugué complexe de l'entité (\cdot) . Dans l'équation (1.13), seules les quantités Λ et Φ sont utiles pour caractériser les paramètres modaux, c'est-à-dire, le comportement modal de la structure. La déformée modale d'un mode k est représentée par ϕ_k . La relation entre la pulsation propre ω_k , le taux d'amortissement ξ_k , et la valeur propre λ_k , est donnée par l'expression :

$$\lambda_k = -\xi_k \omega_k + i \omega_k \sqrt{1 - \xi_k^2}, \text{ avec } i^2 = -1 \quad (1.14)$$

Dans le contexte de l'analyse modale opérationnelle, l'excitation et le bruit environnemental sont inconnus. Par conséquent, ils peuvent être représentés par des composants stochastiques. Le système des équations (1.10) est converti en temps discret pour ajuster les données mesurées :

$$\begin{cases} z_{n+1} = A_d z_n + w_n \\ w_n = D z_n + v_n \end{cases} \quad (1.15)$$

Où $x_n = x(n\Delta t)$ est le vecteur de sortie échantillonné; $z_n = z(n\Delta t)$ est le vecteur d'état échantillonné ; n est un entier et Δt est le temps d'échantillonnage ; w_n et v_n sont respectivement les bruits dus à l'excitation inconnue de la structure et le bruit mesuré. Ils sont tous supposés être de moyenne nulle, blanc, Gaussien ; $A_d = e^{A_c \Delta t}$ est la matrice d'état en temps discret. Les vecteurs propres de la matrice A_d coïncident avec ceux de la matrice A_c en temps continu. Les valeurs propres en temps continu λ_k sont trouvées à partir des valeurs propres en temps discret λ_d par :

$$\lambda_k = \frac{\ln(\lambda_d)}{\Delta t} \quad (1.16)$$

La matrice A_d peut être calculée à partir des réponses mesurées dans le temps discret en utilisant les algorithmes d'identification de sous-espace (Overschee et al., 1993), (Overschee et al., 1999). Une fois que A_d est estimée, les paramètres modaux sont calculés à partir de l'équation (1.13), (1.14), et (1.16). Les fréquences propres f_k et les taux d'amortissement ξ_k sont identifiés comme suit :

$$f_k = \frac{\omega_k}{2\pi} = \frac{\lambda_k}{2\pi} \text{ et } \xi_k = -\frac{\Re \lambda_k}{|\lambda_k|} \quad (1.17)$$

•**Méthode PolyMAX.** Cette méthode est aussi appelée p-LSCF (Polyreference Least Squares Complex Frequency domain), mais connue souvent sous le nom commercial Poly MAX et implémentée dans le logiciel commercial LMS Test.Lab. Elle est basée sur un modèle paramétrique dans le domaine fréquentiel. Elle a d'abord été développée pour l'analyse modale expérimentale en utilisant les FRFs mesurées en tant que données primaires (Herman et al., 2004). Sous l'hypothèse de l'excitation de bruit blanc, PolyMAX est ensuite appliquée à l'analyse modale opérationnelle la première fois. Lors d'une AMO, les fonctions de densité spectrale de puissance (DSP) de réponses sont utilisées en tant que données primaires au lieu des FRFs mesurées. Elle se base sur le modèle fractionnel de la matrice droite :

$$S_{xx}(\omega) = B(\omega)A^{-1}(\omega) = \left[\sum_{r=0}^p z_r(\omega)\beta_r \right] \left[\sum_{r=0}^p z_r(\omega)\alpha_r \right]^{-1} \quad (1.18)$$

Où

— $S_{xx} \in C^{N \times N}$ est la matrice DSP avec les réponses de N capteurs.

— $B(\omega) \in C^{N \times N}$ est la matrice du dénominateur polynomial.

- $B(\omega) \in \mathbb{C}^{N \times N}$ est la matrice du numérateur polynomial.
- α_r et $\beta_r \in \mathbb{R}^{N \times N}$ sont respectivement des matrices de coefficients du dénominateur et numérateur. Ils sont des paramètres du modèle à déterminer.
- P est l'ordre du modèle qui doit être supérieur au nombre de modes prévus dans la bande de fréquence étudiée.
- $z_r(\omega) = e^{-i\omega\Delta t r}$ est une fonction polynomiale de base formulée dans le domaine z , c'est-à-dire, une fonction du domaine fréquentiel issue d'une fonction du domaine temporel discret avec le temps d'échantillonnage Δt .

Les paramètres du modèle α_r et β_r peuvent être estimés en minimisant la différence entre la matrice DSP calculée à partir des réponses mesurées $S_{xx}^M(\omega)$ et la matrice du modèle de fraction de la matrice droite $S_{xx}(\omega)$:

$$E(\omega) = \left[\sum_{r=0}^p e^{-i\omega\Delta t} \beta_r \right] \left[\sum_{r=0}^p e^{-i\omega\Delta t} \alpha_r \right] - S_{xx} S_{xx}^M(\omega) \quad (1.19)$$

Où $E(\omega)$ est la matrice d'erreur à minimiser. Cependant, l'équation (1.19) conduit à un problème de moindres carrés non linéaires. Afin de linéariser le problème, une nouvelle matrice d'erreur $E^L(\omega)$ est introduite en multipliant à droite l'équation précédente par la matrice $A(\omega)$:

$$E^L(\omega) = \left[\sum_{r=0}^p e^{-i\omega\Delta t} \beta_r \right] - S_{xx}^M(\omega) \left[\sum_{r=0}^p e^{-i\omega\Delta t} \alpha_r \right] \quad (1.20)$$

Les coefficients polynomiaux du dénominateur α_r et du numérateur β_r sont ainsi les solutions aux moindres carrés de l'équation (1.20). Les pôles du modèle sont ensuite calculés à partir de α_r , en tant que valeurs propres de la matrice compagnon du dénominateur:

$$A_{com} = \begin{bmatrix} -\alpha_p^{-1} \alpha_{p-1} & \dots & -\alpha_p^{-1} \alpha_1 & -\alpha_p^{-1} \alpha_0 \\ I_N & 0 & 0 & 0 \\ \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & \dots & I_N & 0 \end{bmatrix} \quad (1.21)$$

Étant donné que les pôles s'écrivent de la forme suivante $P_k = e^{-\lambda_k \Delta t}$, les valeurs propres en temps continu λ_k sont déduites par $\lambda_k = \ln \frac{P_k}{\Delta t}$. Les fréquences propres f_k et les taux d'amortissement ξ_k sont calculés par l'équation (1.17).

• **Méthode FDD.** La méthode FDD est une méthode non paramétrique qui a été initialement introduite par (Brincker et al., 2000), et (Brincker et al., 2001) Cette méthode est basée sur la décomposition en valeurs singulières (SVD) de la matrice de densité spectrale de puissance. Elle est capable d'identifier des modes proches avec une bonne précision.

I.4.2.2 Identification modale opérationnelle en présence des harmoniques

L'analyse modale opérationnelle (AMO) possède beaucoup d'avantages, car elle nécessite seulement des réponses enregistrées. Cependant, l'excitation opérationnelle peut contenir le vent, le bruit et le chargement d'exploitation qui ne sont pas contrôlés et mesurés en AMO. Dans la plupart des méthodes d'AMO, l'excitation est toujours supposée comme l'excitation de type de bruit blanc (Paultre et al., 2006). En présence des harmoniques dans l'excitation, par exemple dans les structures ayant des composants tournantes telles que des bâtiments avec ventilateurs/climatiseurs, des barrages hydroélectriques comprenant des turbines ou bien des machines d'usinage à grande vitesse avec rotation de la broche, l'hypothèse d'excitation de type bruit blanc n'est plus valable. En conséquence, les composantes harmoniques cohabitent avec les modes structuraux (Figure I.14), la procédure d'identification modale devient donc plus difficile, conduisant parfois à une estimation erronée des paramètres modaux. Un résumé des effets négatifs provenant de la présence des harmoniques sur les techniques classiques d'AMO peut être trouvé dans la référence (Jacobsen, 2006).

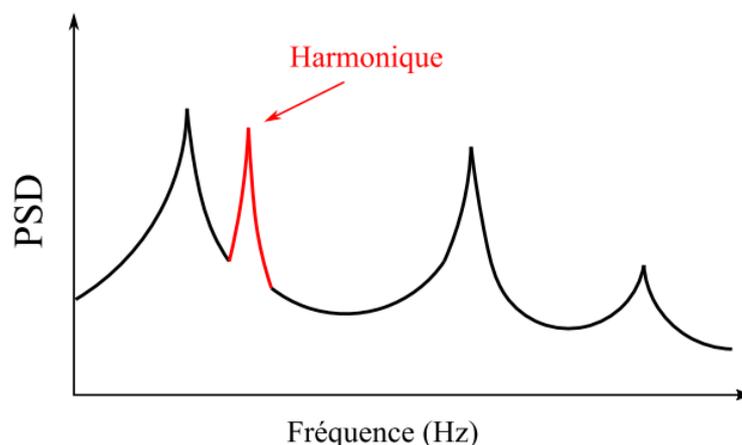


Figure I.14 : Présence d'harmonique dans la réponse mesurée (Jacobsen, 2006).

Afin de distinguer les fréquences harmoniques des modes structuraux, plusieurs indicateurs ont été proposés avec utilisation du taux d'amortissement, du critère MAC, des

valeurs de kurtosis et des histogrammes (Brincker et al.,2000). (Agneni et al. 2012) ont utilisé un paramètre statistique appelé "entropie" pour trouver la présence possible des harmoniques mélangés à des réponses mesurées. (Modak et al. 2013) ont proposé une distinction basée sur la fonction de décroissement aléatoire.

En usinage, la présence des harmoniques est très prépondérante. (Araújo et al. 2014) montrent que les techniques de transmissibilité sont capables d'identifier des paramètres modaux en présence du bruit coloré. Donc, cela mérite d'investiguer plus en usinage et de déterminer les limites et si possible, proposer des améliorations.

Les excitations en usinage peuvent être considérées comme un bruit blanc mélangé avec des harmoniques très prépondérants. Comme ils sont d'origines différentes, ils sont considérés comme indépendants. Si nous arrivons à séparer les réponses provenant de deux sources, nous pouvons appliquer toutes les méthodes d'AMO sur les réponses dues au bruit blanc. Les réponses provenant de deux sources peuvent être séparées en utilisant les techniques de séparation aveugle des sources (Antoni, 2005).

I.5 Conclusion

L'étude bibliographique présentée dans ce chapitre permet de soulever diverses problématiques et lacunes, liées aux vibrations d'usinage. Parmi ceux-ci, le broutement est une vibration auto-entretenue qui conduit le système d'usinage à l'instabilité et il peut entraîner plusieurs conséquences négatives. Le diagramme des lobes de stabilité est un outil efficace pour prédire le phénomène du broutement. Pour le calcul des lobes de stabilité, l'identification du comportement dynamique du système d'usinage est indispensable.

Un aperçu des stratégies pour la maîtrise des vibrations en usinage a été présenté. En ce qui concerne les méthodes basées sur l'optimisation des conditions de coupe, l'identification du comportement dynamique réel pendant l'usinage permet d'améliorer la prédiction de la stabilité d'usinage.

Ainsi, ce chapitre s'est concentré ensuite sur les méthodes d'identification par analyse modale et plus particulièrement l'analyse modale opérationnelle (AMO). Un état de l'art des méthodes d'AMO a été présenté. En introduisant la contrainte comme la présence des harmoniques associées à l'usinage, les techniques d'identification modale basées sur les fonctions de transmissibilité et la séparation des sources, sont prometteuses mais méritent d'être approfondies.

Chapitre II
Généralités sur le procédé
de fraisage 3 axes

II.1 Introduction

Le fraisage est constitué d'un mouvement de rotation d'un outil possédant une ou plusieurs arêtes de coupe (mouvement de coupe) et une combinaison de translations rectilignes voire de rotations entre l'outil et la pièce (mouvement d'avance). Le fraisage se caractérise par une coupe discontinue de la matière à l'aide d'un outil (fraise) fixé dans un porte-outil lui-même monté sur la broche de la machine-outil, possédant une ou plusieurs arêtes de coupes (ou dents), dont chacune enlève une certaine quantité de matière sous forme de copeaux d'épaisseur variable mais périodique. La pièce est bridée sur la table de travail et peut-être animée d'un mouvement de translation.



Figure II.1 : Photographies de différentes opérations de fraisage industrielles (Sandvik, 2008)

Ce procédé possède un rendement élevé, garantit une bonne finition des surfaces et une haute précision dimensionnelle ainsi que de grandes possibilités au niveau de la

génération de différentes formes. Il est le plus souvent utilisé pour réaliser des surfaces planes, des épaulements et des gorges, bien que, avec l'avènement des machines outil à commande numérique (MOCN), l'efficacité du procédé de fraisage pour la réalisation des surfaces gauches ait été démontrée et il est reconnu que le fraisage est la méthode d'usinage universelle pour les formes tridimensionnelles complexes. Ce procédé est notamment très utilisé pour la fabrication d'outils (moules, matrices, poinçons, électrodes), d'ailettes ou d'aubes de turbines ou de pièces de structures complexes (aéronautique, automobile). La Figure II.1 présente des opérations de fraisage pour différents types d'outils et de formes à réaliser.

II.2 Mécanisme du processus de fraisage

Le fraisage est un processus de coupe plus compliqué que le tournage. L'opération de coupe est obtenue par un outil rotatif qui se déplace le long de différents axes quand la pièce est fixée. La majorité des pièces peuvent être produites par l'opération de fraisage. La différence la plus importante entre le tournage et le fraisage est la cinématique de l'épaisseur de copeaux générée. Chaque dent de l'outil de fraisage suit une trajectoire trochoïdale ; alors l'épaisseur de copeau varie à partir du premier contact entre la dent et la matière jusqu'à la fin de la séquence de coupe de la dent. Cette variation est toujours périodique et peut-être approximée par un mouvement circulaire.

Une autre différence importante du fraisage est la direction du mouvement de coupe. Deux modèles différents en concordance (avalant) et en opposition peuvent être utilisés dans l'opération du fraisage périphérique. Dans le fraisage en concordance, l'opération de coupe commence à partir de la surface de la pièce au point où l'épaisseur du copeau est maximale. À la fin du mouvement de coupe de la dent, l'épaisseur de copeaux diminuée jusqu'à zéro. Ce type d'opérations de fraisage est recommandé pour éviter les vibrations d'usinage et obtenir une bonne surface de finition. Dans le fraisage en opposition, l'opération de coupe commence à partir d'une épaisseur de copeau minimale et cette dernière augmente jusqu'à la fin de coupe. Cette opération est utilisée pour avoir une longue durée de vie de l'outil. (Figure II.2)

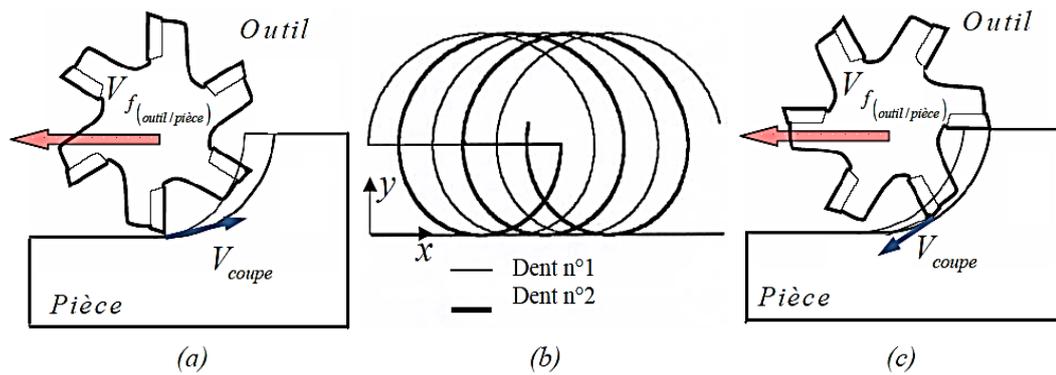


Figure II.2 : Cinématique de la coupe en fraisage en roulant (sur le côté de l'outil) :
 (a) Fraisage en opposition, (b) Trajectoire des dents, (c) Fraisage en avalant

II.2.1 Fraisage en opposition

L'attaque de la dent se fait avec une épaisseur nulle, ce qui peut entraîner un refus de coupe (copeau minimal) sur la surface à générer. La fraise doit être engagée dans la pièce en repoussant la matière, ce qui crée un effet temporaire de refus de coupe et de talonnement accompagné de frottement et d'un fort dégagement de chaleur et, souvent aussi, un contact avec une surface écrouie (durcie par déformation) résultant de l'usinage précédent (par la dent précédente). Cela engendre une usure supplémentaire de l'outil et plus d'efforts de coupe qui ont également tendance à extraire la pièce de la mise en position, ce qui oblige à faire très attention à la tenue du montage (Figure II.2 (a)). Ce mode de coupe est utilisé principalement pour les opérations d'ébauche car il supporte bien les avances importantes à condition de garantir une mise en position rigide de la pièce.

II.2.2 Fraisage en avalant

L'attaque de la dent se fait avec l'épaisseur maximale (pas de copeau minimal). Cela évite l'effet de refus de coupe et de talonnement, avec réduction du dégagement de chaleur et de la tendance à l'écrouissage mais des chocs répétitifs sont générés ce qui peut déstabiliser la coupe (via le comportement outil et pièce). Cette forte épaisseur de copeau est un élément favorable et les efforts de coupe permettent généralement de plaquer la pièce sur ses appuis et la sortie de la dent se fait sur la surface à générer avec une épaisseur nulle mais le copeau est déjà créé ce qui facilite la coupe vers les faibles épaisseurs. De cela découle un meilleur état de surface en termes de rugosité. On peut déduire que ce mode de coupe peut être mieux adapté pour des matériaux écrouissables et aux opérations de finition car il améliore l'état de surface et nécessite des avances faibles (Figure II.2 (c)).

II.2.3 Paramètres de coupe

Les opérations de fraisage sont conditionnées par les principaux paramètres suivants :

II.2.3.1 Vitesse de coupe

Cette vitesse est notée V_c (en m/mn) représente la vitesse linéaire avec laquelle l'arête de coupe parcourt la surface de la pièce. Elle fait partie intégrante de l'ensemble des conditions de coupe et constitue un paramètre important de l'opération de fraisage.

II.2.3.2 Avance par dent

Notée f_z ou f_t en (mm/dent) est un paramètre très important en fraisage, car elle conditionne la capacité d'enlèvement de matière par les dents de la fraise. C'est l'élément le plus limitatif au niveau des performances de l'outil. Elle indique l'épaisseur de copeau maximale que va retirer la dent ou bien encore la charge maximale admise sur la dent de l'outil. Ce paramètre est une donnée essentielle des conditions de coupe choisies pour une opération donnée.

II.2.3.3 Fréquence de rotation de la broche

Notée ω (en tr/mn) est le nombre de tours que l'outil de fraisage monté sur la broche de la machine-outil effectue par minute. Il s'agit là d'une valeur dépendant de la machine, qui ne renseigne guère sur ce qui se passe à la périphérie où l'arête de coupe fait son office. La vitesse de broche, le diamètre de l'outil et la vitesse de coupe sont naturellement liées par les formules suivantes :

$$\omega = \frac{1000 \times V_c}{\pi \times D} \text{ et } V_c = \frac{\pi \times D \times \omega}{1000} \quad (2.1)$$

Avec D représente le diamètre de l'outil en (mm), ω la fréquence de rotation de la broche en ($\text{tr} \cdot \text{mn}^{-1}$) et V_c la vitesse de coupe en ($\text{m} \cdot \text{mn}^{-1}$).

II.2.3.4 Avance ou vitesse d'avance

Définit la vitesse de déplacement de l'axe de l'outil par rapport à la pièce et notée V_f (en ($\text{mm} \cdot \text{mn}^{-1}$)). Elle correspond à une donnée de réglage machine, dépend de l'avance à la dent, du nombre de dents et de la fréquence de rotation.

Elle est liée aux paramètres technologiques précédents par la relation suivante :

$$V_f = f_z \times N_t \times \omega \quad (2.2)$$

Avec N_t représente le nombre de dents de la fraise.

Pour compléter les paramètres associés aux conditions de coupe, l'engagement de l'outil dans la matière doit être défini et pour ce faire, il est généralement caractérisé par la profondeur de passe axiale dans la direction de l'axe de révolution notée A_p et la profondeur de passe radiale dans une direction perpendiculaire à l'axe de révolution notée a_e . (Figure II.3).

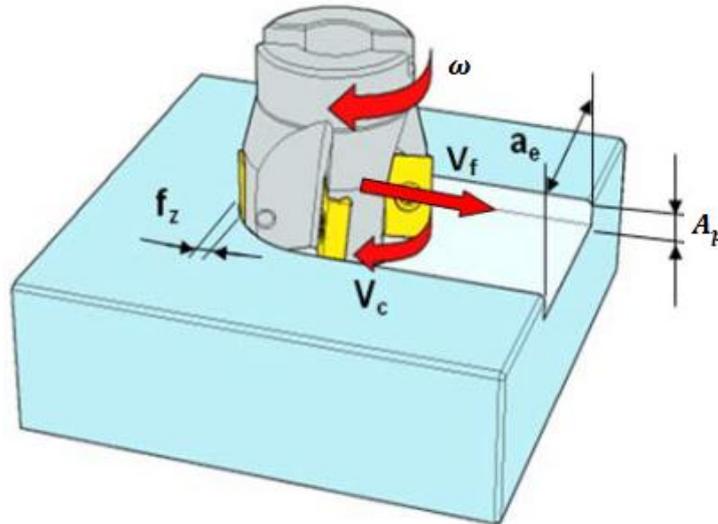


Figure II.3 : Différents paramètres caractérisant le fraisage prismatique

En effet ce jeu de paramètres technologiques (V_c , f_t , A_p , a_e) doit être adapté aux choix d'outil, du matériau, de l'environnement machine et de l'opération de fraisage choisie. On notera que la définition de l'engagement matière par une passe axiale et radiale ne concerne que le cas de l'usinage de formes prismatiques simples. Dans le cas de l'usinage de surfaces gauches (complexes non directement développables), il sera préférable d'utiliser une profondeur de passe normale à la surface au point de contact outil/surface notée par exemple a_n (Figure II.4).

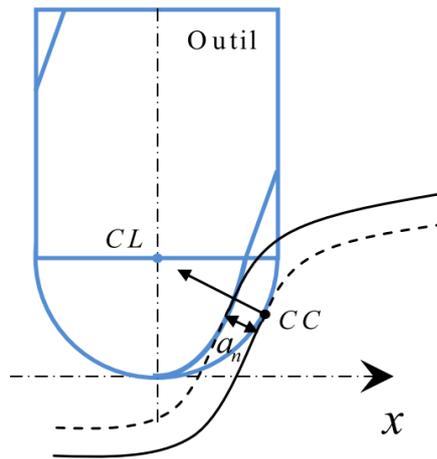


Figure II.4 : Profondeur de passe normale

II.3 Opérations de fraisage usuelles

La Figure II.5 illustre les opérations de fraisage les plus courantes à l'aide d'outils monoblocs, en sachant qu'il existe également des outils porte plaquettes. Dans le cas d'une opération de surfacage ou de rainurage, la fraise étant en prise sur tout son diamètre, la formation du copeau débute en opposition et se termine en avalant. La forme globale des copeaux en usinage dépend de la cinématique, de la forme initiale de la pièce et de la forme de l'outil lui-même.

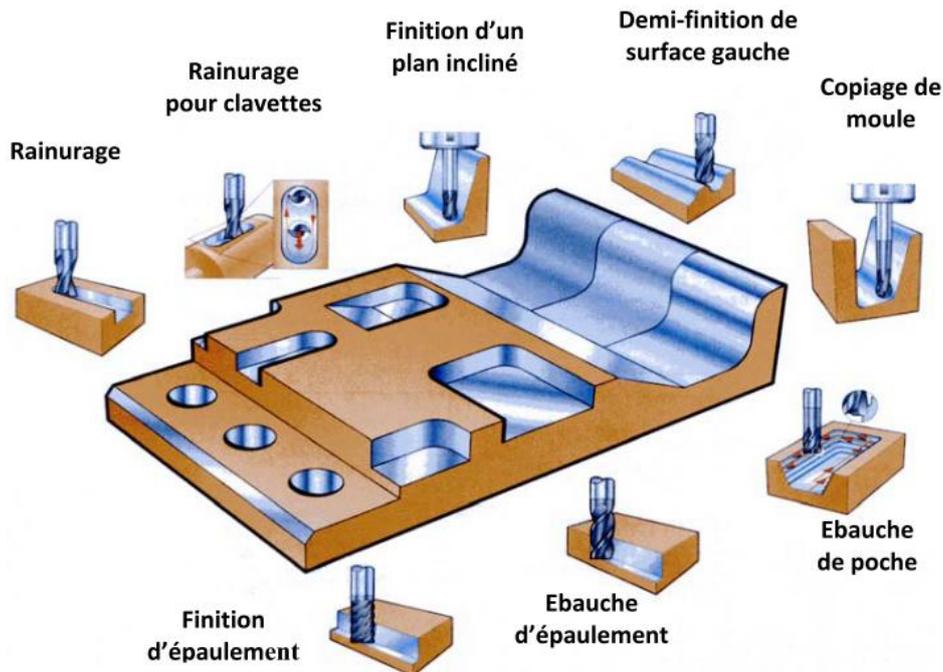


Figure II.5 : Exemples d'opérations en fraisage 3 axes (Sandvik, 2008)

II.4 Géométries des fraises

II.4.1 Fraises classiques

En fraisage, l'outil est l'élément indispensable du procédé. Il possède des caractéristiques géométriques complexes, les matériaux qui le constituent sont de plus en plus durs, et les revêtements de plus en plus évolués. Pour décrire au mieux la géométrie d'un outil, l'idéal est de pouvoir étudier un modèle numérique (issu de Conception Assistée par Ordinateur (CAO)) de l'outil prévu pour sa fabrication. Ces fichiers sont difficiles d'accès donc des mesures sur des outils réels et des approximations sont souvent nécessaires. Néanmoins, la description géométrique complète des outils n'est pas indispensable pour modéliser les opérations d'usinage. Une description analytique des zones susceptibles d'être en contact avec la matière suffit généralement pour les opérations usuelles. Ces zones de contact potentielles sont les arêtes de coupe et les surfaces associées (face de coupe, face en dépouille) ainsi que l'enveloppe du corps de l'outil pour gérer les interférences possibles entre outil et pièce en cas de discontinuités du trajet ou de la surface. Le choix des outils est généralement déterminé par le matériau à usiner et les opérations associées, ainsi que les conditions de coupe souhaitées tout en considérant les limitations de la machine-outil. Il existe toutefois deux types de fraises, les fraises monoblocs et les fraises à plaquettes. Pour les outils monoblocs, trois géométries classiques sont à considérer. Sur la Figure II.6 quelques exemples de ces fraises sont proposés.

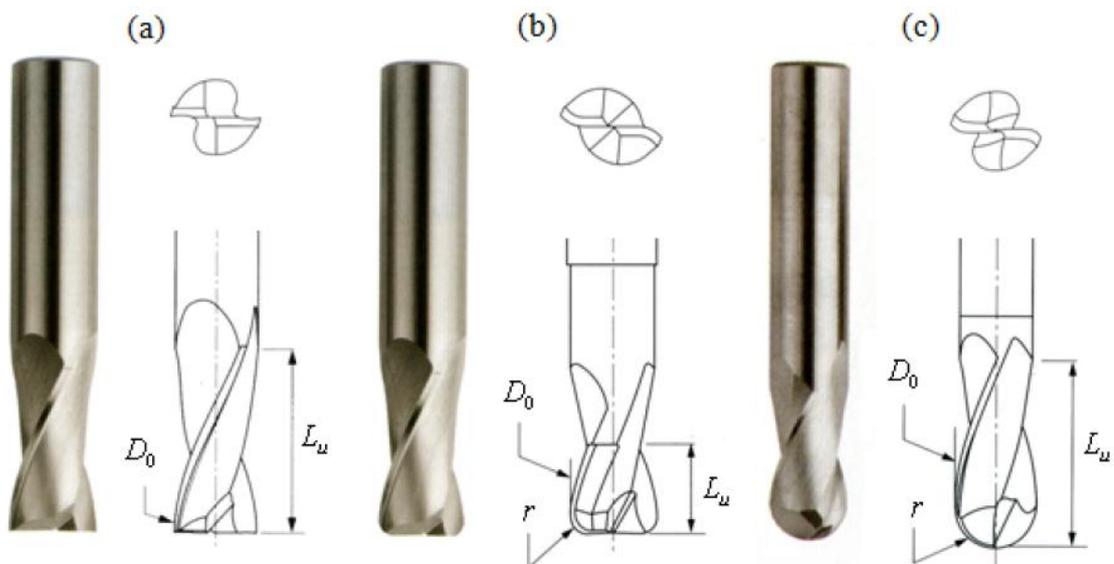


Figure II.6 : Géométrie des fraises monoblocs usuelles. (a) Fraise deux tailles (ou droite), (b) Fraise rayonnée (ou torique), (c) Fraise boule (ou hémisphérique) (d'après Doc. Diager

Industrielle)

II.4.1.1 Les fraises deux tailles

Il s'agira donc des fraises d'enveloppe cylindrique, monobloc ou à plaquettes, à une ou plusieurs dents (Figure II.6 (a)). Elles sont utilisées beaucoup plus pour les surfaces planes (surfaçage, épaulement, rainurage ...). Pour l'utilisation en plongée axiale de ces fraises, même si au moins une arête de coupe arrive jusqu'au centre de l'outil pour le cas des fraises dite à « coupe au centre », la vitesse de coupe y est faible et l'évacuation des copeaux n'est pas bonne. Le comportement sous la coupe se dégrade donc pour des points de plus en plus près de l'axe. L'utilisation en plongée en pente dans la matière doit être finement réglée et la plongée axiale sans pré-trou proscrite pour la plupart des matériaux usinés.

II.4.1.2 Les fraises rayonnées ou toriques

Ces outils sont intermédiaires entre les fraises cylindriques et les fraises hémisphériques et sont de plus en plus utilisés dans l'industrie (Figure II.6 (b)). Ils possèdent des avantages considérables et le plus important d'entre eux est d'avoir une partie active, le tore, situé sur un rayon éloigné de l'axe de l'outil. La conséquence directe est que cette partie active voit une vitesse non nulle et donc que la coupe reste en condition favorable de ce point de vue. La géométrie rayonnée en bout d'outil les rend plus robustes, ce qui en fait d'excellents outils d'ébauche et de semi-finition de surfaces de toutes formes. Comme pour les autres types d'outils, ils peuvent être monoblocs en Acier Rapide Supérieur (ARS), en carbure de tungstène (WC) ou en céramique, ou bien encore à plaquettes rapportées.

II.4.1.3 Les fraises boules ou hémisphériques

Ce sont les outils les plus polyvalents et ils sont largement employés pour les semi-finitions et finitions de surfaces complexes. Ils peuvent être monobloc ou encore à une ou plusieurs plaquettes (Figure II.6 (c)). Ces fraises sont très intéressantes car elles peuvent généralement pivoter autour du point centre outil (centre de la partie sphérique) sans collision entre l'outil et la pièce. C'est un avantage considérable lors d'un changement de direction d'usinage qui permet de l'effectuer sans perdre le contact outil/pièce. Malgré cela, ces fraises ont le même inconvénient que les fraises cylindriques, c'est à dire qu'elles coupent de plus en plus mal lorsque le point de contact outil/pièce se rapproche de l'axe puisque la vitesse de coupe y est nulle. Pour pallier cet inconvénient, les positionnements adoptés avec ce type d'outil font souvent apparaître un angle d'inclinaison outil/surface (traduit souvent par une inclinaison de la broche) afin d'amener le point de contact entre l'enveloppe de l'outil et la surface cible, c'est à dire le point générateur théorique, assez loin de l'axe pour obtenir une

vitesse de coupe plus élevée. Les machines 5 axes permettent d'appliquer cette stratégie sur toutes les formes non confinées.

II.5 Stratégies et trajectoires.

Cette partie est basée sur des travaux de référence dans le domaine de la CFAO (Caixu et al 2019) et propose une présentation générale des choix faits lors de la définition de la gamme d'usinage qui vont influencer la modélisation de l'opération ainsi considérée.

II.5.1 Choix des outils.

Les différentes opérations de fraisage simples (surfaçage, rainurage, épaulement ...) suggèrent l'utilisation d'outils spécifiques (fraises tourteaux, fraises deux tailles ...) associés à des trajectoires simples, mais en ce qui concerne les formes gauches, il n'existe pas d'outil qui permettent l'obtention de la surface en un seul mouvement élémentaire. Le choix de l'outil est donc dans ce cas le résultat d'un compromis entre la rigidité de l'outil, la cinématique de la machine et la forme de la pièce à usiner. Pour générer une forme gauche par un enchaînement de déplacements, il faut une forme d'outil qui soit toujours tangente à la surface. La forme la plus simple est la sphère mais le choix entre extrémités sphériques et toriques est conditionné par la géométrie de la surface (rayon de courbure faible, zones difficiles d'accès) ainsi que par la cinématique de la machine (nombres de degrés de liberté ou de mouvements attribués à la pièce et à l'outil). Pour garantir l'existence d'un point de contact unique sur la zone concave de la surface cible, il faut que la valeur du rayon de l'outil soit plus faible que le plus petit des rayons de courbure principaux de la forme. Néanmoins, un petit rayon d'outil diminue la rigidité de celui-ci et augmente le nombre de passes nécessaires pour respecter une hauteur entre crêtes donnée (donc un état de surface donné). De plus l'outil hémisphérique (ou fraise boule) présente une vitesse de coupe très faible dans la zone proche de sa pointe et l'usure de l'arête n'est pas homogène.

II.5.2 Stratégies d'usinage.

Une stratégie d'usinage (Figure II.7), est le mode, la direction et l'enchaînement des trajectoires nécessaires pour une opération d'usinage et qui se traduit par :

- le choix des mouvements de l'outil en coupe et hors coupe,
- le choix des outils,
- le choix des conditions de coupe, ainsi que des conditions de lubrification

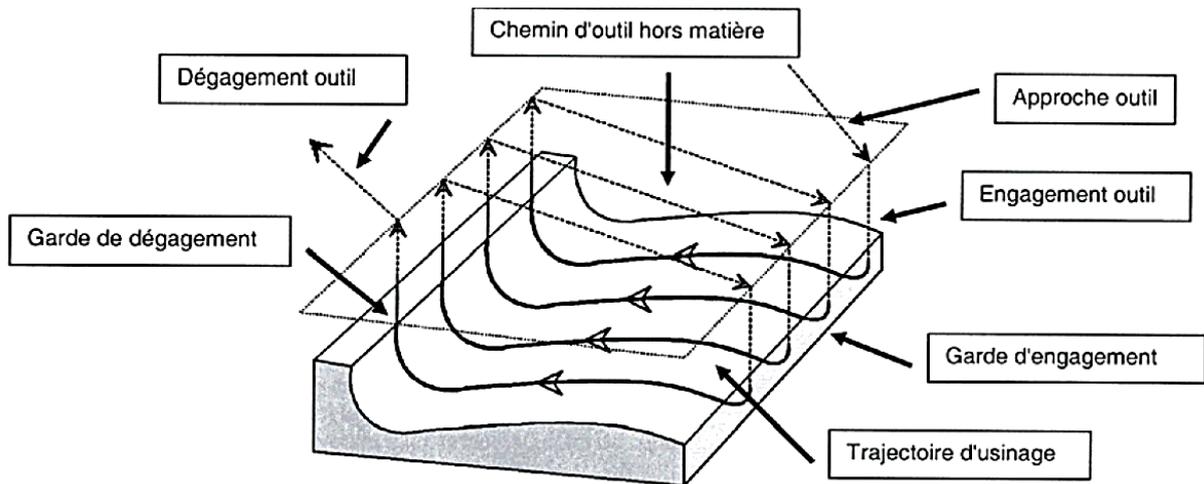


Figure II.7 : Exemple de stratégie de trajectoires d'usinage (Cordebois, 2004).

Le choix de la direction d'usinage influe sur la durée d'usinage, mais aussi, influe considérablement sur la durée de vie de l'outil, sachant qu'il est préférable en fraisage que l'outil travaille en continu aussi longtemps que possible. En effet, toutes les opérations de fraisage ont un caractère intermittent par l'emploi d'outils multi-dents et ainsi la durée de vie de l'outil sera considérablement plus courte si les entrées et sorties de pièce sont nombreuses car cela augmente les contraintes thermiques et la fatigue au niveau de l'arête de coupe. Il est plus favorable pour les carbures cémentés modernes par exemple d'avoir une température élevée et constante dans la zone de coupe plutôt que d'importantes fluctuations. De plus, chaque entrée dans la pièce va se traduire par une flexion de l'outil, ce qui laissera une empreinte sur la surface usinée. Il en va de même pour les sorties de pièce, où les efforts de coupe et la flexion de l'outil vont diminuer, ce qui se traduira par un léger évidement de matière au niveau de la sortie de l'outil.

II.5.3 Génération des trajectoires d'outil

Le processus de génération des trajectoires sur un modèle géométrique 3D doit assurer la réalisation d'un produit fidèle au modèle CAO. Des écarts supplémentaires sont introduits d'abord en FAO lors du calcul de la trajectoire de l'outil, puis lors de l'usinage à cause des performances de la commande numérique, du comportement dynamique de la machine-outil et des déformations du système usinant.

Le calcul d'un trajet d'usinage nécessite la connaissance des informations suivantes :

- la forme à usiner, définie de manière géométrique sous forme d'un modèle surfacique ou solide,
- la géométrie d'outil paramétrée selon les besoins de l'utilisateur,

- la stratégie d'usinage qui caractérise la direction d'usinage et les tolérances d'usinage associées à l'usinage, la direction d'usinage étant souvent donnée par un plan de guidage de l'outil.

Au niveau géométrique, calculer un trajet est une opération qui vise à exprimer le mouvement d'un point fixe de l'outil, le centre du tore ou de la demi-sphère ou encore l'extrémité, de façon à ce que la surface enveloppe du mouvement de l'outil soit confondue avec la surface à usiner aux tolérances d'usinage près. Autrement dit, calculer un trajet d'usinage revient à chercher tous les lieux de passage de l'outil, nécessaires et suffisants, qui permettent d'usiner la forme en respectant les paramètres de précision demandés. Ces lieux de passage appartiennent à une courbe théorique lieu des centres outils. Par conséquent, ce calcul est une opération d'identification d'une courbe théorique sous un format compréhensible par le directeur de commande numérique.

La fabrication d'une pièce nécessite la construction de plusieurs passes d'usinage et leurs juxtapositions en fonction d'une stratégie d'usinage. Celle-ci regroupe les choix d'un mode de guidage (Zigzag, aller simple, spirale), d'un pas de discrétisation transversal (influant directement sur la hauteur de crête) et d'un pas de discrétisation longitudinal (directement lié à la tolérance d'usinage), Figure II.8. Le choix de ces deux paramètres doit assurer la réalisation d'une surface réelle respectant des spécifications géométriques de défaut de forme et d'état de surface.

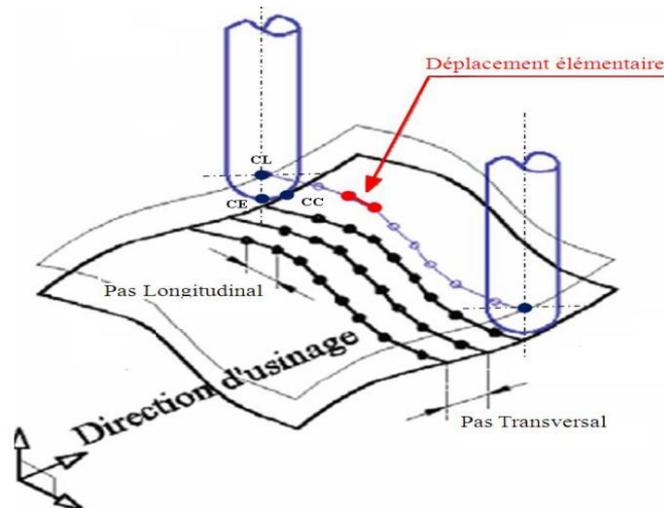


Figure II.8 : Les paramètres de fraisage par balayage (Lartigue et al., 1999).

II.5.3.1 Choix du pas de balayage

Le pas de balayage ou pas transversal peut être variable ou non entre deux passes élémentaires d'usinage. Il est calculé en respectant, soit un critère de distance maximale entre

passes, soit un critère de hauteur de crête que l'on désire laisser sur la pièce après passage d'un outil hémisphérique ou torique. Pour un outil hémisphérique, si D est le diamètre nominal de l'outil et Δp la distance entre passes, alors la hauteur de crête h_c vaut :

$$h_c = \frac{D}{2} - \sqrt{\left(\frac{D}{2}\right)^2 - \left(\frac{\Delta p}{2}\right)^2} \text{ si } R \gg \Delta p \text{ alors : } h_c \approx \frac{\Delta p^2}{4D} \quad (2.3)$$

Cette grandeur va définir l'état de surface car elle équivaut au critère de rugosité R_t , (Figure II.9).

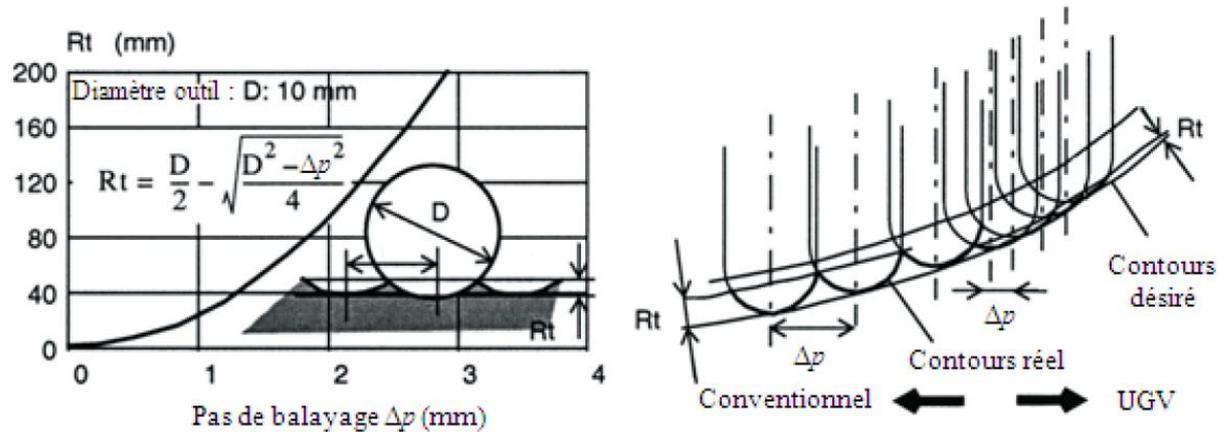


Figure II.9 : Relation qualité de surface - pas de balayage (Hock et al., 1997)

II.5.3.2 Choix de la tolérance d'usinage

Deux paramètres FAO particulièrement influents sur l'état de surface sont la tolérance et la direction des trajets pour les opérations de balayage. Concernant la tolérance d'usinage, elle devra être suffisamment serrée pour éviter les phénomènes de facettisation et pas trop serrée pour ne pas ralentir la machine. Sachant que la précision et la vitesse sont antinomiques, leur choix est forcément le résultat d'un compromis (Figure II.10).

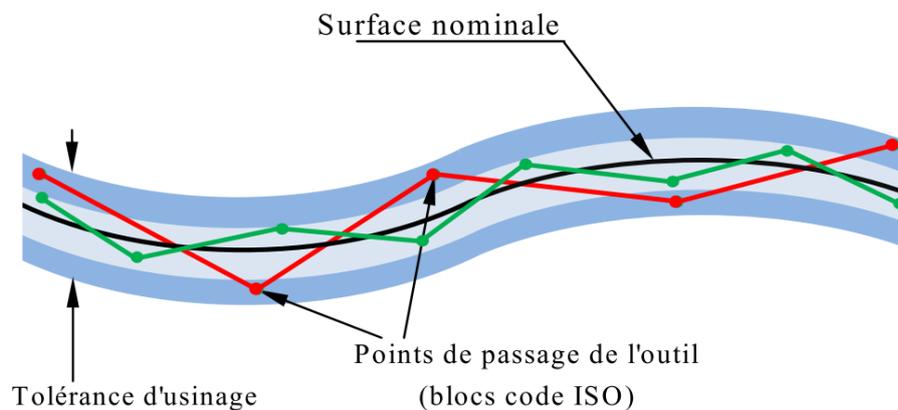


Figure II.10 : Tolérance d'usinage

II.5.3.3 Guidage de l'outil

Le guidage de l'outil le long de la courbe de la surface à usiner peut se faire de deux manières différentes, soit par guidage d'un point fixe de l'outil (extrémité ou centre caractéristique), soit par guidage du point théorique de contact outil/matière (point de contact entre l'enveloppe de l'outil et la surface à usinée). Les modes de balayage de la surface couramment appelés « one way » et « zigzag » permettent respectivement d'usiner dans le sens aller ou dans le sens aller-retour. Les courbes 2D et 3D que suit l'outil sont communément approchées par interpolation linéaire (Figure II.11).

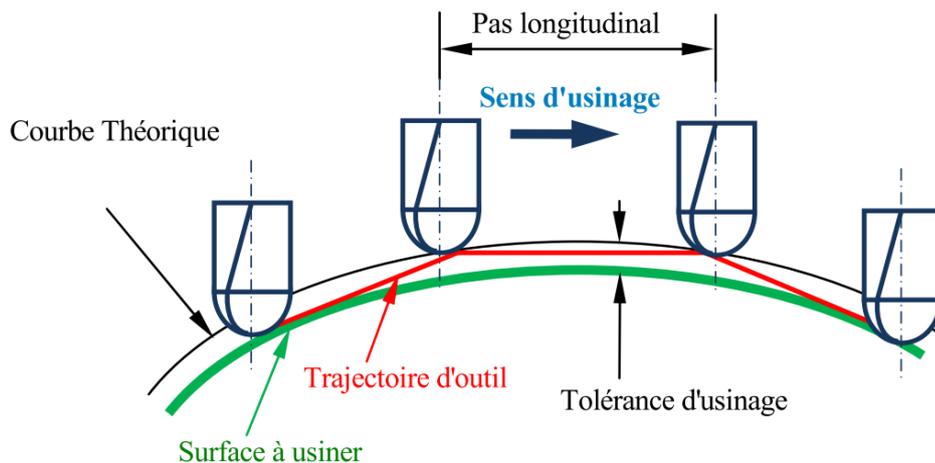


Figure II.11 : Interpolation linéaire

Ce mode de génération de trajectoires est basé sur l'association d'une série de lignes brisées à la courbe théorique définissant le lieu des points outil ou de contact. L'outil suit alors cette ligne brisée en respectant un certain pas longitudinal variable ou non. Ce pas a pour but de garantir le respect de la position relative de la trajectoire par rapport à la surface nominale. Il est calculé en général en respectant la tolérance d'usinage qui est la valeur maximale de l'erreur de flèche entre la courbe et chacun des segments de la ligne brisée. La simplicité de mise en œuvre de cette méthode et le peu de puissance de calcul des directeurs de commande numérique sont la cause de son développement.

Actuellement, l'interpolation polynomiale semble très intéressante dans le cadre de l'usinage des moules et matrices (surfaces gauches). Elle est généralement mise en œuvre par la définition de courbes de Bézier simples (ou B-splines) ou encore généralisées (NURBS : Non-Uniform Rational Basis Splines). L'objectif est d'assurer le parcours d'une trajectoire avec une vitesse d'avance constante, l'approche étant basée sur un échantillonnage de la courbe, non pas selon le paramètre, mais selon l'abscisse curviligne. Ainsi, la distance parcourue durant une période d'échantillonnage est toujours constante, ce qui procure une

meilleure précision et une vitesse plus proche de la consigne par rapport à une interpolation classique.

Afin de calculer la trajectoire de l'outil, il est nécessaire de posséder un modèle géométrique de la forme à usiner (qu'il soit surfacique, ou volumique), une géométrie d'outil et une stratégie d'usinage. Dans le cas de surfaces rectilignes, les trajectoires associées sont simplement des droites parallèles à la surface nominale, à une distance dépendante des dimensions de la fraise utilisée. Le point piloté est en général situé le long de l'axe de l'outil (z), à l'extrémité de l'outil ou centre de la partie hémisphérique pour une fraise boule.

L'usinage d'une surface gauche est obtenu par le déplacement d'un point de la partie active de l'outil sur la surface selon une trajectoire qui peut être :

- Une trajectoire parallèle concentrique ou en zigzag pour la réalisation d'évidement de poches.
- Une trajectoire en spirale, en zigzag, unidirectionnelle utilisée pour l'usinage de surfaces extérieures.
- Une trajectoire telle que l'outil se déplace dans des plans parallèles à la surface, utilisée typiquement pour la finition avec une fraise boule.

II.5.3.4 Calcul de la position du centre de l'outil

Le calcul d'une position de l'outil s'appuie sur le modèle géométrique de la pièce et est fonction de la géométrie de l'outil. Il est adapté au type d'usinage choisi (prismatique ou gauche, à 3, 4 ou 5 axes) et au type d'interpolation linéaire, Spline, ... etc. Le type d'usinage définit les calculs nécessaires, soit la position d'un point fixe de l'outil, soit la position et l'orientation de l'axe de l'outil. Ce calcul peut être conduit dans le plan, ou dans l'espace.

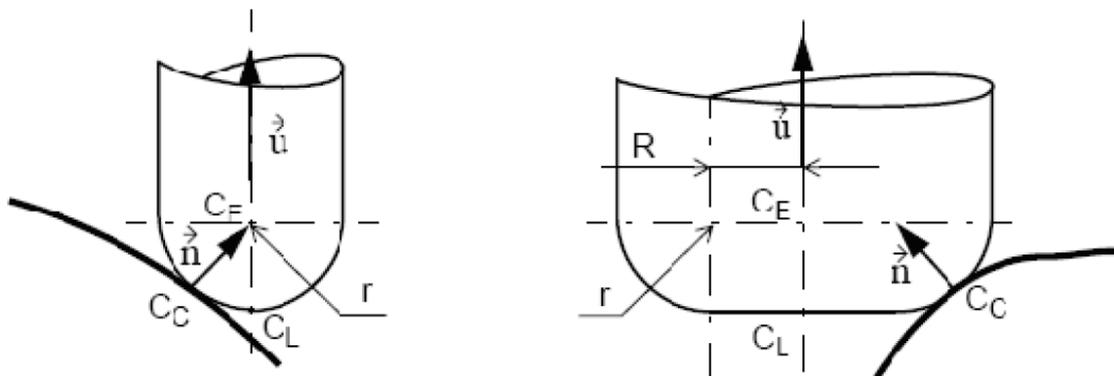


Figure II.12 : Paramétrage de l'outil tangent (Duc., 1998).

Les paramètres de l'outil tangent, (Figure II.12), sont :

- C_c (cutter contact) le point de contact théorique entre l'outil et la surface,
- C_E le point centre de l'outil,
- C_L (cutter location) le point extrémité de l'outil,
- Le vecteur n , la normale à la surface au point de contact,
- Le vecteur u , l'axe de l'outil,
- r le rayon de l'outil hémisphérique et le petit de rayon de l'outil torique,
- R le rayon du tore.

Dans le cas d'un outil hémisphérique, les positions des points de l'outil dans le repère pièce centré en O sont données par les relations suivantes :

$$\overrightarrow{OC_E} = \overrightarrow{OC_C} + r\vec{n}, \quad \overrightarrow{OC_L} = \overrightarrow{OC_E} - r\vec{u} = \overrightarrow{OC_C} + r\vec{n} - r\vec{u} \quad (2.4)$$

Pour un outil torique, ces relations deviennent :

$$\vec{k} = \frac{\vec{u} \wedge \vec{u}}{\|\vec{u} \wedge \vec{u}\|} \quad (2.5)$$

$$\overrightarrow{OC_E} = \overrightarrow{OC_C} + r\vec{n} + R \frac{\vec{k} \wedge \vec{n}}{\|\vec{k} \wedge \vec{n}\|} \quad (2.6)$$

$$\overrightarrow{OC_L} = \overrightarrow{OC_E} - r\vec{u} = \overrightarrow{OC_C} + r\vec{n} + R \frac{\vec{k} \wedge \vec{n}}{\|\vec{k} \wedge \vec{n}\|} - r\vec{u} \quad (2.7)$$

Ces équations permettent de calculer soit les coordonnées du centre de l'outil à partir du point de contact, soit le point de contact à partir des coordonnées du centre de l'outil. Cela définit le type de posage de l'outil, qui met en relation la stratégie d'usinage et la surface à usiner. On distingue deux types de posage d'outil :

- le posage par le point de contact de l'outil, qui consiste à calculer la position du centre de l'outil à partir d'une position de contact donnée.
- le posage par le centre de l'outil, qui est une opération de calcul direct d'une position du centre de l'outil, sans la donnée initiale de la position du point de contact.

Différentes méthodes de posage existent dans ces deux catégories :

- Le calcul d'une position tangente de l'outil est une méthode de posage par le point de contact, implicite, directe ou indirecte. On calcule à partir d'un point de la surface à usiner la normale, la position du centre de l'outil et enfin la position de l'extrémité de l'outil. Cette méthode est simple mais présente de grands risques d'interférence locale.
- On peut citer également la méthode par offset de la forme, qui est basée sur le calcul à priori de la surface offset à la surface à usiner, décalée d'une valeur égale à celle du rayon d'outil.

Dans le cas de l'usinage à trois axes avec un outil hémisphérique, la position de l'outil tangente à la surface à usiner appartient à la surface parallèle (ou offset) de la valeur du rayon de l'outil. Cette méthode permet d'éviter les interférences locales mais le temps de calcul est plus long et des problèmes se posent aux raccordements entre les surfaces offset obtenues.

- La méthode de l'offset inverse est une méthode implicite et directe qui permet d'obtenir aisément la position du centre de l'outil. Le principe est basé sur la méthode Z-buffer et consiste à calculer les points d'intersection entre un réseau de droites parallèles et la surface, de construire des sphères centrées en chaque point d'intersection et de chercher les intersections avec les droites environnantes. La surface offset est alors obtenue par sélection des points d'intersection les plus hauts sur chaque droite (Suzuki et al., 1991). Cette méthode évite les interférences locales mais reste limitée par la précision due au pas de la grille, lui-même limité par la mémoire et le temps alloués au calcul.

- Enfin la méthode de plongée, ou copiage informatique, est une méthode de posage par le centre, implicite, directe ou indirecte, qui élimine les risques d'interférences locales. On fait ici glisser l'outil le long d'une droite de direction de posage jusqu'à ce qu'il touche la surface. Ce glissement est traduit par un algorithme de balayage d'une direction, et on cherche par dichotomie la position juste tangente à la surface. La direction de posage est définie en fonction de la stratégie d'usinage ou de la courbe à suivre.

II.6. Modélisation des surfaces usinées

L'intégrité des surfaces constitue l'un des critères de qualité centraux en usinage. Cette notion intègre l'état géométrique (aspect, forme, ondulation, rugosité, ...) de la surface mais aussi son état structurel (composition, structure cristalline, ...) et mécanique (écrouissage, contraintes résiduelles, ...). Ces défauts doivent pouvoir être mesurés, quantifiés et même prédits afin de réaliser une conception et une production efficace. Si les états structurel et mécanique sont difficiles à prévoir et à spécifier, l'état de surface peut être abordé efficacement via la modélisation géométrique appropriée.

En aéronautique par exemple, la fatigue est une des causes principales d'endommagement des structures. Elle se produit lorsqu'une variation de la sollicitation mécanique apparaît, par exemple, lors des différentes phases de vol d'un avion. De manière simplifiée, la fatigue se traduit, en général, par l'apparition d'une fissure en surface qui se propage jusqu'à conduire à la rupture de la pièce. Pour maîtriser cet endommagement, il est donc important de connaître les propriétés de surfaces de la pièce, lesquelles peuvent être fortement modifiées par le mode de fabrication.

Cette problématique peut être vue de deux manières :

- pour le concepteur, il est nécessaire de spécifier au minimum un état de surface qui permet d'obtenir la durée de vie recherchée ;
- pour le producteur, il faut pouvoir atteindre, via les moyens d'usinage disponibles, l'état de surface spécifié.

II.6.1. Typologie des surfaces en usinage

(Choi et al., 1998) ont définis les surfaces utilisées pour la prise d'origine, les surfaces de référence de la pièce pour une étape d'usinage donnée sont, (Figure II.13) :

- la surface initiale avant usinage (brute ou pré-usinée),
- la surface précédente, ou pré-générée par une trajectoire précédente,
- la surface usinée lors de l'étape,
- la surface consigne à usiner,
- la surface nominale à obtenir à la fin de la gamme.

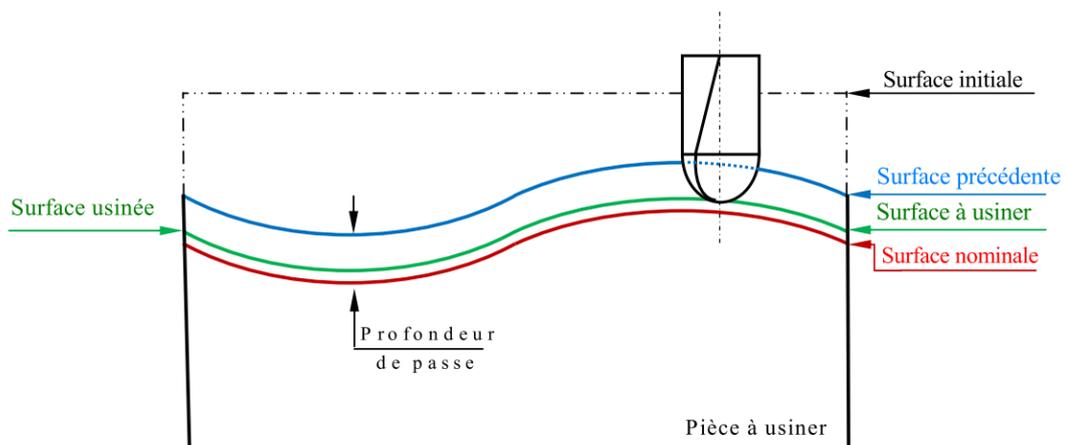


Figure II.13 : Surfaces de références en fraisage (Choi et al., 1998).

Ces surfaces doivent être décrites afin de déduire, pour chaque position de l'outil, son engagement dans la matière.

II.6.1.1 Surface initiale de la pièce

La surface initiale au début de la gamme d'usinage considérée peut être issue d'une opération de fonderie, de forgeage, de soudage (surface rechargée ou cordon de soudure) ou encore d'une gamme d'usinage précédente. La forme de la surface dépend donc du procédé de

mise en forme utilisé précédemment et de la forme des outils, matrices ou moules utilisés. Ce type de surface est souvent décrit de façon très approximative à partir de la géométrie théorique résultante du procédé utilisé ou de mesures rapides. Les défauts de forme ou d'état de surface ne sont alors pas pris en compte.

Dans le cas d'une pièce pré-usinée, la surface initiale est souvent plane ou présente une forme en escalier (surface ébauchée, Figure II.13) avant la première passe. Pour une pièce issue de fonderie ou de forge, c'est rarement le cas. Il faut prendre en compte cette forme initiale pour gérer l'engagement de l'outil dans la matière lors des premières passes, en particulier pour l'usinage de surfaces complexes, car dans ce cas, la trajectoire de l'outil lors de la première passe est très différente de la forme de la surface initiale. Le calcul de l'engagement dans la matière et des efforts de coupe permet dans ce cas d'éviter une usure prématurée voire un bris des outils d'ébauche à cause d'une profondeur de passe trop importante ou d'une succession d'entrées-sorties dans la matière (usinage de marches laissées par l'usinage précédent). Ceci est d'autant plus important que les pièces brutes de forge ou de fonderie présentent des surfaces initiales souvent hétérogènes (sable de moule piégé, surface fortement écrouie ...) qui menacent l'intégrité de l'outil de coupe. Les pièces traitées thermiquement (pièces trempées) sont également délicates à ébaucher.

II.6.1.2 Surface précédente

La surface précédente ou pré-générée est la surface formée par le passage de l'outil (ou d'un autre) lors d'une étape (ensemble de passes) précédente. En fraisage 3 axes, cette surface se situe généralement au-dessus de la surface actuelle à usiner. L'accumulation de passes à profondeurs ou altitudes différentes est due à la limitation de la profondeur de passe qui impose de générer des surfaces successives pour retirer une épaisseur de matière importante. La profondeur de passe ainsi que les autres conditions de coupe peuvent changer d'une passe à l'autre (ébauche, demi-finition, reprise, finition) en fonction de la qualité qu'on veut lui associer, mais la forme de la trajectoire utilisée varie souvent peu ou pas du tout entre deux étapes. Dans tous les cas, la forme de la surface pré-générée dépend de la géométrie de l'outil utilisé, de sa trajectoire, de la description géométrique de la surface de référence, de la distance qui sépare les passes (pas de balayage), du respect de la consigne par la machine et de différentes perturbations liées à la coupe (faux-rond d'outil, déflexion de l'outil, vibrations). En règle générale, seule la forme de cette surface est intéressante pour décrire l'engagement de l'outil, et on ne prend pas en compte les défauts d'état de surface inférieurs aux défauts de forme. On peut également se contenter de la surface théorique à obtenir lors de

cette étape précédente que l'on suppose alors réalisée sans défaut. On néglige alors les défauts de forme (envisageable s'il ne s'agissait pas d'ébauche), mais la description de la surface peut être réalisée ou récupérée aisément à partir de la trajectoire ou de la surface consigne en la décalant.

II.6.1.3 Surface usinée

La forme de la surface usinée dépend des mêmes facteurs que la surface pré-générée et seuls les défauts de forme sont intéressants à considérer pour déterminer l'engagement de l'outil dans la matière. Néanmoins, si l'on souhaite obtenir des informations sur l'état de surface obtenu, il convient de prendre en compte toutes les perturbations citées plus avant, en particulier si cette surface coïncide avec la surface finale de la pièce que l'on veut approcher au plus près. La définition de la surface usinée à chaque passe est utile à la détermination de l'engagement de l'outil car elle constituera la future surface pré-générée si l'on veut modéliser plusieurs passes successives. On doit alors prendre en compte le passage de l'outil pour la passe à côté de celle considérée pour gérer l'engagement de l'outil dans le cas d'un usinage par balayage.

II.6.1.4 Surface à usiner

La surface à usiner est la surface consigne pour l'étape considérée. Elle doit être décrite avec soin pour proposer une trajectoire d'outil adaptée, en particulier s'il s'agit d'une étape de demi-finition ou de finition. La trajectoire calculée à partir de la description de cette surface va conditionner le déplacement de l'outil dans l'espace, et ainsi l'engagement de l'outil vis-à-vis de la matière non encore usinée.

II.6.1.5 Surface nominale

La surface nominale est celle à obtenir théoriquement à la fin de la gamme d'usinage, c'est la surface finale de la pièce sans défaut, à ne pas confondre avec la surface finale obtenue réellement qui est alors la dernière surface usinée. La définition de toutes les trajectoires de l'outil dépend de la forme de cette surface consigne. La qualité de ces trajectoires est directement liée à la précision de description de cette surface, sachant que pour une opération de finition, ces dernières trajectoires vont définir directement la forme finale obtenue. Les méthodes de modélisation utilisées pour décrire les surfaces de référence sont présentées dans la section suivante.

En ce qui concerne les surfaces nominales issues de l'étape de conception, il est possible de distinguer deux familles de surfaces (Duc et al., 1998). (voir la Figure II.14) :

- Les surfaces fonctionnelles, qui assurent les besoins de la pièce ;
- Les surfaces de liaison et de raccordement, qui relient ces surfaces fonctionnelles entre elles.

Cette classification prend tout son sens si l'on considère que les surfaces fonctionnelles doivent concentrer l'effort d'optimisation de la stratégie pour des objectifs de qualité et que les surfaces intermédiaires nécessitent surtout un effort d'optimisation de productivité.

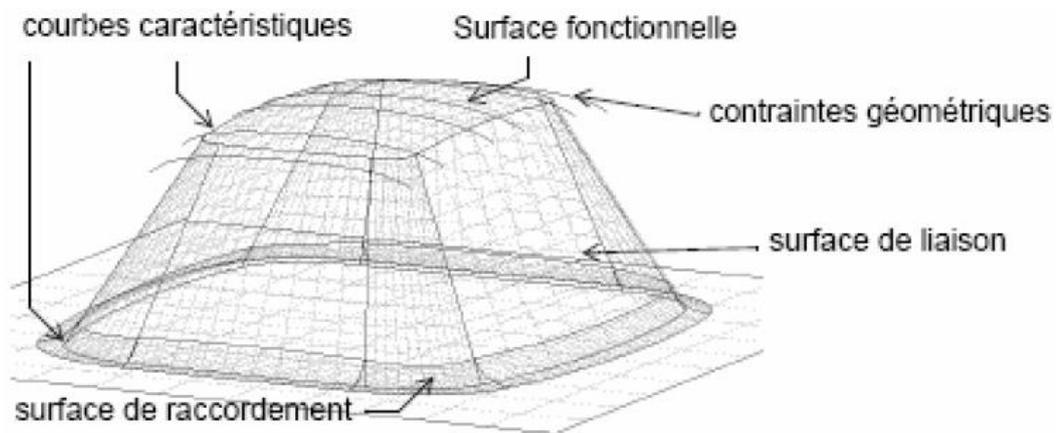


Figure II.14 : Classification des surfaces (Duc et al., 1998).

II.7 Conclusion

Actuellement, l'usinage concerne des secteurs d'activité très divers qui expriment des besoins différents et imposent des problématiques différentes. Par exemple dans l'automobile, une tendance se dessine qui conduit à des volumes de copeaux en diminution, les ébauches étant plus près de la côte finie. Il en résulte une proportion d'opérations de finition croissante avec une qualité accrue. Dont ce chapitre est venu présenter le procédé d'usinage plus particulièrement le fraisage au travers de son principe, ses opérations d'usinage et machines. En complément, de l'intérêt qui présente les concepts indissociables du fraisage à l'aide de machine à commande numérique: la Conception et Fabrication Assistée par Ordinateur (CFAO) avec ses stratégies d'usinage et trajectoires d'outils, via la modélisation de cette surface, et à plusieurs définitions qui permettront de mieux appréhender le vocabulaire utilisé tout au long du mémoire.

Ce chapitre montre qu'il existe une grande marge de liberté et de choix pour la modélisation du fraisage afin de définir la géométrie des outils, les surfaces de la pièce usinée, les trajectoires de l'outil et enfin l'engagement de l'outil dans la pièce. Les spécificités du procédé de fraisage sont tout d'abord exposées afin de bien cerner les difficultés et les impératifs auxquels doit faire face un modèle générique. Il est également important de respecter les axes et repères usuels afin de proposer un outil convivial qui peut prendre en charge la thématique de notre travail qui est le développement d'outils d'aide à l'optimisation des stratégies de fraisage multiaxes : orientés beaucoup plus sur la prédiction des efforts de coupe en fraisage 3 axes. Sachant que le procédé de fraisage est le plus complexe des procédés de coupe, l'approche de modélisation n'est pas aisée, mais il est possible de proposer un modèle relativement synthétique capable de traiter la majorité des configurations de fraisage usuel.

Chapitre III
Analyse et modélisation du fraisage en
régime dynamique

III.1 Introduction

Afin de maîtriser les différentes approches de modélisation de la coupe pour simuler une opération réelle d'usinage, il faut préalablement définir la géométrie complète du procédé grâce à un modèle géométrique. Ce modèle doit intégrer la géométrie de l'outil afin de pouvoir décomposer son arête de coupe réelle en arêtes élémentaires sur lesquelles pourrait être appliquée une méthode de calcul des efforts de coupe. Ces informations permettent ainsi d'obtenir une distribution des efforts le long des parties actives de l'outil ou des valeurs globales en sommant les efforts calculés localement après projection dans un même repère. Pour chaque arête élémentaire issue de la décomposition de la fraise en éléments simples (discrétisation), les conditions de coupe locales peuvent être définies en modélisant toute la géométrie du procédé et en déduisant l'engagement de l'outil dans la matière à chaque pas de calcul. Cette modélisation géométrique doit donc prendre en considération au moins de manières globales les stratégies d'usinage et les trajectoires d'outil utilisées et doit respecter les normes de repère et angles de référence.

Notre travail est subdivisé en trois parties essentielles;

Dans la première partie, le modèle à deux degrés de liberté par la méthode **DDE** (les équations différentielles de terme retard), ce modèle permet la simulation des déplacements de l'outil et de la pièce en fonction de la vitesse de rotation pour le cas du fraisage périphérique, en régime dynamique en présence du phénomène de régénération.

La deuxième partie, c'est un modèle à deux degrés de liberté par la méthode **SD** (semi-discrétisation) pour un outil cylindrique.

Pour la troisième partie, on termine par la proposition du nouveau modèle, avec un nouveau facteur établi par la méthode **SD** en fraisage 3 axes pour un outil sphérique

III.2 Modèle à deux degrés de liberté par la méthode DDE

Le mécanisme suivant représente une pièce et un outil, considérons l'outil comme un système masse-ressort-amortisseur, à un seul degré de liberté, possède un déplacement selon la direction (x) . L'outil tourne à une de rotation (ω) (voire figure III.1). Considérons que la pièce est un système de masse-ressort-amortisseur, à un seul degré de liberté, possède un déplacement selon la direction (u) .

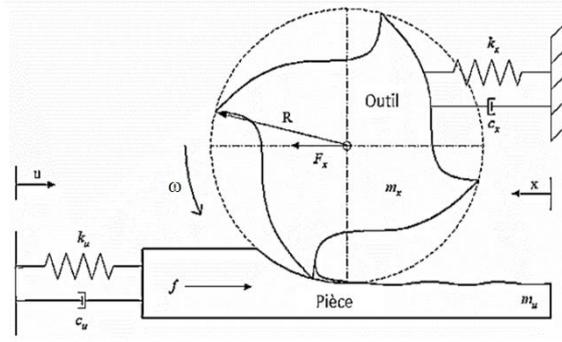


Figure III.1 : Configuration de fraisage à deux degrés de liberté

Le système d'équations différentielles de terme retard (DDE) donné par :

$$\begin{cases} m_x \ddot{q}_x(t) + c_x \dot{q}_x(t) + k_x q_x(t) = g(t) F_x(t, \tau(t)) \\ m_u \ddot{q}_u(t) + c_u \dot{q}_u(t) + k_u q_u(t) = g(t) F_u(t, \tau(t)) \end{cases} \quad (3.1)$$

Avec :

m_x : Masse modale suivant la direction (x)

m_u : Masse modale suivant la direction (u)

k_x : Raideur modale suivant la direction (x)

k_u : Raideur modale suivant la direction (u)

c_x : Amortissement modal suivant la direction (x)

c_u : Amortissement modal suivant la direction (u)

$q_x(t)$: Déplacement suivant la direction (x)

$q_u(t)$: Déplacement suivant la direction (u)

$\dot{q}_x(t)$: Vitesse suivant la direction (x)

$\dot{q}_u(t)$: Vitesse suivant la direction (u)

$\ddot{q}_x(t)$: Accélération suivant la direction (x)

$\ddot{q}_u(t)$: Accélération suivant la direction (u)

$F_x(t, \tau(t))$: Force de coupe suivant la direction (x)

$F_u(t, \tau(t))$: Force de coupe suivant la direction (u)

$g(t) = 0$, la période d'oscillation libre $\tau_1, t_j \leq t < t_{j+1}^-$

$g(t) = 1$, la période de coupe $\tau_2, t_{j+1}^- \leq t < t_{j+1}$

(τ), la période de temps total, est égale à ($\tau_1 + \tau_2$), au début de (τ_1), du temps (t_j), à la fin de (τ_1), juste au moment avant (t_{j+1}^-), L'outil ne se trouve pas en contact avec la pièce, les équations de mouvement (3.1) ne dépendent pas des forces de coupe $F_x(t, \tau(t))$ et $F_u(t, \tau(t))$; le système devient un ensemble d'équations différentielles linéaire homogène.

Puis au début de (τ_2) à partir du moment (t_{j+1}^-) , à l'extrémité de (τ_2) , au moment juste avant (t_{j+1}) , il y a les contacts entre l'outil et la pièce et les équations de mouvement (3.1) dépendent des efforts de coupe $F_x(t, \tau(t))$ et $F_u(t, \tau(t))$; au moment (t_{j+1}) , la nouvelle période de la broche commence. L'équation de mouvement de l'outil comprend le déplacement $q_x(t)$, la raideur (k_x) , et la constante d'amortissement (c_x) . L'équation de mouvement de la pièce comprend le déplacement $q_u(t)$ la raideur (k_u) , et la constante d'amortissement (c_u) . L'avance par tours (f) est dirigée le long de la direction (x) .

Avec :

$$\tau = 2\pi/\omega N_t$$

$$\tau^2 = \rho\tau.$$

ω : Vitesse de rotation en (tour/mn)

N_t : Nombre de dent

$$\rho = \frac{\text{profondeur de passe radiale}}{\text{diametre de l'outil}} : \text{l'immersion}$$

La force de coupe linéaire est donnée par :

$$F_x(t, \tau(t)) = K_t A_p [q_x(t - \tau) - q_x(t) + q_u(t - \tau) - u(t) + h_0] \quad (3.2)$$

Avec :

A_p : Profondeur de passe axiale

K_t : Coefficient spécifique de coupe

$h_0 = f \times \tau$: L'épaisseur du coupeau

Application de la deuxième loi de Newton, la force de coupe $F_x(t, \tau(t))$ agissant sur l'outil est égal à la force de coupe $F_u(t, \tau(t))$ agissant sur la pièce à usiner. Ainsi, les équations de mouvement deviennent :

$$\begin{cases} m_x \ddot{q}_x(t) + c_x \dot{q}_x(t) + k_x q_x(t) = g(t) F_x(t, \tau(t)) \\ m_u \ddot{q}_u(t) + c_u \dot{q}_u(t) + k_u q_u(t) = g(t) x(t, \tau(t)) \end{cases} \quad (3.3)$$

III.2.1 Prédiction numérique de la stabilité

Les prévisions de stabilité analytiques dans cette section sont numériquement vérifiées par intégration temporelle des équations différentielles retard. Pour résoudre numériquement les équations de mouvement données par l'équation (3.1) pour le cas de deux degrés de

liberté, les équations de mouvement, respectivement, sont placées sous forme d'espace d'état avec leurs correspondants du modèle des efforts de coupes.

Pour faire un changement de variable d'abord, on définit:

$$\begin{bmatrix} q_1(t) \\ q_2(t) \\ q_3(t) \\ q_4(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} q_x(t) \\ q_u(t) \\ \dot{q}_x(t) \\ \dot{q}_u(t) \end{bmatrix} \quad (3.4)$$

Transformer le système à deux équations différentielles à un système de quatre équations linéaires de premier ordre pour obtenir le système suivant :

$$\begin{cases} \dot{q}_1(t) = q_3(t) \\ \dot{q}_2(t) = q_4(t) \\ \dot{q}_3(t) = -\frac{k_x}{m_x} q_1(t) - \frac{c_x}{m_x} q_3(t) + g(t) \frac{k_t A p}{m_x} [q_1(t - \tau) + q_2(t - \tau) - q_1(t) - q_2(t) + f\tau] \\ \dot{q}_4(t) = -\frac{k_u}{m_u} q_2(t) - \frac{c_u}{m_u} q_4(t) + g(t) \frac{k_t A p}{m_u} [q_1(t - \tau) + q_2(t - \tau) - q_1(t) - q_2(t) + f\tau] \end{cases} \quad (3.5)$$

Rappelant que la force de coupe est seulement active ($g(t) = 1$) pendant la période de coupe (τ_2) et que $\tau_2 = \rho \times \tau$, la période $\tau_1 = (1 - \rho)\tau$. Avec des périodes de coupe et la période d'oscillation libre définis, chaque état de chaque équation de mouvement est résolu, respectivement, en utilisant la définition de la profondeur de coupe axiale et la vitesse de broche, et ensuite additionnés pour évaluer le total de la période (τ) de la broche. Utilisant la fonction `dde23` (base de Runge-Kutta d'ordre 4) incluse dans la bibliothèque de Matlab est utilisé pour résoudre chaque équation linéaire, homogène pendant le période (τ_1) ainsi que chaque équation différentielle retard non-homogène et non-linéaire pendant le période (τ_2). Les solutions sont ensuite additionnées pour former la solution complète pour un période (τ)

Les conditions initiales sont trouvées à partir de la fin de la solution actuelle de la période de broche et sont introduites dans la période suivante pour le calcul. Ce processus est itératif, l'utilisateur désigne le nombre de cycles de la broche. La solution générée à travers le nombre choisi de cycles est affiché sous forme graphique en termes d'une histoire de réponse et un schéma de portrait de phase.

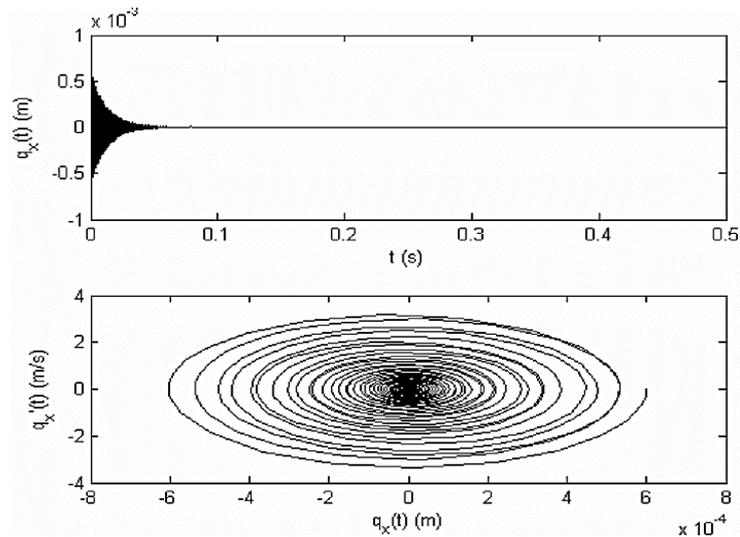


Figure III.2 : Diagrammes de réponse et de phase pour des conditions de coupe stables (Hrtung et al., 2006).

La figure III.2 montre un exemple de la réponse d'un seul degré de liberté du système est disponible pour des conditions de coupe stables, l'amplitude au début est maximale puis diminue pour se stabiliser à une valeur très petite.

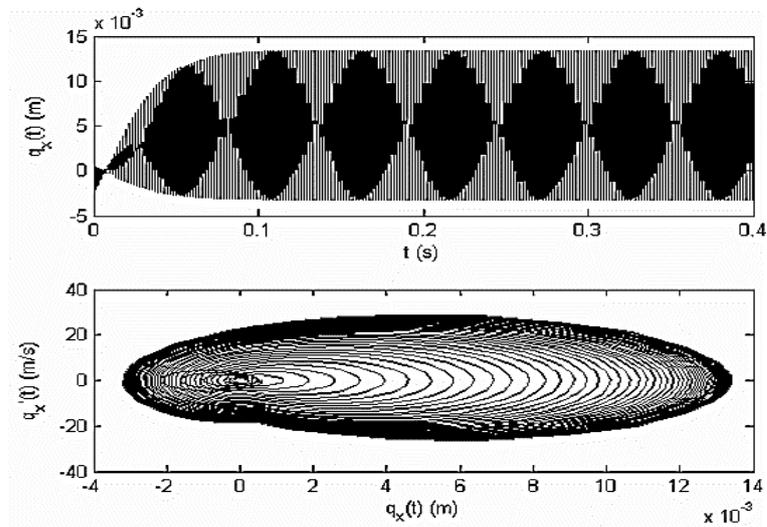


Figure. III.3 : Diagramme de la réponse du même système est représenté à la limite de stabilité (Hrtung et al., 2006).

La figure III.3 montre un exemple de la réponse d'un seul degré de liberté de système est disponible pour des conditions de coupe stables (limite de stabilité)

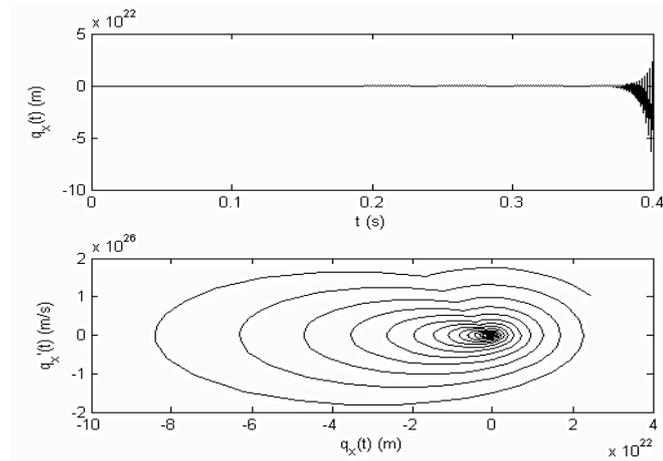


Figure III.4 : diagrammes de réponse et de phase pour des conditions de coupe instables (Hrtung et al., 2006).

En fin La figure III.4 présente un exemple de la réponse d'un seul degré de liberté de système est disponible pour des conditions de coupe instables.

III.3 Modèle à deux degrés de liberté par la méthode SD pour un outil cylindrique

III.3.1 Modèle mécanique

La figure III.5 illustre une configuration de fraisage à deux degrés de liberté. Le système suivant représente un outil et une pièce usinée, considérons l'outil comme un système masse-ressort-amortisseur, à deux degrés de liberté, considérons une pièce rigide et un outil flexible qui possède un déplacement selon la direction (x) et un déplacement selon la direction (y). L'outil tourne à une vitesse de rotation (ω).

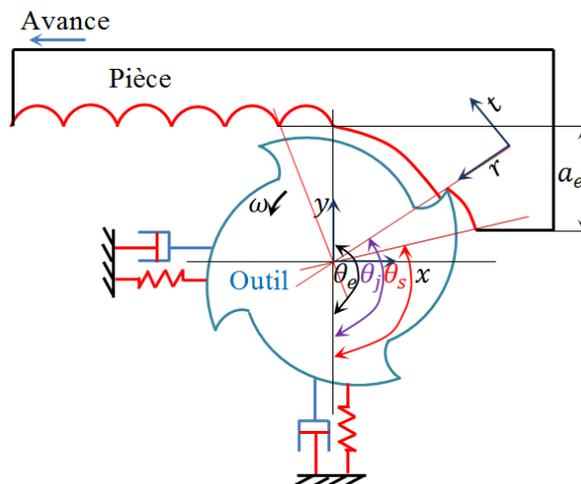


Figure III.5 : Configuration de fraisage à deux degrés de liberté

Les équations régissant de ce système sont données;

$$\begin{cases} m_x \ddot{q}_x(t) + c_x \dot{q}_x(t) + k_x q_x(t) = F_x(t, \tau(t, i, z)) \\ m_y \ddot{q}_y(t) + c_y \dot{q}_y(t) + k_y q_y(t) = F_y(t, \tau(t, i, z)) \end{cases} \quad (3.6)$$

Avec :

m_x : Masse modale suivant la direction (x)

m_y : Masse modale suivant la direction (y)

k_y : Raideur modale suivant la direction (y)

k_x : Raideur modale suivant la direction (x)

c_y : Amortissement modal suivant la direction (y)

c_x : Amortissement modal suivant la direction (x)

$q_y(t)$: Déplacement suivant la direction (y)

$q_x(t)$: Déplacement suivant la direction (x)

$\dot{q}_y(t)$: Vitesse suivant la direction (y)

$\dot{q}_x(t)$: Vitesse suivant la direction (x)

$\ddot{q}_y(t)$: Accélération suivant la direction (y)

$\ddot{q}_x(t)$: Accélération suivant la direction (x)

$F_y(t, \tau(t))$: Force de coupe suivant la direction (y)

$F_x(t, \tau(t))$: Force de coupe suivant la direction (x)

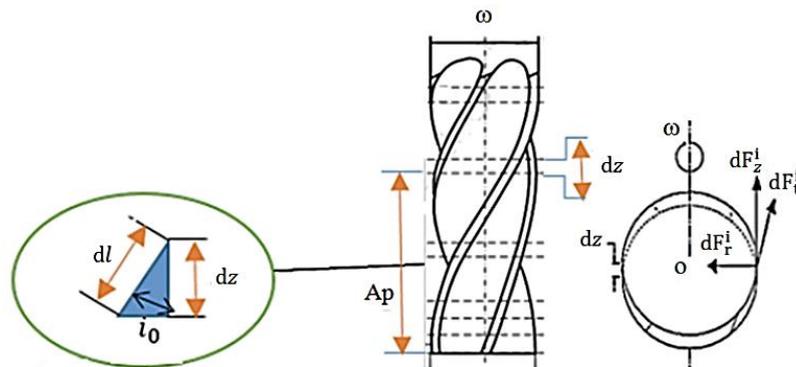


Figure III.6 : Fraise et l'élément de disque infinitésimal (Ikkache et al., 2019).

La figure III.6, représente plusieurs disques infinitésimaux, chaque élément de disque est situé à une distance(z) le long de l'outil axial du bas de la fraise en bout jusqu'à la profondeur de coupe axiale. L'angle d'hélice (i_0). Pour la i ème dent, les composants des efforts de coupes infinitésimales sur l'élément de disque sont représentés par (ΔF_r^i) pour la direction radiale, (ΔF_t^i) pour la direction tangentielle, et (ΔF_z^i) pour la direction axiale.

L'épaisseur de coupe en fonction du temps et de la distance (z) est donnée par la formule suivante :

$$h(t, i, z) = A(t, i, z) \sin \theta(t, i, z) + B(t, i, z) \cos \theta(t, i, z) + h_{sv} \quad (3.7)$$

L'épaisseur statique du coupeau est :

$$h_{sv} = \tau f \sin \theta + \frac{1}{2R} (\tau f \cos \theta)^2 \quad (3.8)$$

Avec : (f) l'avance et (τ) est le temps de retard.

Si le rayon de l'outil (R) est très grand par rapport à l'avance (f), l'équation (3.8) devient :

$$h_{sv} = \tau f \sin \theta \quad (3.9)$$

Les déplacements relatifs sont donnés par :

$$\begin{cases} A(t, i, z) = q_x(t) - q_x(t - \tau(t, i, z)) \\ B(t, i, z) = q_y(t) - q_y(t - \tau(t, i, z)) \end{cases} \quad (3.10)$$

Les efforts de coupe sont présentés comme suit :

$$\begin{cases} F_r = k_t h(t, i, z) \frac{z}{\cos i_0} \\ F_t = k_t k_n h(t, i, z) \frac{z}{\cos i_0} \\ F_z = \mu k_t (\cos \phi_n - k_n \cos \phi_n) \times h(t, i, z) \frac{z}{\cos i_0} \end{cases} \quad (3.11)$$

Avec:

k_t : Coefficient spécifique de coupe

ϕ_n : L'angle de coupe normale

k_n : Constante proportionnalité

μ_f : Coefficient de frottement

La matrice de transformation entre l'angle d'hélice (i_0) et la perpendiculaire (z)

$$\text{est: } \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos i_0 & \sin i_0 \\ 0 & -\sin i_0 & \cos i_0 \end{bmatrix}$$

Les efforts de coupes élémentaire ΔF_r^i , ΔF_t^i , et ΔF_z^i sont donnés sous forme matricielle comme suit :

$$\begin{bmatrix} \Delta F_r^i \\ \Delta F_t^i \\ \Delta F_z^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(i_0) & \sin(i_0) \\ 0 & -\sin(i_0) & \cos(i_0) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_t \\ k_n k_t \\ \mu_f k_t (\cos\phi_n - k_n \cos\phi_n) \end{bmatrix} h(t, i, z) \frac{\Delta z}{\cos(i_0)} \quad (3.12)$$

L'épaisseur de coupe en fonction du temps et de la distance (z) sous forme matricielle est donnée par:

$$[h(t, i, z)] = [\sin\theta(t, i, z) \quad \cos\theta(t, i, z) \quad h_{sv}] \begin{bmatrix} A(t, i, z) \\ B(t, i, z) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

Une matrice de transition similaire est utilisée pour transformer les forces de coupe en coordonnées cartésiennes, comme indiquée par l'équation suivante ;

$$\begin{bmatrix} \Delta F_x^i \\ \Delta F_y^i \\ \Delta F_z^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin\theta(t, i, z) & -\cos\theta(t, i, z) & 0 \\ -\cos\theta(t, i, z) & \sin\theta(t, i, z) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta F_r^i \\ \Delta F_t^i \\ \Delta F_z^i \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

Transformer les efforts de coupes en coordonnées Cartésiennes. On intègre les composants des efforts de coupe de $z_1(t, i)$ à $z_2(t, i)$ à la zone coupante dans laquelle est définie $\theta'_s < \theta(i, z, t) < \theta'_e$, et ignorer les efforts de coupes le long de la direction z (petite selon l'axe z), les efforts de coupes sont :

$$\begin{bmatrix} F_x^t(t) \\ F_y^t(t) \end{bmatrix} \int_{z_1(t, i)}^{z_2(t, i)} \begin{bmatrix} k_{11}^i(t, z) & k_{12}^i(t, z) \\ k_{21}^i(t, z) & k_{22}^i(t, z) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A(t, i, z) \\ B(t, i, z) \end{bmatrix} dz + \int_{z_1(t, i)}^{z_2(t, i)} \begin{bmatrix} c_1^i(t, z) \\ c_2^i(t, z) \end{bmatrix} [\tau f \sin\theta(t, i, z) + \frac{1}{2R} (\tau f \cos\theta(t, i, z))^2] dz \quad (3.16)$$

$$\begin{bmatrix} k_{11}^i(t, z) & k_{12}^i(t, z) \\ k_{21}^i(t, z) & k_{22}^i(t, z) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin\theta(t, i, z) & -\cos\theta(t, i, z) \\ -\cos\theta(t, i, z) & \sin\theta(t, i, z) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_1 k_t \\ k_2 k_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\sin\theta(t, i, z) & \cos\theta(t, i, z) \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} c_1^i(t, z) \\ c_2^i(t, z) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\sin\theta(t, i, z) & -\cos\theta(t, i, z) \\ -\cos\theta(t, i, z) & \sin\theta(t, i, z) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_1 k_t \\ k_2 k_t \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

$$k_1 = \frac{k_n}{\cos(i_0)} \quad (3.18)$$

$$k_2 = 1 + \tan\eta [\mu_f (\cos\phi_n - k_n \sin\phi_n)] \quad (3.19)$$

Lorsque l'outil est en dehors de la zone de coupe, il y a perte de contact, ce qui rend la force de coupe à des composantes égale à zéro.

III.4 Présentation du nouveau modèle proposé par la méthode SD en fraisage 3 axes pour un outil sphérique

Ce nouveau modèle se divise en deux parties ;

La première partie : est l'utilisation des points CL (cutter location) de la trajectoire d'outil récupéré de la FAO.

La deuxième partie :

- Calcul des efforts de coupe par la méthode SD
- Adaptation du modèle à deux degrés de liberté pour le cas du fraisage 3 axes des formes gauches.

III.4.1 Procédure de calcul des efforts de coupe

La concrétisation de cette idée a donné naissance à une nouvelle structure globale de procédure de calcul des efforts de coupe.

La première opération de cette nouvelle structure globale est de décrire correctement une géométrie globale et locale de l'outil. Cette géométrie associée à l'angle de rotation peut être décomposée pour obtenir une position des arêtes de coupe de l'outil dans son repère lié à ce dernier. La réalisation d'une surface doit être définie en trois dimensions (3D) ou par des positions de points successifs appartenant aux trajectoires d'outil et liée à l'opération de simulation définissant les frontières de la pièce à usiner. Ensuite, les positions de points de l'outil ou points (*CL*) (Cutter Location) provenant des logiciels de FAO, peuvent être utilisées en association avec la vitesse d'avance pour définir une trajectoire d'outil sous forme de segments de droites correspondant à l'opération d'usinage considérée. De cette étape, il est possible de déterminer localement l'engagement d'outil dans la matière (Aluminium 6061-T6) de la pièce à usiner et de vérifier la position du point sur les différentes arêtes de coupe et pour chaque position d'outil le long de la trajectoire segmentée (interpolation linéaire).

En conclusion, à partir de chaque arête élémentaire localisée par le point courant (*P*) (Figure III.7), avec ce modèle, il est possible de connaître la qualité de la surface résultante en enregistrant les points de l'arête de coupe engagés dans la pièce mais on peut aussi obtenir la création et la mise à jour de la surface usinée qui est le résultat de l'engagement de l'outil hémisphérique par les points courants (*P*) (appartenant à l'arête de coupe) dans la pièce.

Le potentiel de cette approche au niveau calculatoire est de pouvoir intégrer les coordonnées (*X, Y, Z*) de cette surface dans le processus de calcul comme surface précédente où la coordonnée (*Z*) est l'altitude (Z_{sp}) suite à cette optimisation du modèle. Le temps de

vérification des engagements d'outil en pleine matière va être réduit mais le temps global de simulation augmente en raison de la nécessité de créer cette surface résultante à chaque niveau d'usinage et avec une précision suffisante.

III.4.2 Géométrie de la fraise boule

L'outil considéré ici est un outil hémisphérique utilisé généralement pour l'usinage des surfaces gauches. La description géométrique associée est rappelée ci-dessous. Mais cette méthode peut facilement tenir compte d'autres géométries d'outil via des équations particulières ou d'une description paramétrique.

III.4.2.1 Géométrie globale

Concernant la géométrie d'une fraise boule (ou fraise hémisphérique), l'enveloppe de l'outil est dans ce cas composée d'un cylindre de rayon égal au rayon nominal de la fraise (R_0) et d'une demi-sphère de même rayon accolés, (Figure III.7 (a)). Le centre de la demi-sphère est noté (C), et l'extrémité de l'outil est notée (E), Le repère local est ici considéré centré en (E), (pour obtenir des positions en (Z), positives le long de l'enveloppe). La position de l'outil dans le repère machine dépend de la position des coordonnées du repère global défini par le programme de FAO. Le point courant (P), le long de l'arête de coupe référencé (j), est situé au niveau du rayon local $R(Z)$, l'angle de positionnement angulaire (ψ_j) et l'angle de décalage ($\Delta\psi$), l'angle de rotation (θ), et l'angle d'hélice locale $i(z)$, Les dents (arêtes de coupe) sont numérotées par le paramètre entier (j), variant de la valeur de 1 au nombre total de dents (N_t).

La rotation de la fraise autour de son axe est repérée par l'angle de rotation (θ), mesuré de l'axe (y), vers la tangente à la première dent ($j = 1$), en bout d'outil (E), ($z = 0$), dans le plan (x, y), (Figure III.7 (a)). Le sens de notation de (j), et de mesure de l'angle (θ), est calqué sur le sens de rotation de la broche (horaire ou trigonométrique).

Les arêtes de coupe commencent sur la partie cylindrique et sont décrites sur cette partie comme pour une fraise deux tailles. La description des arêtes de coupe sur la partie hémisphérique est plus compliquée, car on fait appel à un angle supplémentaire pour repérer l'inclinaison de la normale à l'enveloppe de l'outil en un point courant de l'arête (P), vis-à-vis de l'axe de rotation de la fraise (z), (Figure III.7 (b)).

Cet angle noté (κ), est nul à l'extrémité de l'outil et vaut ($\frac{\pi}{2}$) sur toute la partie cylindrique de la fraise, il varie donc en fonction de l'altitude (z), considérée le long de l'enveloppe de l'outil

$$\begin{cases} \text{Si } 0 \leq z \leq R_0 : \kappa = a \cos\left(\frac{R_0 - z}{R_0}\right) \\ \text{Si } z > R_0 : \kappa = \frac{\pi}{2} \end{cases} \quad (3.20)$$

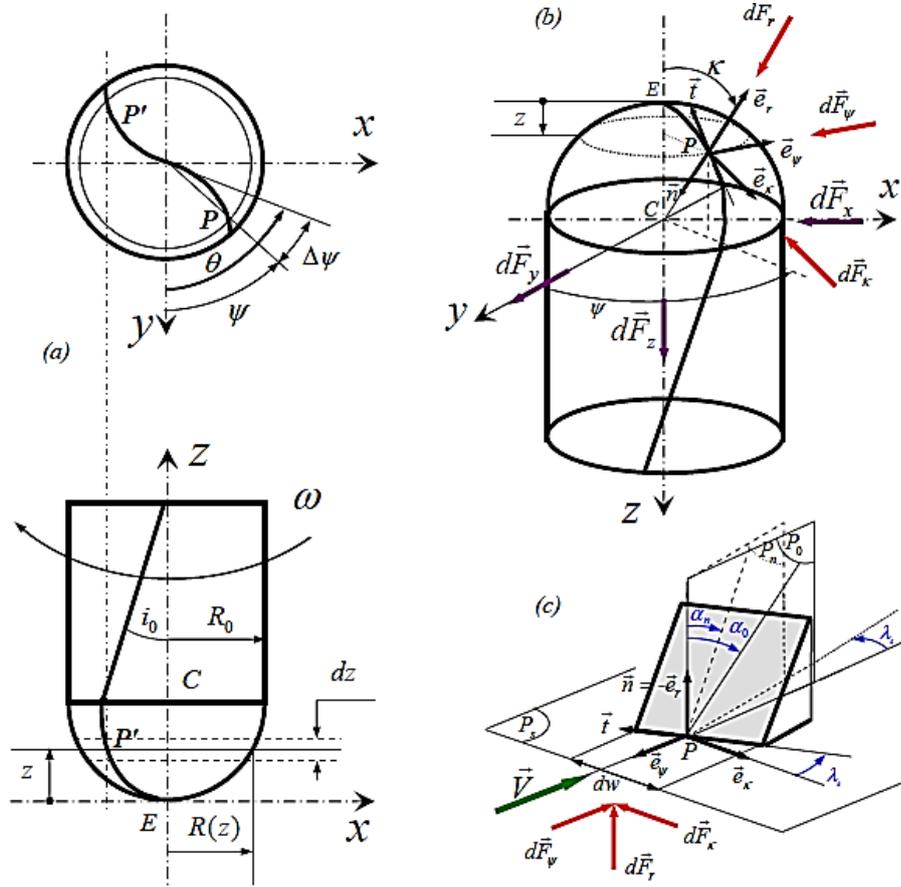


Figure III.7 : Géométrie et discrétisation de l'arête d'une fraise boule (Fontaine et al., 2006)
 (a) Géométries globale, (b) repère sphérique, (c) arête de coupe élémentaire

Pour un point (P), situé sur l'enveloppe de l'outil à l'altitude (z), le long de l'axe de rotation, le rayon local $R(z)$, de l'outil mesuré dans le plan (x, y) , est :

$$\text{Si } z \leq R_0 : R(z) = \sqrt{R_0^2 - (R_0 - z)^2} \quad (3.21)$$

$$\text{Si } z > R_0 : R(z) = R_0 \quad (3.22)$$

Le point courant (P), sur une dent (j), est repéré angulairement par une équation similaire à celle utilisée en fraisage périphérique, mais où l'angle de décalage par rapport à la pointe de l'outil ($\Delta\psi$), (Figure III.7 (a)), peut prendre différentes valeurs en fonction du type d'hélice considéré :

$$\psi_j = \theta - \Delta\psi + (j - 1) \frac{2\pi}{N_t} \quad (3.23)$$

Nous considérons ici le cas d'une hélice de pas constant tout au long de l'outil (y compris la partie hémisphérique), l'angle de décalage $\Delta\psi$ vaut alors :

$$\Delta\psi = \frac{z}{R_0} \tan(i_0) = \frac{z}{R(z)} \tan i(z) \quad (3.24)$$

On obtient alors l'angle d'hélice local $i(z)$ à partir de :

$$\tan i(z) = \frac{R(z)}{R_0} \tan(i_0) \quad (3.25)$$

Ces deux équations (3.24-3.25) sont alors valables pour la partie hémisphérique comme pour la partie cylindrique de l'enveloppe.

Cette hypothèse de pas constant est une approximation ; c'est comme de considérer un angle d'inclinaison d'arête local constant. Un pas d'hélice constant limite les opérations de retouche lors de la fabrication ; un angle d'hélice local constant uniformise les conditions de coupe le long de l'arête. Les fraises de pas constant sont plus répandues et la géométrie réelle des fraises boules (hémisphériques) est souvent intercalée entre ces deux hypothèses en raison des diverses reprises de rectification effectuées sur l'arête de coupe lors de sa fabrication.

Ceci valide l'utilisation d'une description plus simple et plus représentative. Pour une géométrie plus complexe et trop éloignée, il faut avoir soit l'accès à la description réelle de l'outil utilisé par le fabricant, ou mesurer et interpoler la courbe décrite par l'arête de coupe où généralement toute la géométrie de l'outil sur laquelle est tracée la génératrice des arêtes de coupe et englobée par une surface enveloppe canonique.

III.4.2.2 Géométrie locale

L'enveloppe de l'outil est également décomposée en disques d'épaisseur constante dz perpendiculaires à l'axe (z) , Figure III.7 (a). L'arête de coupe élémentaire résultant de la discrétisation de pas dz est décrite dans la Figure III.7 (c).

Un repère sphérique $(\vec{e}_r, \vec{e}_\kappa, \vec{e}_\psi)$ au niveau du point courant (P) permet de définir la position de chaque arête élémentaire sur l'enveloppe de l'outil, Figure III.7(b, c). (\vec{e}_r) est le vecteur unitaire orthogonal à l'enveloppe de l'outil, (\vec{e}_κ) le vecteur unitaire tangent incliné selon l'angle (κ) , et (\vec{e}_ψ) le vecteur unitaire tangent incliné suivant l'angle (ψ) , et formant un trièdre direct avec les deux précédents. Le plan noté (P_0) est le plan orthogonal à l'enveloppe de l'outil, (P_n) est le plan normal à l'arête de coupe et (P_s) est le plan tangent à l'enveloppe de l'outil, chacun considéré au point courant (P) , Figure III.8 (c). Ces plans de

référence sont les mêmes que pour une fraise cylindrique mais le plan tangent (P_s) s'incline sur la partie hémisphérique selon l'angle (κ), par rapport à l'axe (κ) Les vecteurs (\vec{n}) et (\vec{t}) sont respectivement le vecteur normal et le vecteur tangent à l'arête de coupe, Figure III.8 (b, c).

Afin de déterminer la relation reliant (λ_s) à $i(z)$, un plan circonférentiel cylindrique (P_{cc}) de vecteur normal (\vec{e}_p) est mis en place au niveau du point courant (P), Figure III.8 (a). La projection du vecteur tangent à l'arête (\vec{t}) dans le repère sphérique ($\vec{e}_r, \vec{e}_\kappa, \vec{e}_\psi$) donne :

$$\vec{t} = -\cos\lambda_s \vec{e}_\kappa + \sin\lambda_s \vec{e}_\psi \quad (3.26)$$

De plus, en projetant (\vec{e}_κ) dans le plan (\vec{e}_κ, \vec{z}), perpendiculaire à (P_{cc}), Figure III.8 (b), on obtient:

$$\vec{e}_\kappa = \cos\kappa \vec{e}_p - \sin\kappa \vec{z} \quad (3.27)$$

Ainsi, les composantes de (\vec{t}) dans la base cylindrique ($\vec{e}_p, \vec{z}, \vec{e}_\psi$) sont :

$$\vec{t} = -\cos\lambda_s \times \cos\kappa \vec{e}_p + \cos\lambda_s \times \sin\kappa \vec{z} + \sin\lambda_s \vec{e}_\psi \quad (3.28)$$

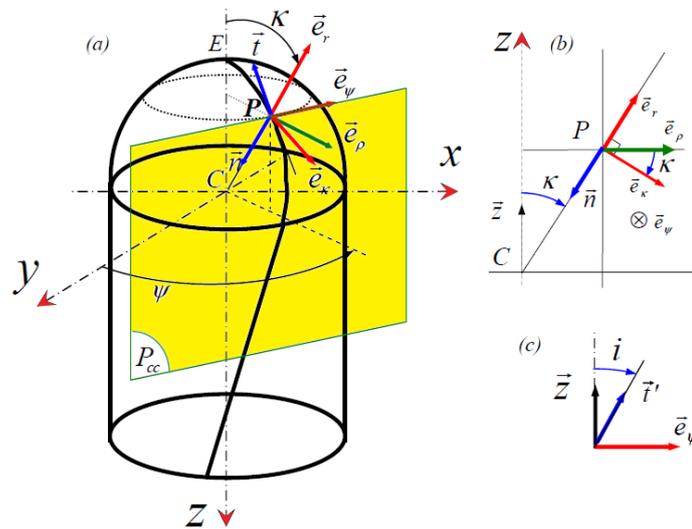


Figure III.8 : Repère locaux secondaires (a) Repère est plan circonférentiel cylindrique P_{cc} (b) \vec{e}_p dans le plan sphérique ($\vec{e}_r, \vec{e}_\kappa, \vec{e}_\psi$), (c) Projection de \vec{t} dans P_{cc} (Ikkache et al., 2019).

Les composantes de (\vec{t}) sur (\vec{e}_p) et (\vec{z}) représentent la trajectoire de (\vec{t}) suivant (\vec{e}_p) (notée \vec{t}') dans le plan circonférentiel cylindrique et dans ce plan, (\vec{t}) forme l'angle d'hélice $i(z)$ avec l'axe (z) Figure III.8 (c). On peut alors en déduire la relation :

$$\tan i = \frac{\sin \lambda s}{\cos \lambda s \sin \kappa} = \frac{\tan \lambda s}{\sin \kappa} \Leftrightarrow \tan \lambda s = \tan i \sin \kappa \quad (3.29)$$

Les angles de coupe orthogonal (α_0) et (α_n) Sont relie par la relation suivant :

$$\tan \alpha_n = \tan \alpha_0 \cos \lambda s \quad (3.30)$$

III.4.3 Surfaces de référence

III.4.3.1 Surface nominale

La première surface de référence de la pièce à considérer est la surface nominale à usiner afin de déterminer les trajectoires d'outil. La forme de cette surface est définie par la forme de la surface nominale de rang zéro (la surface théorique à obtenir à la fin de la gamme d'usinage) et par la stratégie d'usinage adoptée (généralement l'usinage des surfaces de même forme décalées suivant un axe). Cette surface est aisément décrite à l'aide d'éléments géométriques simples se succédant (surface canonique) comme démontré dans le travail de (Ikkache et al., 2019) (voir Figure III.9), mais peut être défini également par des courbes de type Bézier ou B-Spline par exemple, en cas de distorsion de ces formes basiques.

Dans notre cas la surface est décrite par les points de passage de l'outil qui sont les points (CL) (Cutter Location points), issus des programmes d'usinage réalisés en FAO (voir Figure III.9).

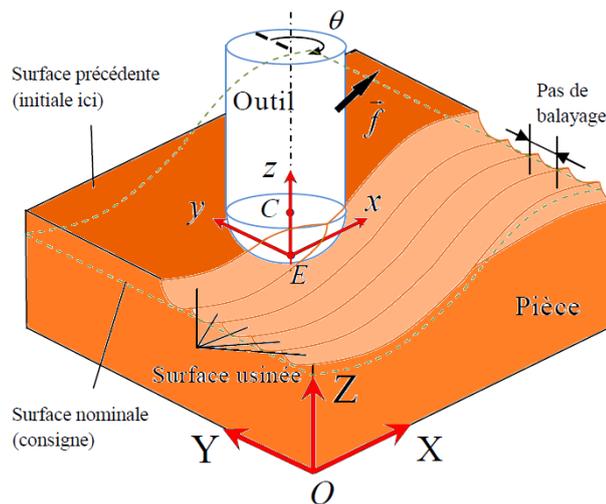


Figure III.9 : Surfaces de référence

III.4.3.2 Surface façonnée

La surface façonnée n'est pas décrite directement car l'objectif n'est pas de modéliser précisément les défauts de surface sachant que dans le cas rigide (pas de déformation de

l'outil et de la pièce) le critère de rugosité totale (R_t) peut être estimé facilement en fonction du pas de balayage. Cette surface peut être prise en considération lors de la passe suivante pour gérer l'engagement de l'outil dans la matière, Figure III.9.

III.4.3.3 Surface précédente

Cette surface à altitude (Z) différente est soit une surface initiale de la pièce (brute ou pré-surfacée par exemple), (Figure III.9), soit une surface pré-générée par l'outil considéré ou un autre. Dans ce deuxième cas, la géométrie de la surface nominale (consigne) précédente doit être connue pour gérer l'engagement de l'outil vis-à-vis de cette surface sauf s'il s'agit simplement de la même surface à une altitude (Z) différente. Dans ce deuxième cas, elle peut être décrite ou approchée à partir de la surface nominale actuelle. Cette surface précédente peut être considérée comme parfaitement réalisée (sans défauts de surface) ou avec des défauts de forme dus au pas de balayage utilisé.

III.4.3.4 Surface initiale

La surface initiale est ici considérée comme un plan parallèle à un plan de référence (X, Y), (X, Z) ou (Y, Z) lorsqu'il est nécessaire de la décrire, Figure III.9. Mais pour un cas plus complexe (brut de forge ou de fonderie par exemple), elle peut être décrite de la même façon que la surface nominale ou précédente.

III.4.3.5 Géométrie de la surface à usiner

La géométrie de la surface résultante dépend de la géométrie de l'outil, de la trajectoire de l'outil, de l'inclinaison de l'outil et de la rotation de l'outil. Dans les logiciels de FAO, l'enveloppe de l'outil et son inclinaison sont pris en compte dans le suivi de la surface à usiner et la trajectoire de l'outil est définie par l'intermédiaire de la fonction de décomposition en petites courbes élémentaires (segments en interpolation linéaire). Alors que les points de contact de l'outil ou points (CC) (Cutter Contact points) et les points de localisation ou points (CL) (Cutter Location points), sont créés et l'interpolation (trajectoire d'outil entre deux points successifs) peut être linéaire ou plus complexe (polynôme, courbe de Bézier). Toutefois, la position des arêtes de coupe dans le temps peut être définie pour toutes les applications industrielles en utilisant des points (CL) calculés avec un logiciel de FAO couplés avec l'information de l'interpolation, la vitesse, l'inclinaison et la position angulaire locale de l'outil.

Un engagement approprié dans la matière de la pièce à usiner peut être déduit de cette trajectoire et d'informations sur la surface précédente. Pour le cas du fraisage 3 axes et de

l'interpolation linéaire (configuration typique), les points (CL) associés à la géométrie d'outil et la position angulaire sont suffisants pour considérer exactement la position et l'engagement des arêtes de coupe et pour calculer efficacement les efforts de coupe. Dans ce cas, la trajectoire d'outil est définie par une succession des segments de droites inclinés et l'usinage peut être localement considéré en tant qu'usinage d'une pièce en plan incliné. Nous considérons dans les développements suivants que chaque segment de droite présente un angle (δ) par une pente locale dans la direction d'avance.

L'angle d'inclinaison (δ) de la pente peut être calculé à partir de cette équation générale :

$$\tan(\delta) = \frac{CL_Z(i+1, k) - CL_Z(i, k)}{\sqrt{\Delta CL_X^2 + \Delta CL_Y^2}} \quad (3.31)$$

Avec; $\Delta CL_X = \Delta CL_X(i+1, k) - \Delta CL_X(i, k)$ et $\Delta CL_Y = \Delta CL_Y(i+1, k) - \Delta CL_Y(i, k)$

Où $\Delta CL_X(i, k)$, $\Delta CL_Y(i, k)$, $\Delta CL_Z(i, k)$ sont les coordonnées des points (CL) dans le repère global (découlées des programmes d'usinage réalisés en FAO). Les points (CL) sont référenciés par l'indice (i) dans la trajectoire d'outil et dont cette dernière est référencié par l'indice (k), sachant que la position($i+1$) définit le suivi de la position de référence (Figure III.10).

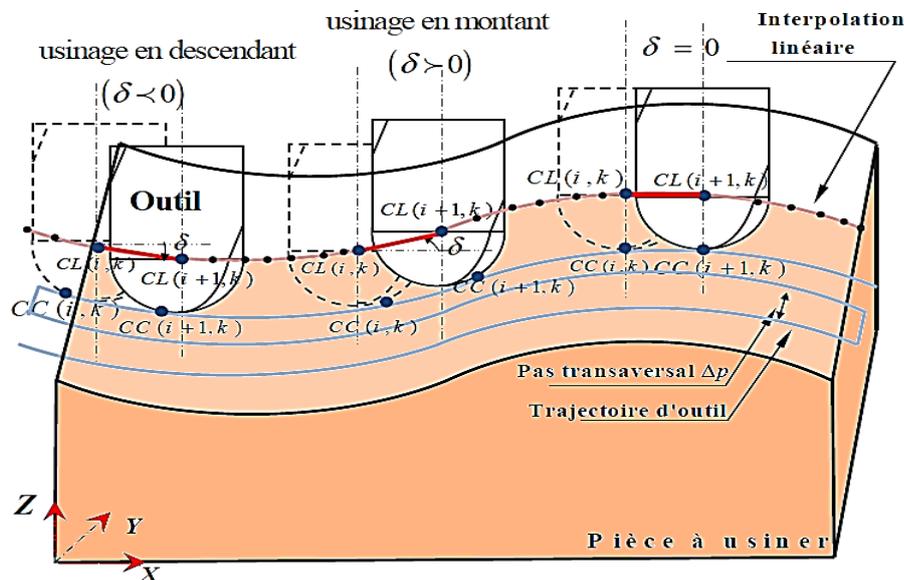


Figure III.10 : Présentation des 3 cas d'inclinaisons définies par l'interpolation linéaire

III.4.4 Description de la trajectoire de la fraise boule

III.4.4.1 Méthodes de posage de la fraise

La trajectoire de l'outil doit être calquée sur la méthode directe ou indirecte de posage de l'outil utilisée pour la programmer avant une opération d'usinage réelle, mais il ne s'agit

pas ici de développer un modèle de génération de trajectoires. Ainsi, la gestion des discontinuités et des interférences doit être prise en compte au préalable à partir d'un logiciel de FAO ou d'un code adapté, et la trajectoire peut être récupérée sous forme d'une série de courbes ou de points. Pour les cas plus simples, la trajectoire peut être décrite à partir d'une méthode de posage de l'outil directe. Dans une optique de simplification et de généralisation du modèle, nous adoptons ici pour le calcul de positions tangentes de l'outil à la surface pour le cas général et le calcul de la surface offset pour les opérations de rainurage, contournage ou d'ébauche de poche.

III.4.4.2 Calcul de la position tangente de la fraise

La Figure III.11 décrit le paramétrage de l'outil tangent. Le point de contact outil/surface est noté (P_C) le vecteur unitaire normal à la surface en ce point est noté (\vec{n}_c) . Si le point (P_C) est en contact avec une arête de coupe, alors le vecteur normal (\vec{n}_c) est l'opposé du vecteur (\vec{e}_r) appartenant au repère sphérique lié à l'outil en ce point. Le vecteur d'avance instantanée (\vec{f}) est perpendiculaire au vecteur normal (\vec{n}_c) et son inclinaison par rapport aux axes de référence peut être définie par les angles (φ_x) et (φ_z) , (Figure III.11).

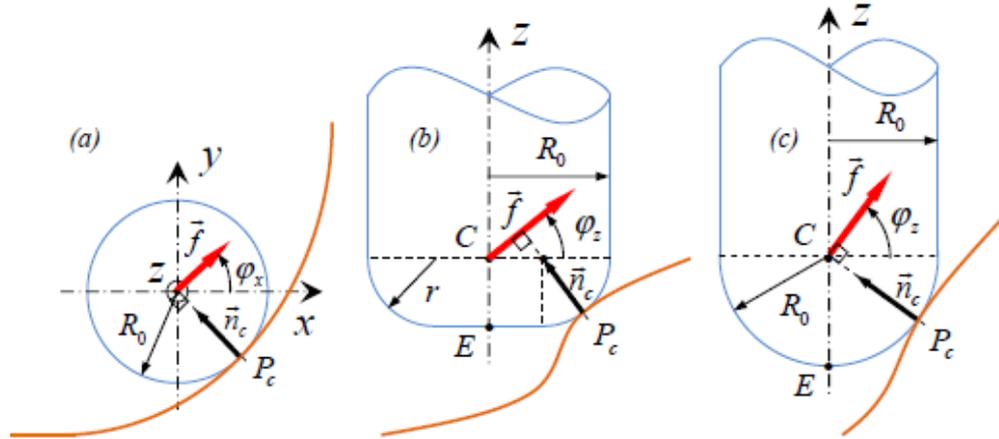


Figure III.11 : Paramétrage de l'outil tangent.

(a) Fraisage périphérique, (b) Cas général ou Fraisage torique, (c) Fraisage boule (Zeroudi, 2011).

À partir de ce paramétrage, la position du point centre outil (C) ou de l'extrémité de l'outil E est définie à partir de la décomposition de vecteur position (\vec{OC}) et (\vec{OE}) dans le repère global (X, Y, Z) :

$$\vec{OC} = \vec{OP}_C + r\vec{n}_c + (R_0 - r) \frac{\vec{k} \wedge \vec{n}_c}{\|\vec{k} \wedge \vec{n}_c\|} \text{ avec } \vec{k} = \frac{\vec{z} \wedge \vec{n}_c}{\|\vec{z} \wedge \vec{n}_c\|} \quad (3.32)$$

$$\vec{OE} = \vec{OC} - r\vec{z}$$

Les vecteurs de position dépendent de l'orientation de l'axe d'outil (z) ce qui permet d'optimiser l'inclinaison de l'outil vis-à-vis de la surface (\vec{z} vis-à-vis de \vec{n}_c) afin d'éviter les interférences entre outil et pièce et d'éviter le contact de la pièce avec le bout de l'outil (zone de vitesses de coupe très faibles : refus de coupe et talonnement de la matière).

La description de la surface à usiner doit donner la position du point de contact (P_C) et la normale (\vec{n}_c) qui lui est associée. Pour des surfaces canoniques, il est aisé d'exprimer deux des coordonnées en fonction de la troisième choisie pour être la plus proche de la direction globale d'avance. La détermination de la normale permet de déterminer également le vecteur d'avance instantanée (\vec{f}) qui est perpendiculaire à ce vecteur normal et ainsi les angles d'inclinaison d'avance (φ_x) et (φ_z), Figure III.12. Cette avance instantanée nous sert par la suite à calculer l'avance par dent entre deux positions successives de la fraise.

III.4.4.3 Avance le long de la trajectoire

L'étape suivante est de déterminer les positions successives de l'outil à intervalles réguliers. En effet, la description de la trajectoire ne nous intéresse pas dans son intégralité, seules des positions de la fraise espacées de l'avance par dent (f_t) sont utiles pour gérer l'engagement de l'outil dans la matière.

Une description fine de la trajectoire par interpolation linéaire ou polynomiale est fortuite et ne peut servir qu'à prédire l'état de surface de façon précise, ce qui n'est pas le propos et qui est aberrant pour un cas rigide (pas de déflexion ni de vibrations). On définit ainsi une avance instantanée tangente en tout point à la trajectoire de l'outil et une avance par pas, sécante à la trajectoire et reliant deux positions successives d'un point fixe de l'outil (E et C).

III.4.4.4 Avance instantanée (\vec{f}, \vec{f}_t)

L'axe (x) est choisi ici pour définir la direction d'avance de référence de l'outil par rapport à la pièce. A chaque position considérée de la fraise on associe un vecteur d'avance instantanée noté (\vec{f}). On définit à partir de ce vecteur (\vec{f}) un vecteur d'avance par dent instantanée noté (\vec{f}_t) de même direction et dont le module vaut :

$$\|\vec{f}_t\| = \frac{f}{N_t} \quad (3.33)$$

L'inclinaison de ces vecteurs d'avance instantanée par rapport au repère local (x, y, z) peut être définie par deux angles notés (φ_x) et (φ_z), Figure III.12. L'angle (φ_x) décrit l'inclinaison de la projection du vecteur d'avance dans le plan (x, y) par rapport à l'axe

(x) , et l'angle (φ_z) l'inclinaison du vecteur d'avance par rapport à cette même projection dans le plan (x, z) . Ces angles peuvent prendre des valeurs négatives lorsqu'ils sont considérés dans un sens de rotation opposé à celui indiqué sur la Figure III.12. Les composantes de ce vecteur d'avance par dent (\vec{f}_t) dans le repère (x, y, z) sont notées f_{tx} , f_{ty} et f_{tz} et sont obtenues par :

$$\begin{cases} f_{tx} = f_t \cdot \cos\varphi_x \cdot \cos\varphi_z \\ f_{ty} = f_t \cdot \sin\varphi_x \cdot \cos\varphi_z \\ f_{tz} = f_t \cdot \sin\varphi_z \end{cases} \quad (3.34)$$

Ainsi, les angles caractéristiques d'avance (φ_x) et (φ_z) sont définis tout au long de la trajectoire de l'outil selon la configuration présentée dans la Figure III.12. Ils définissent l'orientation du vecteur d'avance local (\vec{f}) et vecteur d'avance local par dent (\vec{f}_t)

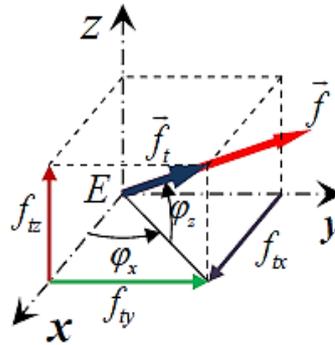


Figure III.12 : Repérage des vecteurs d'avance instantanée \vec{f} et \vec{f}_t dans le repère local (x, y, z) (Zeroudi, 2011)

Le vecteur d'avance peut être calculé à partir des points (CL) appartenant à la trajectoire de l'outil. Ses composantes (f_x, f_y, f_z) dans le repère global peuvent se calculer par la différence de position entre deux points (CL) successifs définis par la FAO, Figure III.13 :

$$\begin{cases} f_x = CL_x(i+1, k) - CL_x(i, k) \\ f_y = CL_y(i+1, k) - CL_y(i, k) \\ f_z = CL_z(i+1, k) - CL_z(i, k) \end{cases}_{(x,y,z)} \quad (3.35)$$

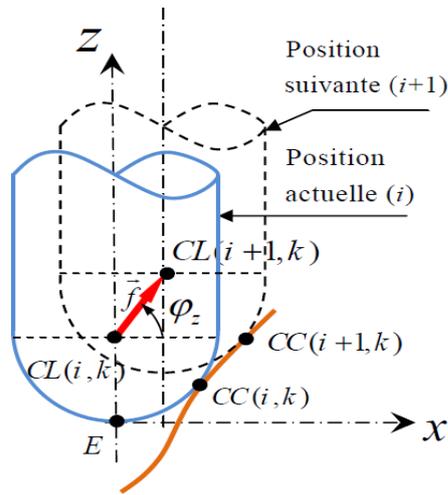


Figure III.13 : Vecteurs d'avance locaux définis par les points (CL) (Zeroudi, 2011).

III.4.5 Engagement de la fraise

L'engagement de l'outil dans la matière à chaque position de référence doit être déterminé afin de connaître la quantité de matière usinée par chaque dent. Pour chaque arête élémentaire résultant de la discrétisation, il est nécessaire de déterminer la position du point courant (P) qui la localise et de la comparer avec la forme de la surface de la pièce attaquée par la dent. Cette surface est délimitée par quatre types de condition aux limites :

- la géométrie initiale de la pièce avant usinage,
- la position et la forme de la surface précédente (altitude (Z) différente),
- la trace de la passe précédente,
- et la trace de la dent précédente.

III.4.5.1 Coordonnées du point courant (P) de l'arête de coupe

Le point courant (CL) d'une arête de coupe est repéré dans le repère local outil (x , y , z) à partir des grandeurs géométriques. Pour une fraise générique, on peut alors exprimer les coordonnées (x_p, y_p, z_p) de ce point pour une dent (j) et une altitude (Z) dans le repère local (x, y, z) sous la forme :

$$\begin{cases} x_p \\ y_p \\ z_p \end{cases} = \begin{cases} R(z) \sin(\psi_j(z)) \\ R(z) \cos(\psi_j(z)) \\ z \end{cases} \quad (3.36)$$

Où $R(z)$ est le rayon de l'outil à l'altitude (Z), et $\psi_j(z)$ est la position angulaire du point courant de l'arête (j) à l'altitude (Z).

La position de (P) dans le repère global est définie par les coordonnées (X_p, Y_p, Z_p) et dépend des coordonnées du point piloté de l'outil ((E) ou (C)) :

$$\begin{Bmatrix} X_p \\ Y_p \\ Z_p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X_E + x_p \\ Y_E + y_p \\ Z_E + z_p \end{Bmatrix} \quad (3.37)$$

L'altitude (Z) du point (P) considéré est un multiple du pas de discrétisation d_z et l'arête de coupe élémentaire est centrée en (P), Figure III.7

III.4.5.2 Surface précédente (Z_{sp})

Afin de considérer de la façon la plus simple possible l'engagement de l'outil vis-à-vis de la surface précédente usinée lors d'une série de passes précédentes à altitude (Z) différente, il suffit de comparer la position du point courant (P) vis-à-vis de cette surface. Cette surface peut être décrite de façon précise (erreur de crêtes au maximum) ou approchée (surface parfaite). Le cas le plus simple est bien sûr le cas d'une surface plane, mais dans le cas d'une surface plus complexe, cette surface supérieure peut être décrite à partir de la surface nominale précédente en considérant qu'il n'y a pas de défauts de forme résultant. Il suffit alors de comparer l'altitude du point (P) avec celle de la surface précédente pour les mêmes cotes dans le plan (x, y). La condition d'engagement suivante est définie :

Le point (P) est en position de coupe si :

$$Z_s \leq Z_{sp} \quad (3.38)$$

Où (Z_{sp}) est l'altitude de la surface précédente correspondante à $x = x_p$ et $y = y_p$

Cette altitude (Z_{sp}) peut être calculée par l'angle d'inclinaison transversale ($\varphi_{\Delta p}$) représentant l'inclinaison de la surface usinée dans la direction transversale de l'avance (voir Figure III.14).

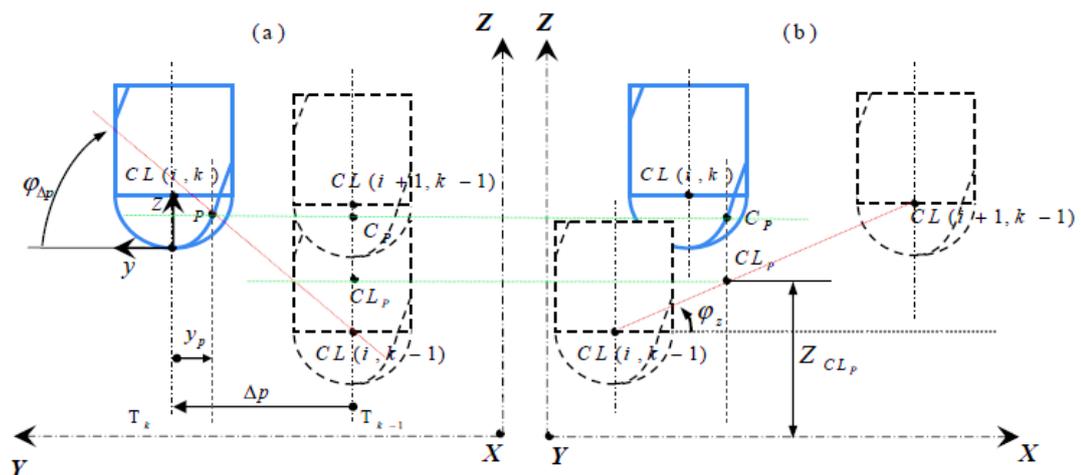


Figure III.14 : Paramètres définissant la trajectoire d'outil pour une avance rectiligne dans le plan (X, Z), (cas de l'usinage en montée) :

(a) Angle d'inclinaison transversale $\varphi_{\Delta p}$ et pas de balayage, Δp

(b) Altitude du point CL_P dans la trajectoire d'outil précédente T_{k-1} (Zeroudi et al., 2009)

Le calcul de l'angle d'inclinaison transversale ($\varphi_{\Delta p}$) se fait par l'équation suivante :

$$\varphi_{\Delta p} = \text{atan} \left(\frac{(CL_Z(i, k) - CL_Z(i, k - 1)) \cos \varphi_z}{(CL_Y(i, k) - CL_Y(i, k - 1))} \right) \quad (3.39)$$

Dans la première approximation, l'angle d'inclinaison du vecteur d'avance (φ_z) égale à l'angle d'inclinaison (δ) de la pente locale pour le cas d'une interpolation linéaire, il est étendu à toute la hauteur de l'outil afin de déterminer l'engagement d'outil dans la matière de la pièce à usiner. Il est alors possible de proposer un calcul d'altitude de la surface précédente (Z_{sp}) en considérant que la surface précédente fut usinée avec une parfaite finition pour le cas d'un plan incliné (Fontaine et al., 2006). Pour une inclinaison dans le plan (X, Y) une relation a été déjà proposée dans les travaux précédents (Fontaine et al 2007). Mais dans le cas global, l'altitude (Z_{sp}) est l'altitude de la surface précédente pour déterminer les coordonnées (X) et (Y) en tenant compte de la surface gauche laissée par l'outil après son passage le long de la trajectoire précédente de l'outil (T_{k-1}) et de la surface non-encore usinée par l'outil le long de la trajectoire suivante de l'outil (T_{k-1}) :

$$Z_{sp} = \left| \frac{d_n}{\cos \varphi_z} - \frac{R_0}{\cos \varphi_z} + R_0 \right| + (x_p \cos \varphi_x + y_p \sin \varphi_x) \tan \varphi_z + (-x_p \sin \varphi_x + y_p \cos \varphi_x) \tan \varphi_z \quad (3.40)$$

Où (d_n) est la profondeur normale de l'outil (Figure III.15), (R_0) est le rayon d'outil, (φ_z) est l'angle d'inclinaison du vecteur d'avance, et ($\varphi_{\Delta p}$) est l'angle d'inclinaison transversale de la surface usinée dans le sens du balayage. L'équation (3.21) est obtenue à partir de la projection du point (P) sur la direction d'avance dans le plan (x, y) et défini par l'angle (φ_x).

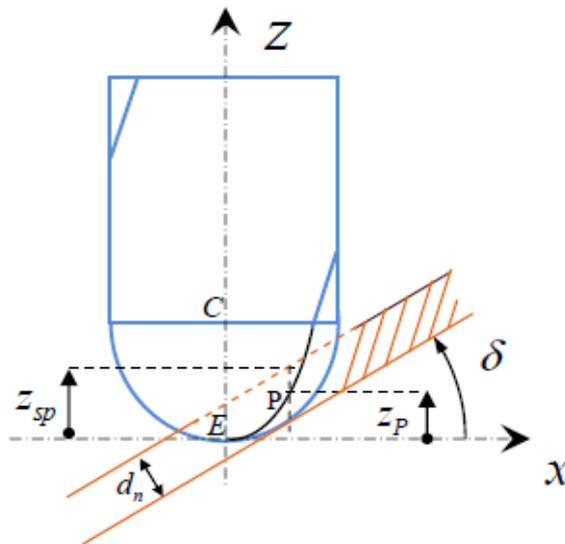


Figure III.15 : Représentation de la coordonnée Z_{sp} dans le repère local (Zeroudi, 2011).

Pour obtenir un calcul plus précis de l'engagement axial, il est possible de déterminer l'angle d'inclinaison du vecteur d'avance (φ_z) correspondant à la position du point courant (P) au lieu de l'angle d'avance associé à la position courante de l'outil. Cette valeur corrigée de l'angle d'avance est ($\varphi_{\Delta p}$) et elle peut être utilisée directement dans l'équation (3.21) à la place de (φ_z) ce qui améliore les résultats pour le cas des variations rapides de la direction des trajectoires d'outil associées à un petit segment d'interpolation.

III.4.6 Caractéristiques de la fraise

Les outils utilisés sont des fraises monoblocs en carbure de tungstène. Les caractéristiques de ces outils sont répertoriées dans le Tableau III.1. [D'après Doc. Diager Industrie]

Tableau III.1 : Géométrie locale des fraises utilisées

Référence DIAGER Industrie	2344	51221
Type	Boule	Boule
Carbure	MK 15	MK 15
Diamètre nominale	12 mm	12 mm
Rayon en bout r	6	6
Nombre de dents N_t	2	2
Longueur utile L_u	22	15
Angle d'hélice nominale i_0	25°	17°
Angle de coupe orthogonal α_0	8°	8°- 0°
Angle en dépouille orthogonal β_0	10°	10°

III.4.7 Calcul les efforts de coupe

La figure III.16 illustre une configuration de fraisage à deux degrés de liberté. Le système suivant représente un outil flexible à deux degrés de liberté et une pièce rigide usiné, considérons l'outil un système masse-ressort-amortisseur, à un deux degrés de liberté, possède un déplacement selon la direction (x) et un déplacement selon la direction (y), l'outil tourne à une vitesse de rotation (ω). Considérons la pièce un système masse-ressort-amortisseur.

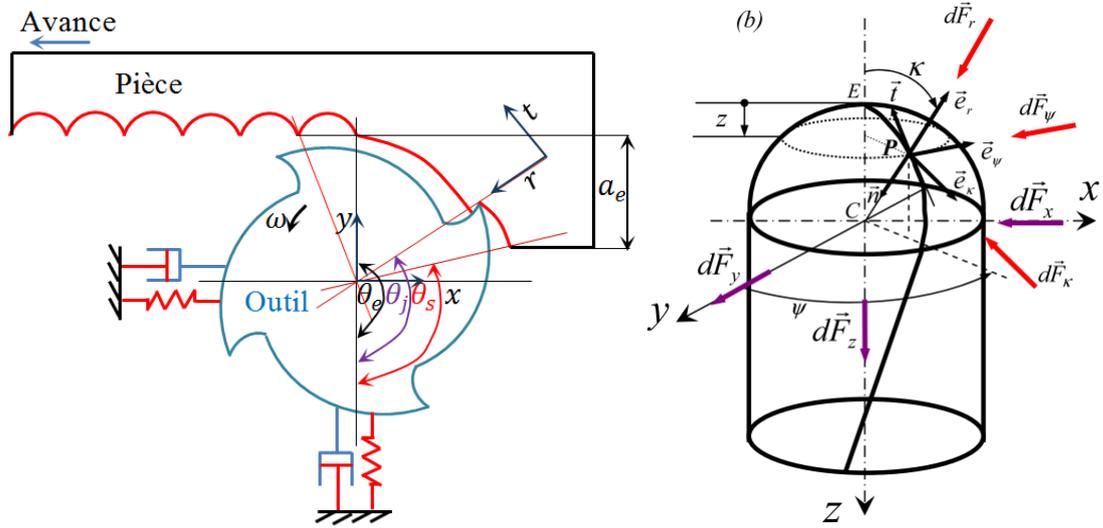


Figure III.16 : Configuration schématique de deux degrés de liberté de fraisage
 (a) système à deux DDL ; (b) Efforts de coupe

Les équations régissant ce système sont données par ;

$$\begin{cases} m_x \ddot{q}_x(t) + c_x \dot{q}_x(t) + k_x q_x(t) = F_x(t, \tau(t, i, z)) \\ m_y \ddot{q}_y(t) + c_y \dot{q}_y(t) + k_y q_y(t) = F_y(t, \tau(t, i, z)) \end{cases} \quad (3.41)$$

Avec :

- m_x : Masse modale suivant la direction (x)
- m_y : Masse modale suivant la direction (y)
- k_x : Raideur modale suivant la direction (x)
- k_y : Raideur modale suivant la direction (y)
- c_x : Amortissement modal suivant la direction (x)
- c_y : Amortissement modal suivant la direction (y)
- $q_y(t)$: Déplacement suivant la direction (y)
- $q_x(t)$: Déplacement suivant la direction (x)
- $\dot{q}_y(t)$: Vitesse suivant la direction (y)
- $\dot{q}_x(t)$: Vitesse suivant la direction (x)
- $\ddot{q}_y(t)$: Accélération suivant la direction (y)
- $\ddot{q}_x(t)$: Accélération suivant la direction (x)
- $F_y(t, \tau(t))$: Force de coupe suivant la direction (y)
- $F_x(t, \tau(t))$: Force de coupe suivant la direction (x)

Les efforts de coupe le long de chaque composant infinitésimale de disque. L'épaisseur de coupe en fonction du temps et la profondeur(z)est donnée par la formule suivant :

$$h(t, i, z) = A(t, i, z) \sin \theta(t, i, z) \sin \kappa(t, i, z) + B(t, i, z) \cos \theta(t, i, z) \sin \kappa(t, i, z) + h_{sv} \quad (3.42)$$

L'épaisseur statique du coupeau pour le cas d'un fraisage boule est :

$$h_{sv} = \tau f_t \sin \kappa(t, i, z) \sin \theta(t, i, z) + \frac{1}{2R} (\tau f \cos \theta(t, i, z))^2 \quad (3.43)$$

Dans le cas où l'avance est très petite par rapport au diamètre de l'outil on a :

$$h_{sv} = \tau f_t \sin \kappa(t, i, z) \sin \theta(t, i, z) \quad (3.44)$$

Les déplacements relatives sont donnés par :

$$\begin{cases} A(t, i, z) = q_x(t) - q_x(t - \tau(t, i, z)) \\ B(t, i, z) = q_y(t) - q_y(t - \tau(t, i, z)) \end{cases} \quad (3.45)$$

L'épaisseur de coupeau en fonction de temps et la distance (z)sous forme matriciel est donnée par:

$$[h(t, i, z)] = [\sin \theta(t, i, z) \sin \kappa(t, i, z) \quad \cos \theta(t, i, z) \sin \kappa(t, i, z) \quad h_{sv}] \begin{bmatrix} A(t, i, z) \\ B(t, i, z) \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.46)$$

Les efforts de coupe sont donnés par :

$$\begin{bmatrix} \Delta F_r^i \\ \Delta F_k^i \\ \Delta F_\psi^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(i_0) & \sin(i_0) \\ 0 & -\sin(i_0) & \cos(i_0) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_t \\ k_n k_t \\ \mu k_t (\cos \phi_n - k_n \cos \phi_n) \end{bmatrix} h(t, i, z) \frac{\Delta z}{\cos(i_0)} \quad (3.47)$$

Utilisant la matrice de transformation pour transformer les efforts de coupe dans coordonnées Cartésiennes :

$$\begin{bmatrix} \Delta F_x^t \\ \Delta F_y^t \\ \Delta F_z^t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin \theta \sin \kappa & \sin \theta \cos \kappa & \cos \theta \\ \cos \theta \sin \kappa & \cos \theta \cos \kappa & -\sin \theta \\ -\cos \kappa & \sin \kappa & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta F_r^i \\ \Delta F_k^i \\ \Delta F_\psi^i \end{bmatrix} \quad (3.48)$$

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} \Delta F_x^t \\ \Delta F_y^t \\ \Delta F_z^t \end{bmatrix} \\
 &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(i_0) & \sin(i_0) \\ 0 & -\sin(i_0) & \cos(i_0) \end{bmatrix} \left[P_{(r,k,\psi)}^{(x,y,z)} \right] \begin{bmatrix} k_t \\ k_n k_t \\ \mu k_t (\cos\phi_n - k_n \sin\phi_n) \end{bmatrix} h(t, i, z) \frac{\Delta z}{\cos(i_0)} \quad (3.49)
 \end{aligned}$$

Avec :

$$P_{(r,k,\psi)}^{(x,y,z)} = \begin{bmatrix} \sin\theta \sin k & \sin\theta \cos k & \cos\theta \\ \cos\theta \sin k & \cos\theta \cos k & -\sin\theta \\ -\cos k & \sin k & 0 \end{bmatrix} \quad (3.50)$$

On intègre les composants des efforts de coupe de $z_1(t, i)$ à $z_2(t, i)$ à la zone coupante à laquelle est définie $\theta'_s < \theta(i, z, t) < \theta'_e$, et ignorer des forces le long de la direction(z), les forces coupantes sont :

$$\begin{bmatrix} F_x^t(t) \\ F_y^t(t) \end{bmatrix} = \int_{z_1(t,i)}^{z_2(t,i)} \begin{bmatrix} k_{11}^i(t, z) & k_{12}^i(t, z) \\ k_{21}^i(t, z) & k_{22}^i(t, z) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A(t, i, z) \\ B(t, i, z) \end{bmatrix} dz + \int_{z_1(t,i)}^{z_2(t,i)} \begin{bmatrix} c_1^i(t, z) \\ c_2^i(t, z) \end{bmatrix} [h_{sc}] dz \quad (3.51)$$

$$\begin{aligned}
 & \begin{bmatrix} k_{11}^i(t, z) & k_{12}^i(t, z) \\ k_{21}^i(t, z) & k_{22}^i(t, z) \end{bmatrix} \\
 &= \begin{bmatrix} \sin\theta(t, i, z) \sin k(t, i, z) & \sin\theta(t, i, z) \cos k(t, i, z) \\ \cos\theta(t, i, z) \sin k(t, i, z) & \cos\theta(t, i, z) \cos k(t, i, z) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_1 k_t \\ k_2 k_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} -\sin\theta(t, i, z) & \cos\theta(t, i, z) \end{bmatrix} \quad (3.53)
 \end{aligned}$$

$$\begin{bmatrix} c_1^i(t, z) \\ c_2^i(t, z) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sin\theta(t, i, z) \sin k(t, i, z) & \sin\theta(t, i, z) \cos k(t, i, z) \\ \cos\theta(t, i, z) \sin k(t, i, z) & \cos\theta(t, i, z) \cos k(t, i, z) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_1 k_t \\ k_2 k_t \end{bmatrix} \quad (3.54)$$

$$k_1 = \frac{k_n}{\cos i} \quad (3.54)$$

$$k_2 = 1 + \tan i [\mu_f (\cos\phi_n - k_n \sin\phi_n)] \quad (3.55)$$

k_t : Énergie spécifique de coupe

ϕ_n : Angle de coupe normale

k_n : Constant proportionnalité

μ_f : Coefficient de frottement.

III.5. Conclusion

Ce chapitre montre qu'il existe une grande liberté de choix pour la modélisation du fraisage pour définir la géométrie des outils, les surfaces de la pièce usinée, les trajectoires de l'outil et enfin l'engagement de l'outil.

Les spécificités du procédé de fraisage sont tout d'abord exposées afin de bien encercler les difficultés et les impératifs auxquels doit faire face un modèle générique. Il est également important de respecter les axes et repères usuels afin de proposer un outil convivial. Le point suivant à considérer est la transposition de ces calculs d'efforts de coupe pour une coupe suivant une arête rectiligne à une opération réelle de fraisage pour laquelle la géométrie de l'arête de coupe est plus complexe. Cette géométrie peut être définie numériquement ou analytiquement mais une description analytique des arêtes de coupe de l'outil est nécessaire lorsqu'une approche analytique ou mécanistique de calcul des efforts est utilisée. Dans ce cas, la transposition entre coupe oblique et géométrie réelle est réalisée à partir d'une décomposition de l'arête de l'outil en arêtes élémentaires en position de coupe oblique.

La géométrie des outils est généralement décrite au cas par cas ou à l'aide de modèles génériques assez complexes originels de la CAO. La trajectoire des outils est très souvent définie de façon simplifiée et le cas d'avance non rectiligne en 3 axes est rarement traité. L'engagement de l'outil dans la matière est généralement considéré à partir d'une surface plane sans prendre en compte la passe précédente. Les descriptions complètes de l'engagement sont souvent réalisées à partir de logiciels de CFAO. Enfin, le calcul de l'engagement d'une dent vis-à-vis de la trace laissée par la précédente est majoritairement calculé à partir de l'approximation de Martellotti et parfois sans prendre en compte la géométrie complète de l'outil ou la direction d'avance.

Chapitre IV
Validation et application du modèle
pour le fraisage 3 axes de forme
complexe

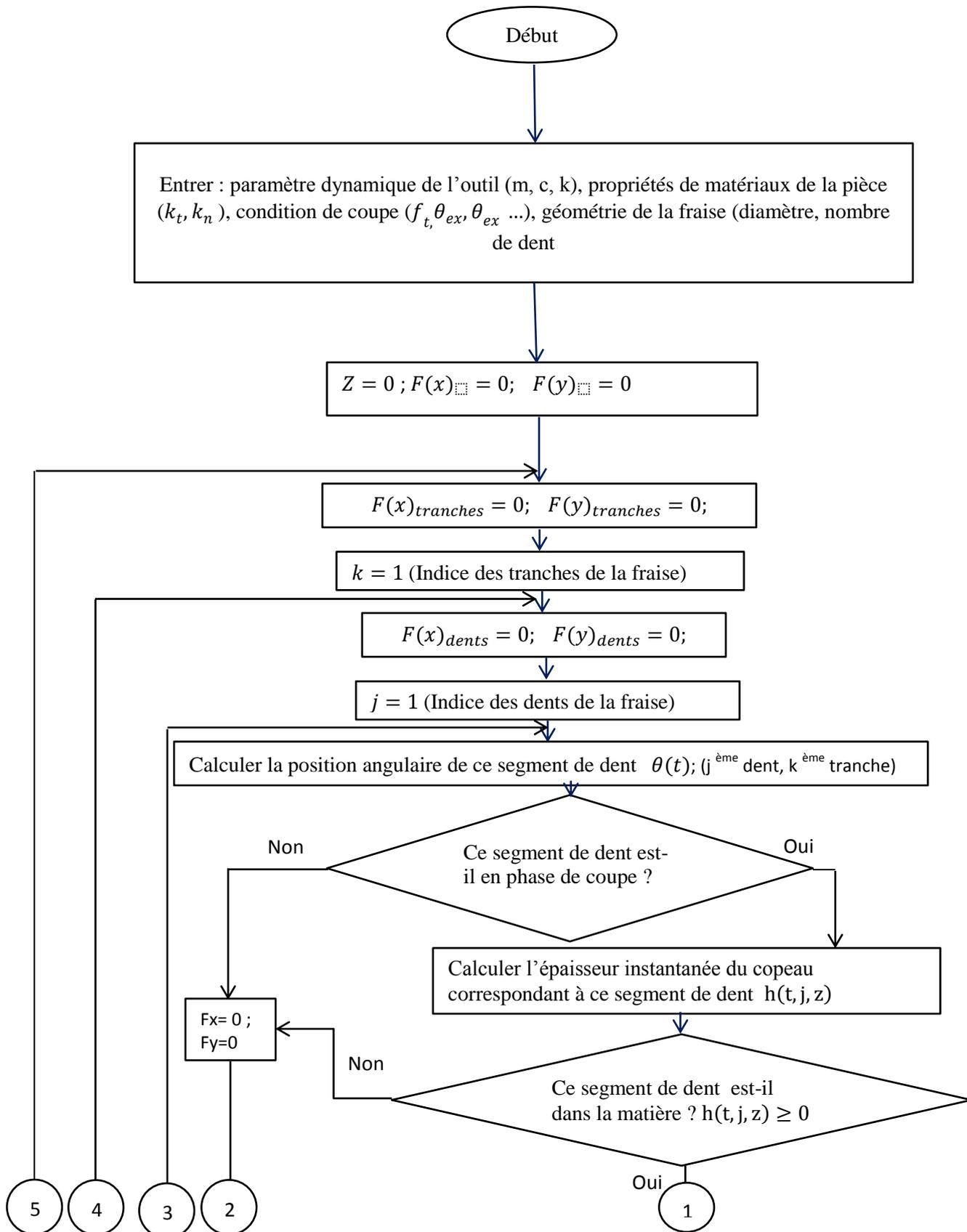
IV.1 Introduction

Dans cette partie, une nouvelle approche de modélisation du fraisage est décrite. Les efforts de coupe sont calculés pour des opérations de fraisage directement à partir des trajectoires d'outil provenant des logiciels de Fabrication Assistée par Ordinateur. L'idée principale consiste à utiliser des points de positions d'outil venant des programmes d'usinage issus de FAO dans le but de calculer l'angle d'inclinaison local de la surface générée, les paramètres principaux sont la vitesse de coupe, l'engagement de l'outil dans la matière et la position de la trajectoire de l'outil.

Les machines-outils d'aujourd'hui possèdent des comportements dynamiques assez élevés concernant les rigidités, les capacités d'amortissement des vibrations. Autrement dit, dans certaines conditions, l'interaction du processus de coupe avec le système élastique de la machine-outil, provoque l'apparition des vibrations. Ces vibrations provenant de la coupe ont des fréquences voisines des fréquences propres du système et sont générées par la variation des actions de coupe, variation qui dépend de celles des différents paramètres caractéristiques du processus.

Dans ce chapitre, on commence par l'application du modèle à deux degrés de liberté par la méthode semi-discrétisation avec deux termes de retard. Ce modèle sera établi et validé par rapport un essai de référence d'une opération de fraisage à l'aide d'un outil cylindrique (Davies et al., 2002). La deuxième application du modèle sur le fraisage d'une surface complexe à l'aide d'un outil sphérique sera établie et validée par rapport à un essai de référence d'une opération de fraisage trois axes d'un plan incliné et une surface à deux arcs (Fontaine et al., 2006)

IV.2 Simulation du broutement pour le fraisage périphérique



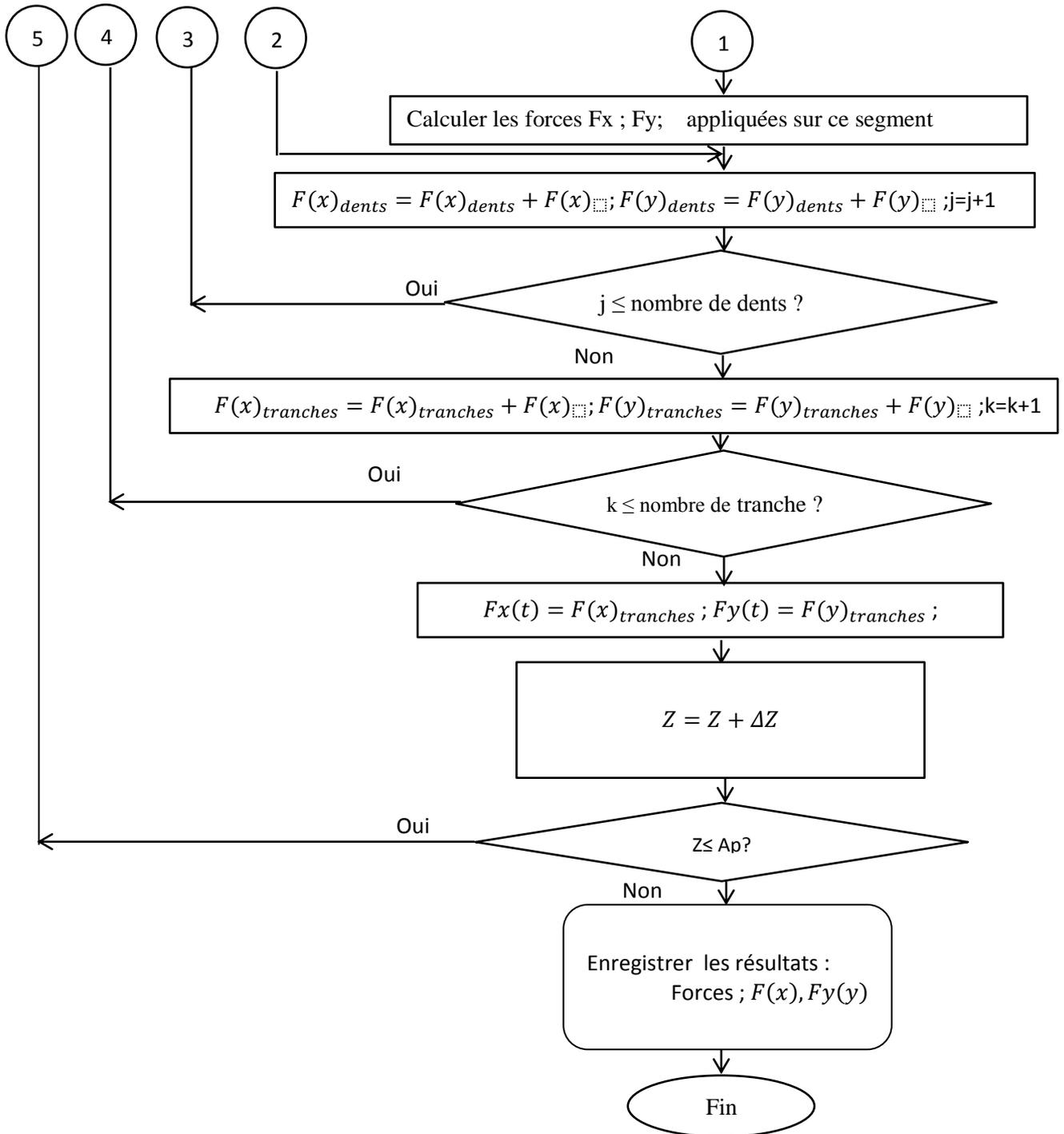


Figure IV.1 : Organigramme pour la simulation des forces de coupe

On résume dans un organigramme (figure IV.1), le calcul des efforts exercés sur la fraise lors d'une opération de fraisage en régime dynamique.

IV.3 Validation du modèle

Pour valider le nouveau modèle dans une situation pratique, on utilise un outil cylindrique en carbure de tungstène à deux dents, d'un angle hélice $i_0 = 30^\circ$ degré, et une faible immersion pour ($\rho = 0.14$). La pièce est alliage d'aluminium du type 6061-T6.

Pour tracer les lobes de stabilité nous allons introduire les paramètres de coupes mentionnées dans l'article publié et validé (Davies et al., 2002), le tableau IV.1 représente les paramètres dynamiques de coupe.

Tableau IV.1 : Paramètres dynamiques de coupe (Davies et al., 2002).

Propriétés	Paramètres
m_x	0.0431 kg
ζ_x	0.0167
k_x	1e+6 N/m
m_y	1e+5 kg
ζ_y	1
k_y	1e+15 N/m

Propriétés	Paramètres
k_t	5e+8 N/m ²
k_n	0.3
R	0.00635 m
N_t	2 dents
f_t	0.1 mm/dent
ϕ_n	15 degré

Dans le cas d'un outil cylindrique, et avec les mêmes paramètres dynamiques (tableau IV.1), le modèle de semi-discrétisation expliqué et développé précédemment est validé par la comparaison avec les résultats expérimentaux. Les lobes de stabilité présentés sur la Figure IV.2 (a), pour une variation de vitesse de rotation de [12000 *tr/mn* 20000 *tr/mn*], une bonne corrélation en matière de tendance est généralement trouvée entre la méthode semi-discrétisation (a) et les résultats expérimentaux (b) (Davies et al., 2002). Pour l'intervalle de vitesse de broche [12000 20000], la différence entre les deux graphiques est remarquable, contrairement à l'intervalle [14000 18500] où les deux graphiques convergent surtout à 18000 *tr/mn* , 18300 *tr/mn* et 18500 *tr/mn* , pour lesquels les valeurs sont pratiquement les mêmes. Pour l'intervalle [18500 20000] le pic prédit atteint à 18700 *tr/mn* se compare raisonnablement à celui obtenu expérimentale à 19000 *tr/mn*, en fin, les deux graphiques des lobes de stabilité coïncident à 20000 *tr/mn* à une valeur de $A_p = 3.5mm$.

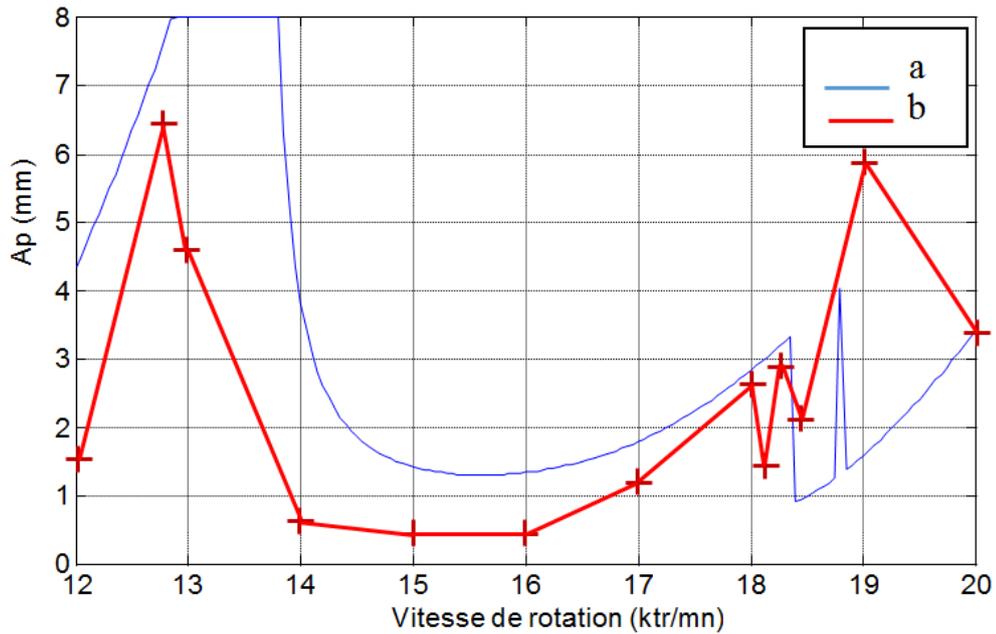


Figure IV.2 : lobe de stabilité, longueur =101.6 mm; $N_t = 2$ dent; diamètre =12.7 mm, $\rho = 0.14$. a) Lobes de stabilité par la méthode de semi-discrétisation ;
b) Résultats expérimentaux (Davies et al., 2002)

IV.4 Discussion des résultats

Afin d'une meilleure présentation de nos résultats on va séparer ces résultats en deux cas ; le premier cas pour un outil cylindrique et le deuxième cas pour un outil sphérique.

IV.4.1 Cas d'un outil cylindrique

IV.4.1.1 Simulation temporelle

Cette technique étudie les variations temporelles du déplacement pour quatre vitesses de rotation $\omega = 12500$ tr/mn, $\omega = 18500$ tr/mn, $\omega = 17000$ tr/mn et $\omega = 19000$ tr/mn sont présentées respectivement de la Figure IV.3, à la Figure IV.6.

Pour chaque vitesse de rotation, cinq valeurs de profondeur axiale sont considérées (0.5 mm, 1 mm, 1.5 mm, 2 mm, 3 mm). Les vitesses de rotation précédentes sont choisies pour balayer les différentes parties de la courbe de stabilité obtenue par la méthode de semi-discrétisation.

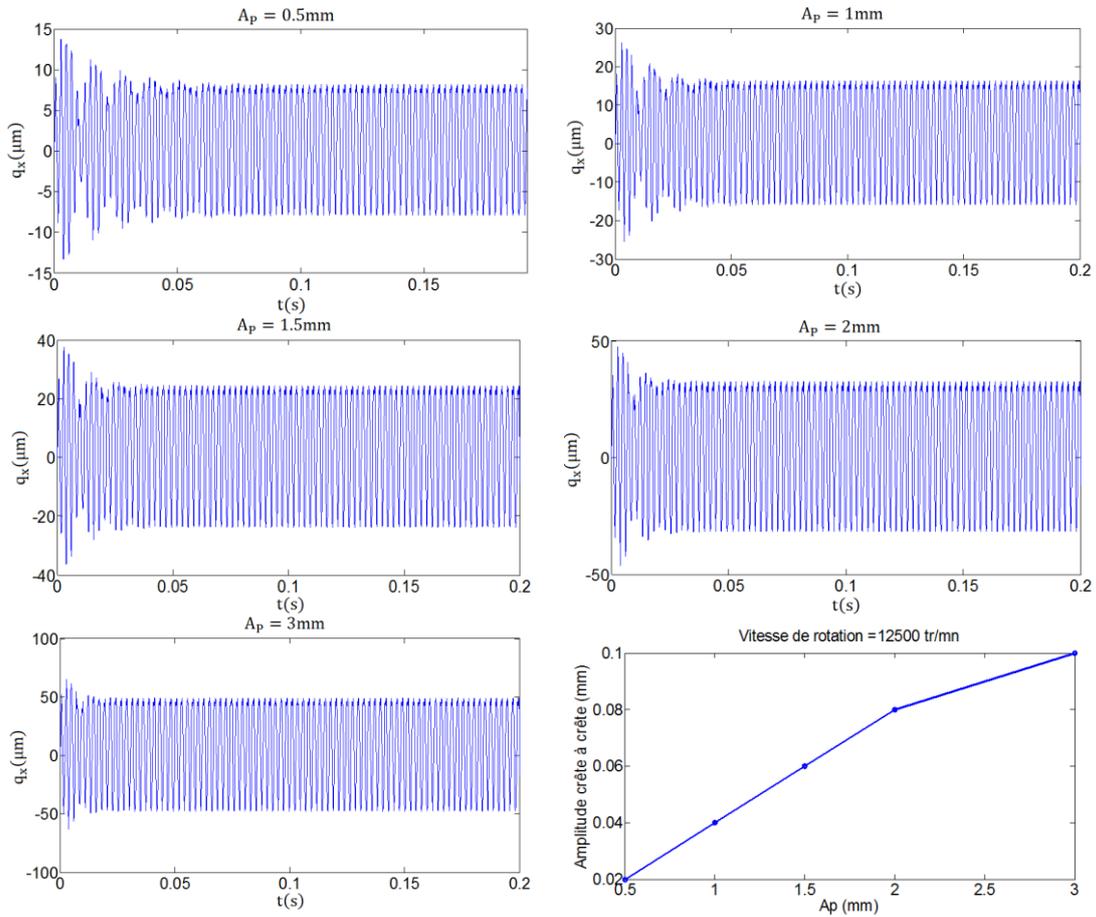


Figure IV.3 : Simulation temporelle pour $\omega = 12500 \text{ tr/mn}$

On constate qu'à la vitesse de broche $\omega = 12500 \text{ tr/mn}$ et pour différentes valeurs de profondeur axiale (Figure IV.3), la valeur du déplacement est importante au début et ensuite elle diminue jusqu'à une valeur stable, expliquant la diminution de l'amplitude de vibration, alors l'usinage est stable le critère crête à crête est utilisé pour déterminer la stabilité ou l'instabilité du fraisage

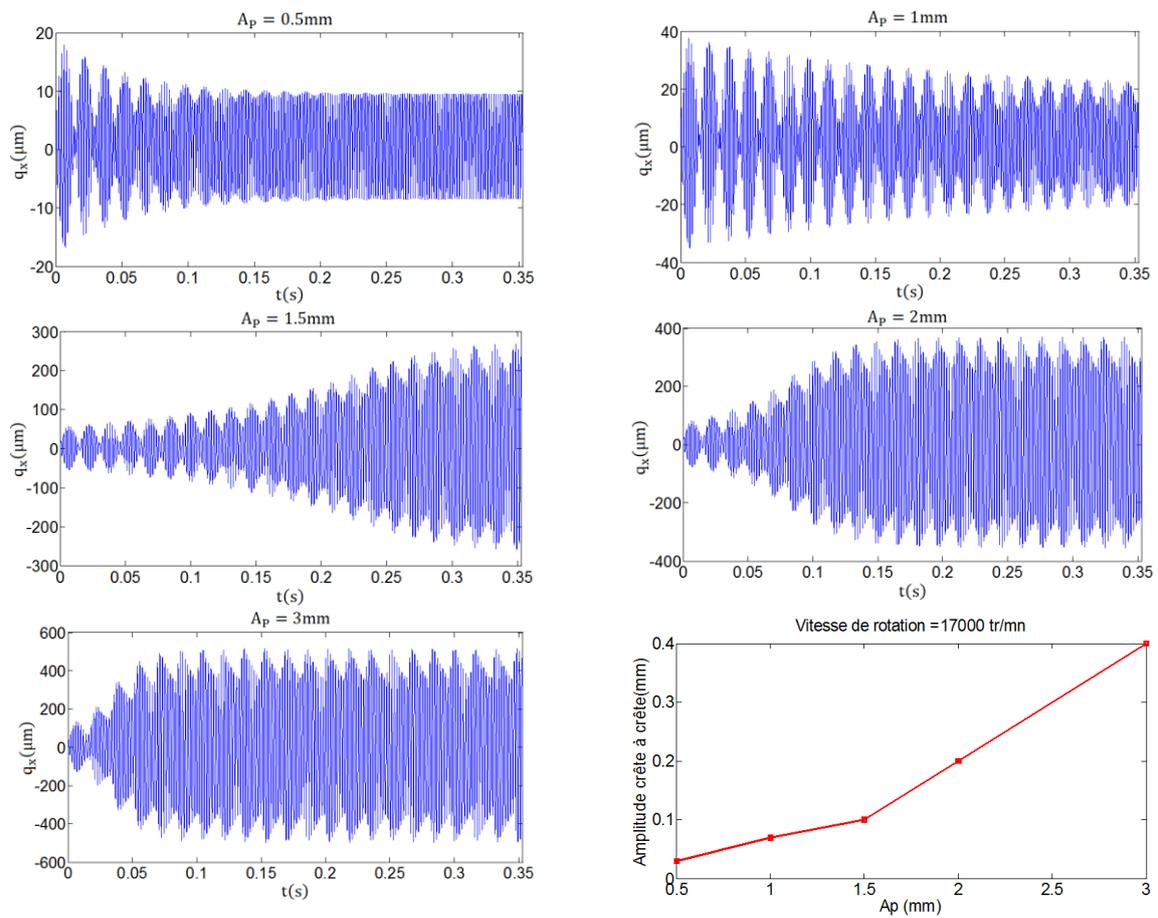


Figure IV.4 : Simulation temporelle pour $\omega = 17000 \text{ tr/mn}$

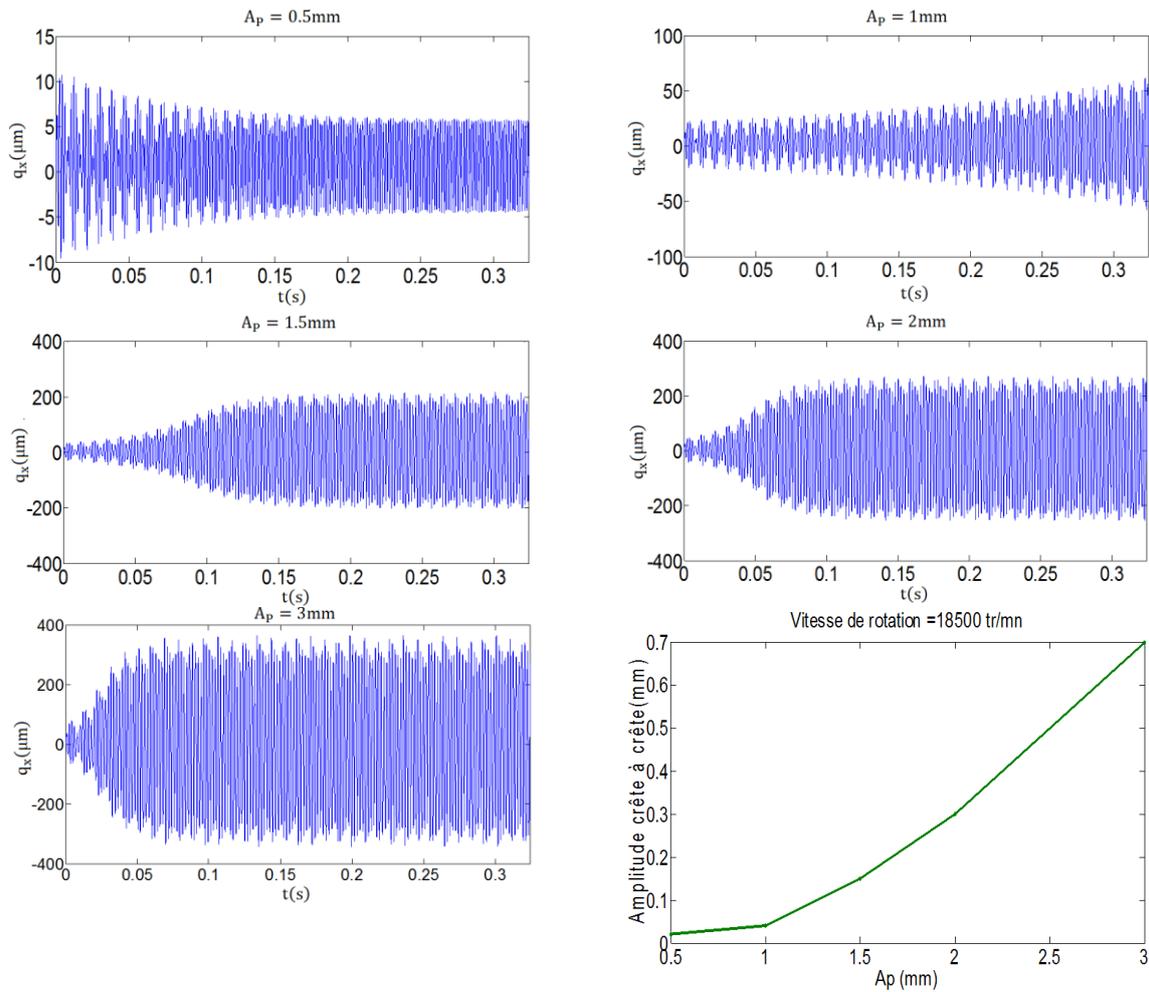


Figure IV.5 : Simulation temporelle pour $\omega = 18500 \text{ tr/mn}$

Bien que ce critère ne donne pas exactement la limite de stabilité, il est très pratique car il donne la limite de l'amplitude de vibration de l'usinage et il est facile à calculer. Ainsi, l'usinage est considéré comme stable si l'amplitude crête à crête diminue jusqu'à une valeur constante et au contraire si cette amplitude augmente l'usinage est instable.

Si la vitesse de rotation de la broche est importante (Figure. IV.4, à VI.6), au-delà d'une partie linéaire, l'amplitude du déplacement augmente considérablement, correspondant à l'apparition du broutage à la profondeur critique de coupe, on obtient l'instabilité de l'usinage.

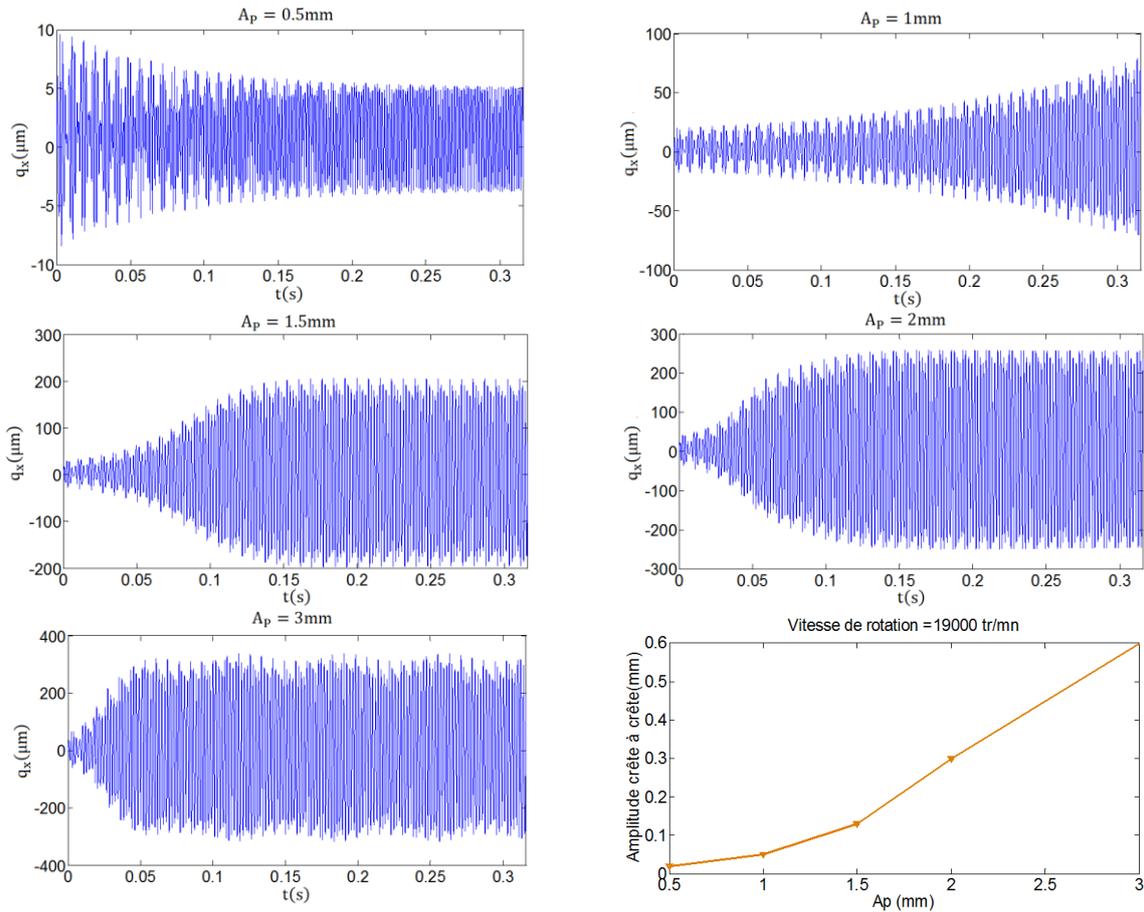


Figure IV.6 : Simulation temporelle pour $\omega = 19000 \text{ tr/mn}$

IV.4.1.2 Comparaison entre les deux méthodes (SD, DDE)

Une première étude est effectuée pour un usinage à vitesse constante. Les lobes de stabilité obtenus par la semi-discrétisation sont présentés sur le graphique de la figure IV.2. Les résultats de la simulation temporelle sont présentés sur les graphiques de la figure IV.3, IV.4, IV.5, IV.6 pour une vitesse de rotation égale à 12500 tr/mn , 17000 tr/mn , 18500 tr/mn , et 19000 tr/mn . L'évolution de l'amplitude crête à crête du déplacement est présentée pour quatre vitesses de rotation spécifiques.

La figure IV.5 représente une comparaison entre les deux méthodes (simulation temporelle et semi-discrétisation), les résultats de la simulation temporelle sont reportés sur le graphe. Ainsi, pour les deux vitesses de la broche $\omega = 12500 \text{ tr/mn}$ et $\omega = 18500 \text{ tr/mn}$, pour les cinq valeurs de la profondeur de passe axiale, l'usinage est dans la zone de stabilité

relativement aux deux méthodes. Par contre, pour une vitesse $\omega = 17000 \text{ tr/mn}$, et $\omega = 19000 \text{ tr/mn}$ les résultats des deux méthodes sont en concordance sauf pour $A_p = 1.5 \text{ mm}$, pour lequel l'usinage est considéré comme stable via la méthode SD et instable via la deuxième méthode.

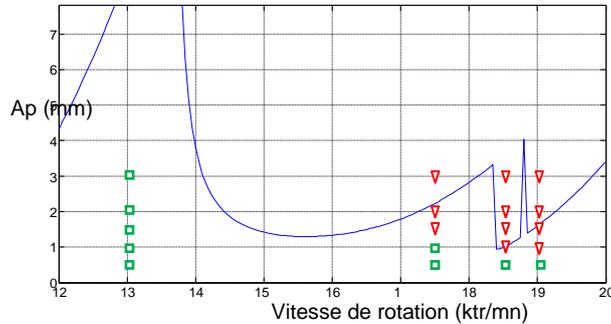


Figure IV.7 : Comparaison entre lobes de stabilité et la simulation temporelle, $i_0 = 30^\circ$; $f_t = 0.1 \text{ mm}$; $N_t = 2 \text{ dent}$; $\omega_{min} = 12000 \text{ tr/mn}$; $\omega_{max} = 20000 \text{ tr/mn}$; $\theta_e = 0^\circ$; $\theta_s = 19.5^\circ$

IV.4.1.3 Analyse de la sensibilité paramétrique

a- Influence du nombre de dent

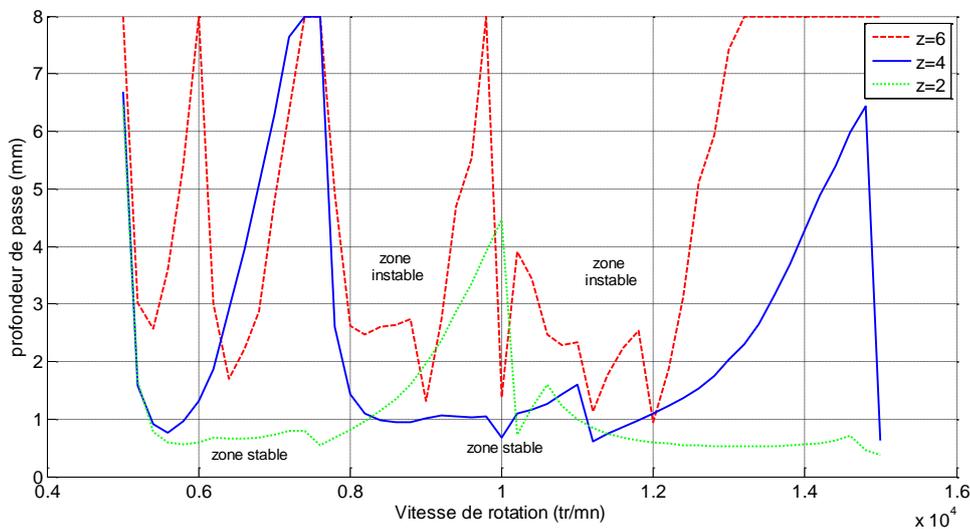


Figure IV.8 : Influence de nombre de dent sur la stabilité de l'usinage $R = 6.35e - 3 \text{ mm}$; $\phi_n = 15^\circ$; $i_0 = 30^\circ$; $f_t = 0.1 \text{ mm/dent}$; $\omega_{min} = 5000 \text{ tr/mn}$; $\omega_{max} = 15000 \text{ tr/mn}$; $\theta_{en} = 0^\circ$; $\theta_{st} = 19.57^\circ$;

On constate dans la Figure IV.8 que l'augmentation du nombre de dents de la fraise a un effet sur les efforts de coupe qui diminuent au fur à mesure. Cela nous permet de dire qu'une augmentation du nombre de dents sur les outils monoblocs peut augmenter considérablement la qualité de l'usinage suite à la réduction des efforts de coupe. Bien sûr ces

modifications doivent tenir compte du respect d'un diamètre minimum de l'âme de la fraise garantissant sa rigidité et des possibilités d'usinage en rectification pour la réalisation d'outils de petits diamètres.

b- Influence de l'angle de l'hélice de la fraise

La figure IV.9 représente les lobes de stabilité pour différentes valeurs de l'angle d'hélice. Les paramètres dynamiques de la coupe sont trouvés dans le tableau IV.1.

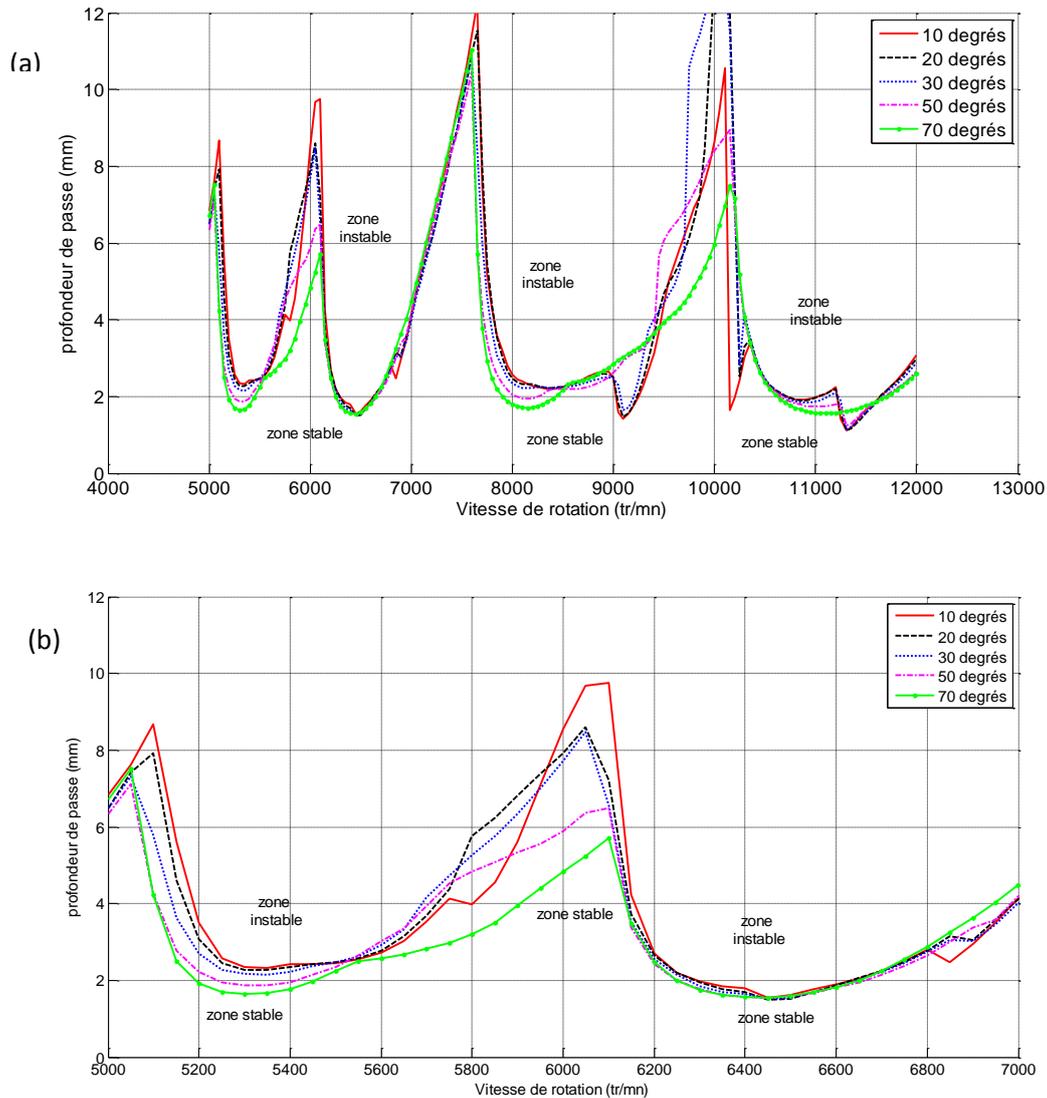


Figure IV.9 : Influence de l'angle de l'hélice de la fraise

$$R = 6.35\text{mm}; \phi_n = 15^\circ, N_t = 2 \text{ dent}; f_t = 0.1 \text{ mm/dent}; \theta_{en} = 0^\circ; \theta_{st} = 19.57^\circ;$$

On constate sur la Figure IV.9 que pour le cas de fraisage en opposition, l'augmentation de l'angle d'hélice fait augmenter la zone de stabilité, à l'inverse de la zone d'instabilité de la coupe qui diminue, on peut dire que l'augmentation de l'angle de l'hélice de la fraise réduit les déplacements lors du fraisage périphérique ; ce qui permet l'amélioration de la qualité des surfaces obtenues par ce processus de fraisage.

c- Influence de l'avance par dent

La Figure IV.10 représente les lobes de stabilité pour différentes valeurs de l'avance par dent.

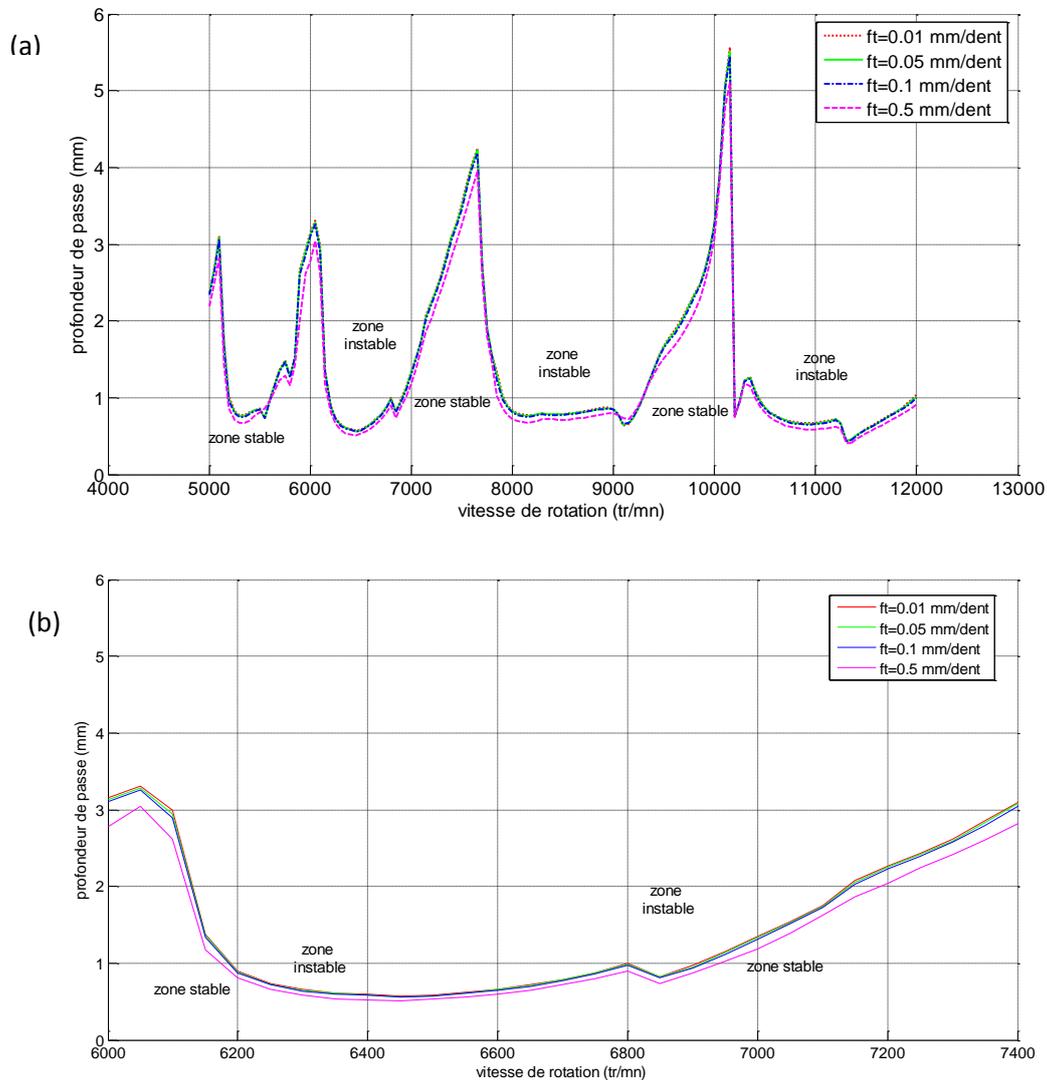


Figure IV.10 : Influence de l'avance par dent

$$R = 6.35\text{mm}; \phi_n = 15^\circ, N_t = 1 \text{ dent}; i_0 = 30^\circ; \theta_{en} = 0^\circ; \theta_{st} = 19.57^\circ;$$

On constate que l'augmentation de l'avance par dent f_t s'accompagne de l'augmentation des efforts de coupe suivant les trois directions, Figure IV.10 ; est ceci à un lien direct avec l'épaisseur de copeau non déformé qui augmente proportionnellement.

De la Figure IV.10 on remarque dans le cas de fraisage en opposition que l'augmentation de l'avance par dent fait diminuer la zone de stabilité, à l'inverse la zone d'instabilité de la coupe augmente.

d- Influence le rayon d'outil

La Figure IV.11 représente les lobes de stabilité pour trois valeurs de diamètre de l'outil.

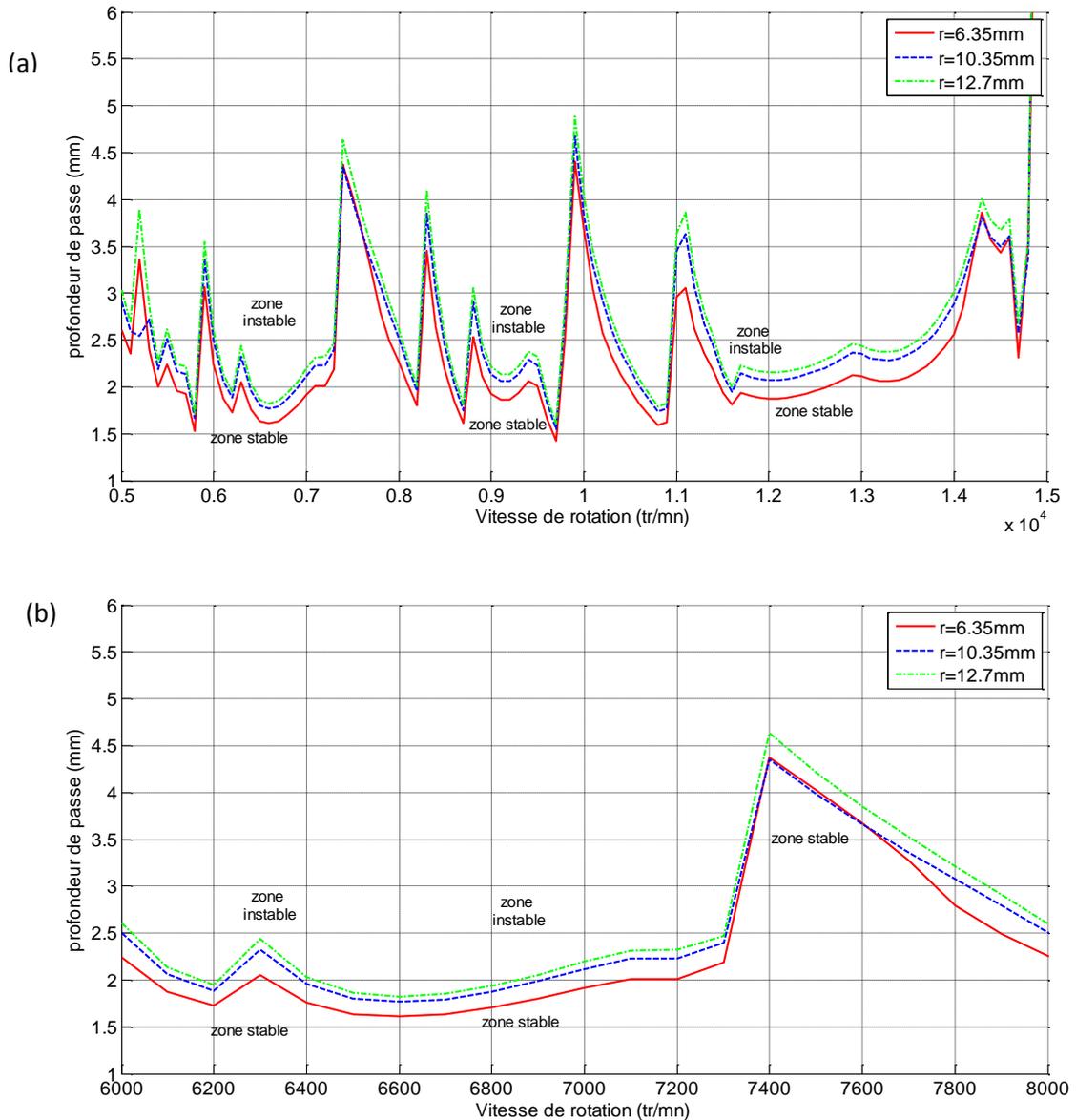


Figure IV.11 : Influence de diamètre de la fraise

$$R = 6.35\text{mm}; \phi_n = 15^\circ; N_t = 2 \text{ dent}; f_t = 0.1 \text{ mm/dent}; \theta_{en} = 0^\circ; \theta_{st} = 19.57^\circ;$$

Les lobes de stabilité de la Figure IV.11 montrent qu'à chaque fois qu'on augmente le diamètre de la fraise, on obtient des zones de stabilité plus larges.

IV.4.2 Cas d'un outil sphérique

IV.4.2.1 Description des surfaces de référence

La géométrie des surfaces de référence (initiale et nominale) est décrite à la Figure IV.12. La pièce initiale est un parallélépipède rectangle de hauteur (H_0) (axe Z), de la longueur (L_0) (Axe X) et de largeur W_s (axes-Y). Les deux arcs de cercle formant la surface nominale ont ici le même rayon de courbure noté (R_s), l'un est concave et centré en (C_1) et

l'autre convexe centré en (C_2) . La différence d'altitude entre la surface initiale supérieure et la surface nominale est notée (ΔZ) et varie continûment entre une valeur minimum au sommet de l'arc convexe centré en (C_1) et une valeur maximum au fond de l'arc concave centré en (C_2) . Ces valeurs extrêmes, notées ΔZ_{min} et ΔZ_{max} , respectivement correspondent aux valeurs extrêmes de la profondeur de passe axiale de tout le long du trajet si la surface est usinée en une seule étape (étape de finition). La même valeur (ΔZ) est choisie à l'entrée et à la sortie de la pièce. Cette valeur est noté (ΔZ_0) est vérifié la relation :

$$\Delta Z_0 = (\Delta Z_{max} + \Delta Z_{min}) / 2 \quad (4.2)$$

Le rayon de courbure (R_s) associé à ces dimensions peut être calculé à partir de l'équation :

$$R_s = \frac{(L_0/4)^2 + (\Delta Z_{max} - \Delta Z_0)^2}{2 \times (\Delta Z_{max} - \Delta Z_0)} \quad (4.3)$$

IV.3.2.2 Trajectoire et paramètres d'avance

L'avance est fixée dans le plan (X, Z) , Fig. IV.12, la trajectoire est définie ici par le calcul de la surface offset ce qui évite d'explicitier la surface nominale. Concernant la trajectoire finale représentée à la Figure IV.13 le point piloté est alors le point C, centre de la partie hémisphérique ce qui permet de déduire le trajet de l'outil en soustrayant ou en ajoutant le rayon nominal R_s de l'outil au rayon de courbure R_s :

$$RC_1 = R_s - R_0 \quad (4.4)$$

$$RC_2 = R_s + R_0 \quad (4.5)$$

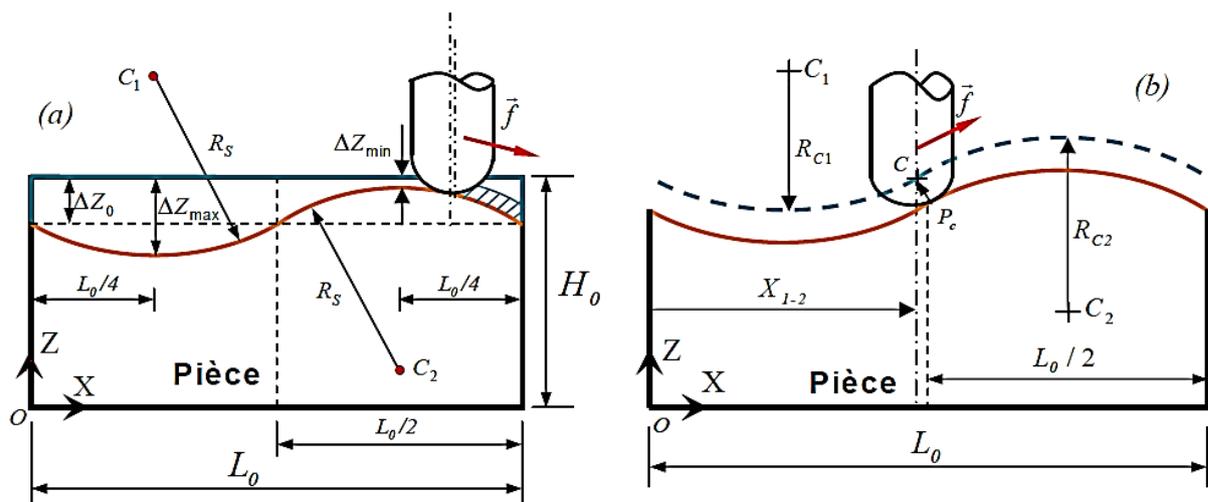


Figure IV.12 : Géométrie des surfaces de référence
 (a) Surface initiale et nominale, (b) Trajectoire d'outil

Le point de contact P_c , entre l'enveloppe de l'outil et la surface nominale doit être considéré au niveau du raccordement entre les deux arcs afin de garantir la continuité de la surface et du trajet d'outil. Le changement de trajet de référence (arc 1 ou arc 2) ne se produit pas à $L_0/2$

Mais à une distance notée X_{1-2} égale :

$$X_{1-2} = \frac{L_0}{4} \left(2 - R_0/R_s \right) \quad (4.6)$$

L'altitude du point C dans le repère global (X, Y, Z) est définie en fonction de X_c par :

$$\text{Si } -R_0 \leq X_c \leq X_{1-2}: \quad Z_c(X_c) = H_0 + R_s - \Delta Z_{max} - \sqrt{R_{c1}^2 - \left(\frac{L_0}{4} - X_c\right)^2} \quad (4.7)$$

$$\text{Si } X_{1-2} \leq X_c \leq L_0 + R_0: \quad Z_c(X_c) = H_0 - R_s - \Delta Z_{max} + \sqrt{R_{c1}^2 - \left(\frac{L_0}{4} - X_c\right)^2} \quad (4.8)$$

Le trajet d'outil est considéré pour $-R_0 \leq X_c \leq L_0 + R_0$ afin de gérer un trajet continu lors de l'engagement de la fraise dans la pièce au niveau des surfaces libres. Les dimensions de la pièce parallélépipédique initiale ont été présentées auparavant dans la Figure IV.13 pour l'opération de finition, l'origine du repère pièce (X, Y, Z) étant prise en O (0, 0, 0)

$X_c = 0, L_0 = 50 \text{ mm}, Y_0 = 0, W_0 = 50 \text{ mm}, Z_0 = 0, H_0 = 20 \text{ mm}$

La forme des vagues décrites est fixée par les valeurs des profondeurs de passes extrêmes ΔZ_{max} et ΔZ_{min} : $\Delta Z_{max} = 3 \text{ mm}$ et $\Delta Z_{min} = 0.2 \text{ mm}$

Les paramètres qui en découlent sont (4.2), (4.6) Figure IV.13 :

$\Delta Z_0 = 1.6 \text{ mm}, R_s = 56.5 \text{ mm}, R_{c1} = 50.5 \text{ mm}, R_{c2} = 62.5 \text{ mm}$ et $X_{1-2} = 23.67 \text{ mm}$

Pour un pas de $\Delta X_c = 0.5 \text{ mm}$, la trajectoire de l'outil est illustrée sur la figure ci-dessous

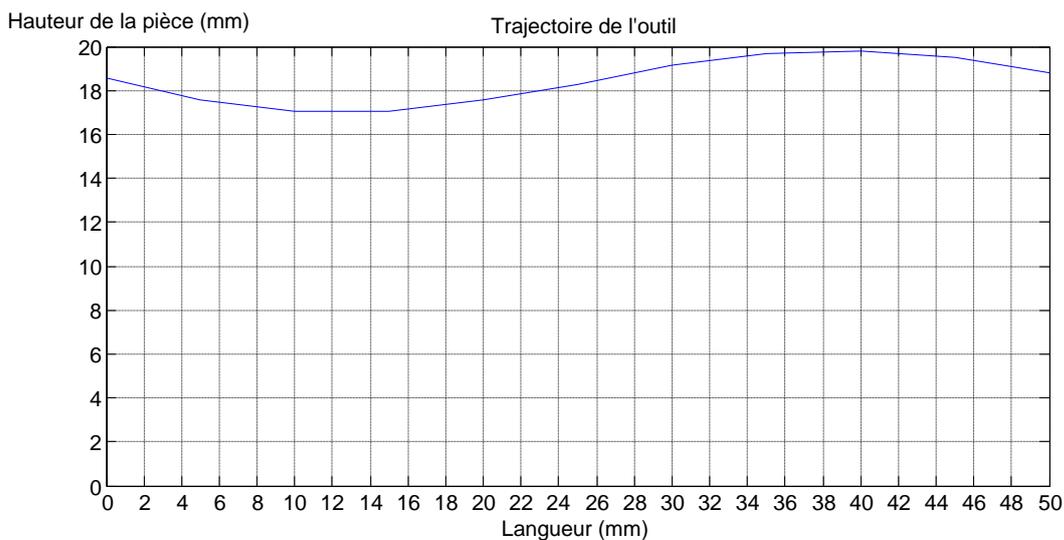


Figure IV.13 : Discrétisation de la trajectoire de l'outil en 100 segments de droites

IV.3.2.3 Cas de fraisage des plans inclinés

Ces tests permettant de valider le modèle dans des cas types d'inclinaison continuent pour différents engagements de matière. Ils valident en particulier les équations de calcul d'efforts. Dans ce cas d'usinage, l'outil utilisé est l'outil hémisphérique pour une opération de finition ou demi-finition sur un plan incliné pour un cas d'un usinage en descendant (voir la Figure IV.14 (a)) et un usinage en montant (voir la Figure IV.14 (b)). La surface est généralement obtenue en montant ou en descendant en suivant sa pente (« ramping » ou copiage)

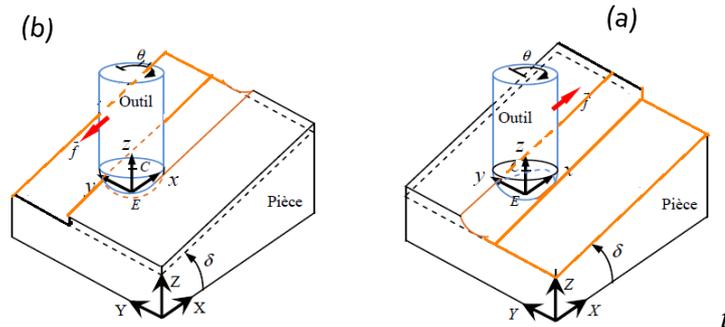


Figure IV.14 : Fraisage de plans inclinés

Le modèle proposé de prédiction de stabilité de coupe : usinage en montant et usinage en descendant, dans le matériau (aluminium 6061-T6) et avec un outil hémisphérique monobloc en carbure de tungstène et dont les caractéristiques sont les suivantes :

$D_0 = 12 \text{ mm}$; $Z = 2$ dents ; angle d'inclinaison $\delta = 19^\circ$; et angle de coupe $\phi_n = 8^\circ$.

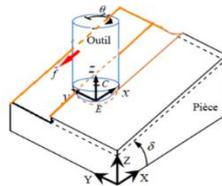
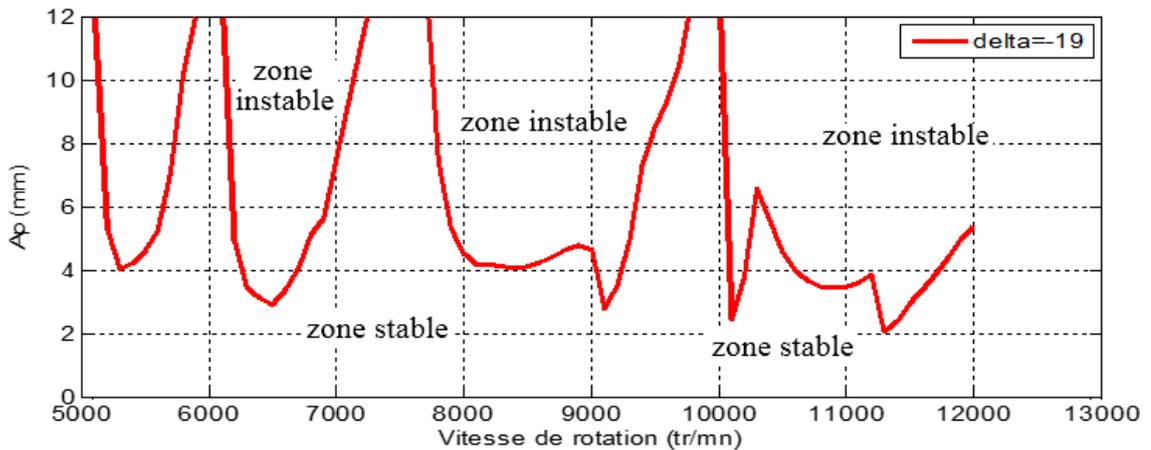


Figure IV.15 : Lobes de stabilité pour le cas d'un copiage en descendant

$R_0 = 6 \text{ mm}$; $\phi_n = 8^\circ$; $i_0 = 25^\circ$; $f_t = 0.1 \text{ mm/dent}$; $N_t = 2 \text{ dent}$; $\omega_{min} = 5000 \text{ tr/mn}$;
 $\omega_{max} = 12000 \text{ tr/mn}$; $\theta_{en} = 0^\circ$; $\theta_{st} = 19.57^\circ$; $\delta = -19^\circ$

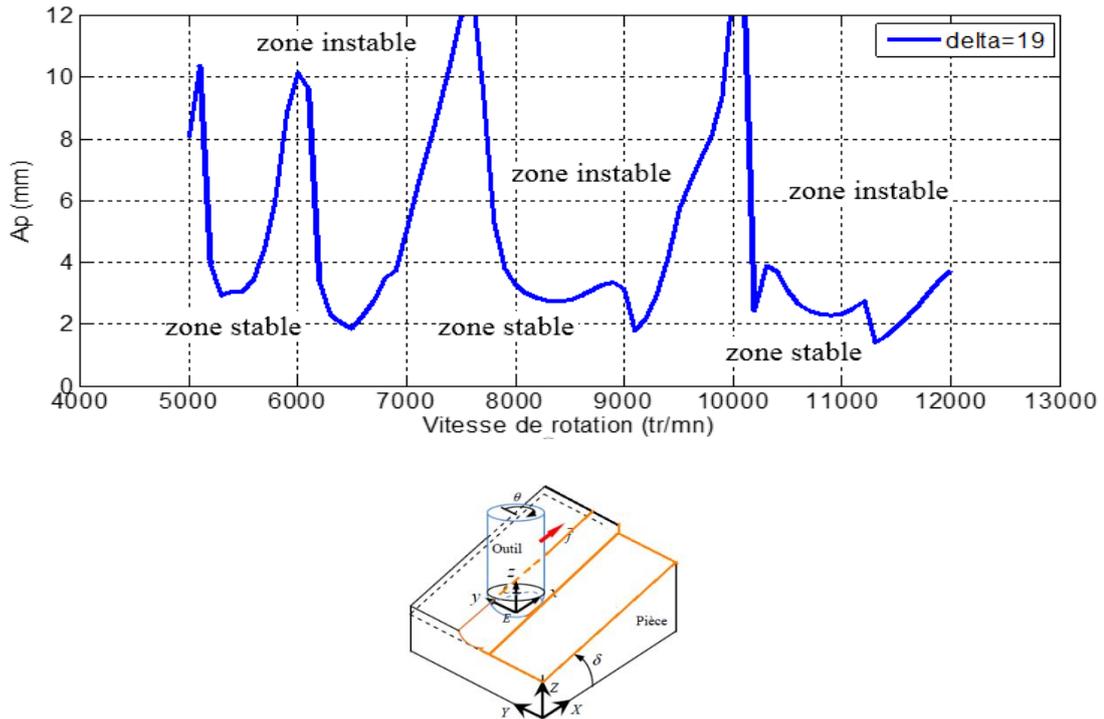
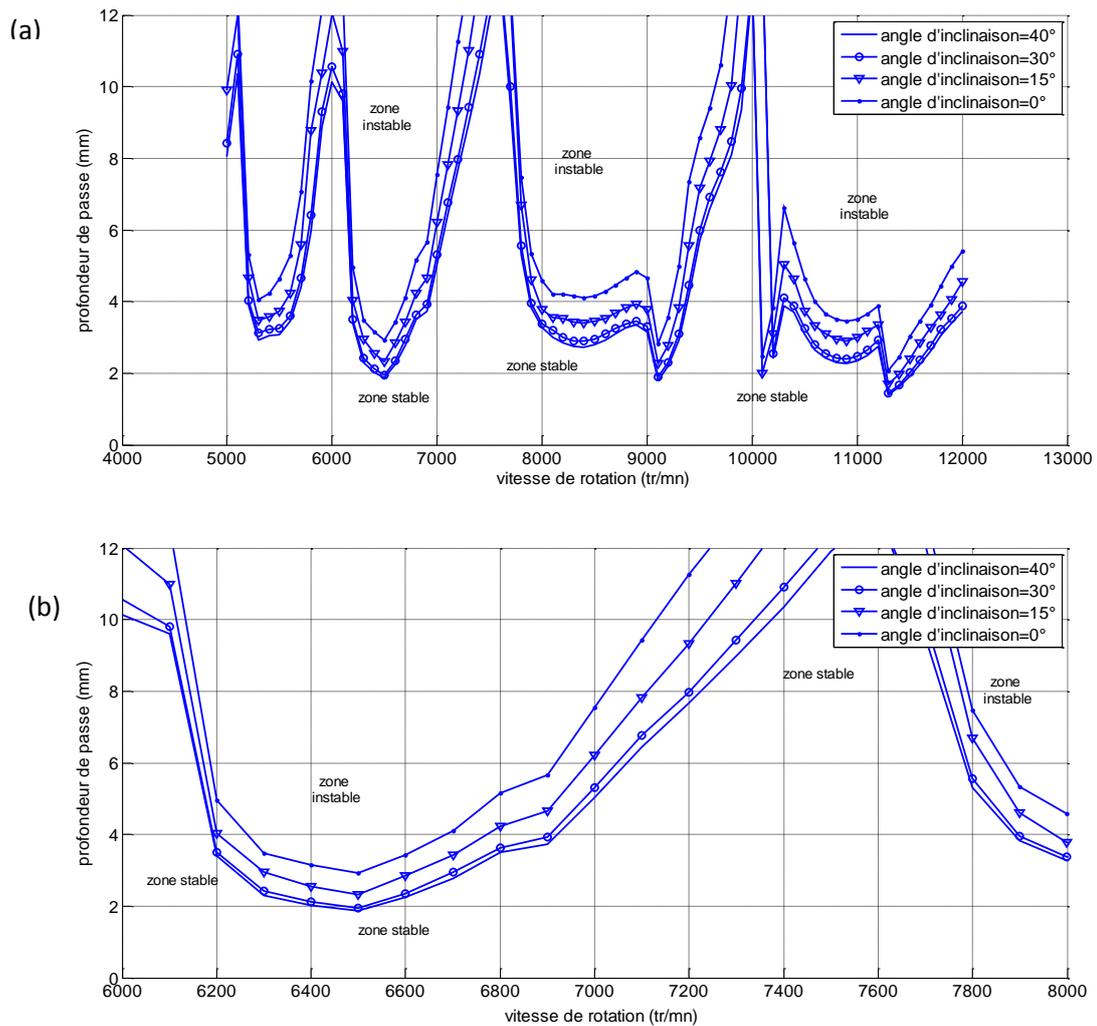


Figure IV.16 : Lobes de stabilité pour le cas d'un copiage en montante

$$R_0 = 6 \text{ mm}; \phi_n = 8^\circ; i_0 = 25^\circ; f_t = 0.1 \text{ mm/dent}; N_t = 2 \text{ dent}; \omega_{min} = 5000 \text{ tr/mn}; \\ \omega_{max} = 12000 \text{ tr/mn}; \theta_{en} = 0^\circ; \theta_{st} = 19.57^\circ; \delta = 19^\circ$$

Dans ce cas, les simulations sont effectuées concernant le plan incliné ascendant et le plan incliné descendant pour le même angle ($\delta=19^\circ$) et en considérant l'outil hémisphérique (figure IV.14). Les lobes de stabilité obtenus sont présentés par les figure IV.15 et IV.16. La forme des lobes de stabilité reste la même pour les deux plans, mais la profondeur de coupe limitée est différente, expliquant que la zone de stabilité est importante pour le fraisage en descendant vers le bas (figure IV.15) par rapport au fraisage en montante (figure IV.16). À titre d'exemple, à une vitesse de rotation de $\omega = 9100 \text{ tr/mn}$, la profondeur de coupe est de $A_p = 2.2 \text{ mm}$ pour l'usinage en descendant et de $A_p = 1.9 \text{ mm}$ pour l'usinage en montante. Par conséquent, les forces de coupe pour l'usinage en montante sont plus importantes que pour l'usinage en descendant, mêmes résultats obtenus expérimentalement (Fontaine et al., 2007). La méthode est alors validée pour une trajectoire de ligne droite.

a- Influence de l'inclinaison outil/pièce (δ)

Figure IV.17 : Influence de l'angle de l'inclinaison outil/pièce (δ)

$$R = 6.35\text{mm}; \phi_n = 15^\circ; N_t = 2 \text{ dent}; f_t = 0.1 \text{ mm/dent}; \theta_{en} = 0^\circ; \theta_{st} = 19.57^\circ;$$

On constate sur la Figure IV.17 que pour le fraisage en montante, l'augmentation de l'angle d'inclinaison de la pièce à usiner (δ) influe directement sur les valeurs des efforts de coupe (F_x , F_y). On constate que lorsque l'angle d'inclinaison augmente la zone de stabilité diminue.

IV.3.2.4 Cas de fraisage d'une surface de deux arcs

Comme le montre la figure. IV.18, en considérant la trajectoire de l'outil pour le fraisage 3 axes de cette forme complexe, cette trajectoire est sous la forme de deux ondes ; onde concave et onde convexe afin d'avoir les différents types de fraisage en descendant, plan et en montant, la trajectoire est divisée en plusieurs segments rectilignes afin d'avoir la forme d'interpolation linéaire. Pour simplifier les calculs, il est nécessaire d'augmenter le pas de la

trajectoire à $\Delta X_c = 5mm$ La figure IV.18 montre la trajectoire de l'outil sous forme de dix segments d'interpolation linéaire.

La variation de la longueur utile de l'outil en fonction de la CL, nous avons dix valeurs correspondant à dix points de segments d'interpolation, la longueur utile varie entre $L = 0.29 mm$ (valeur min) et $L = 2.1 mm$ (valeur max) est montrée dans la figure IV.19.

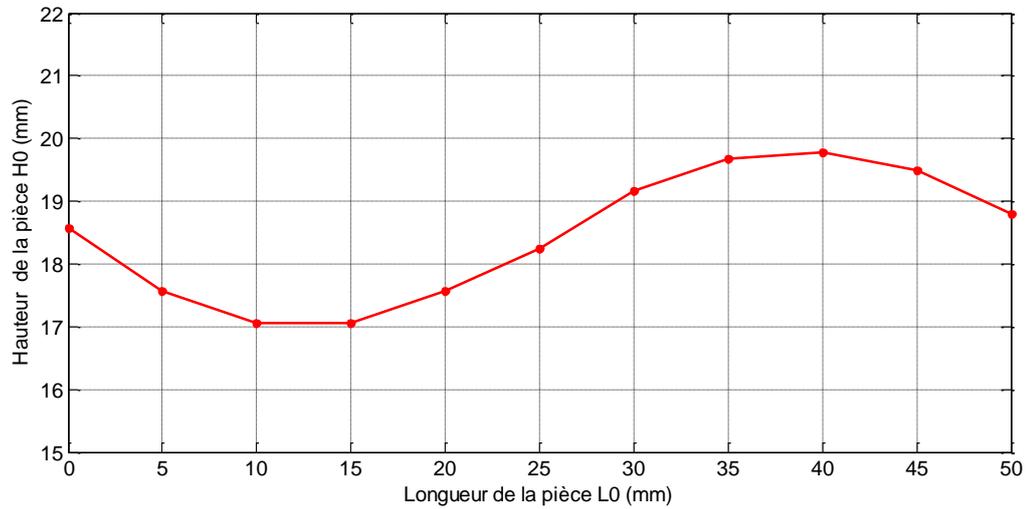


Figure IV.18 : Discretisation de la trajectoire de l'outil en 10 segments

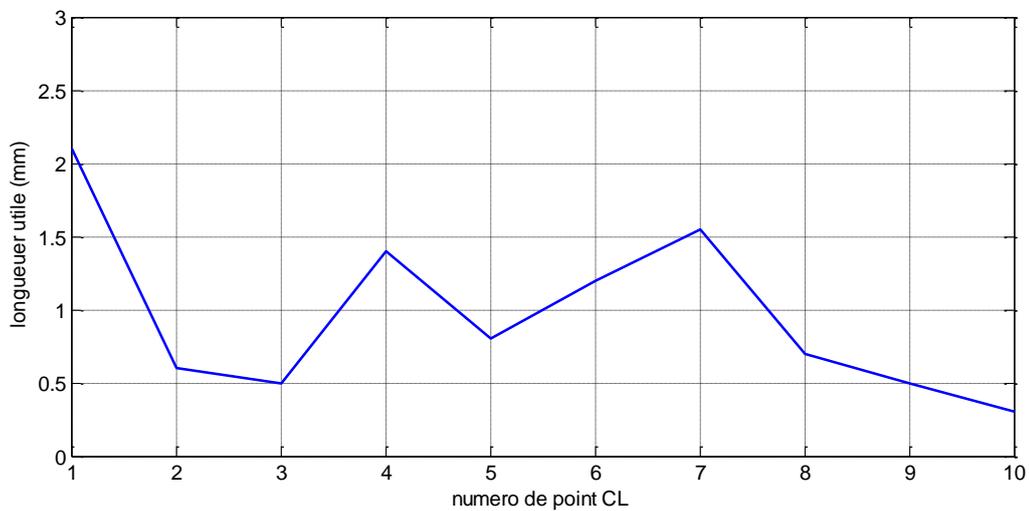


Figure IV.19 : Variation de la longueur utile de l'outil en fonction de segment

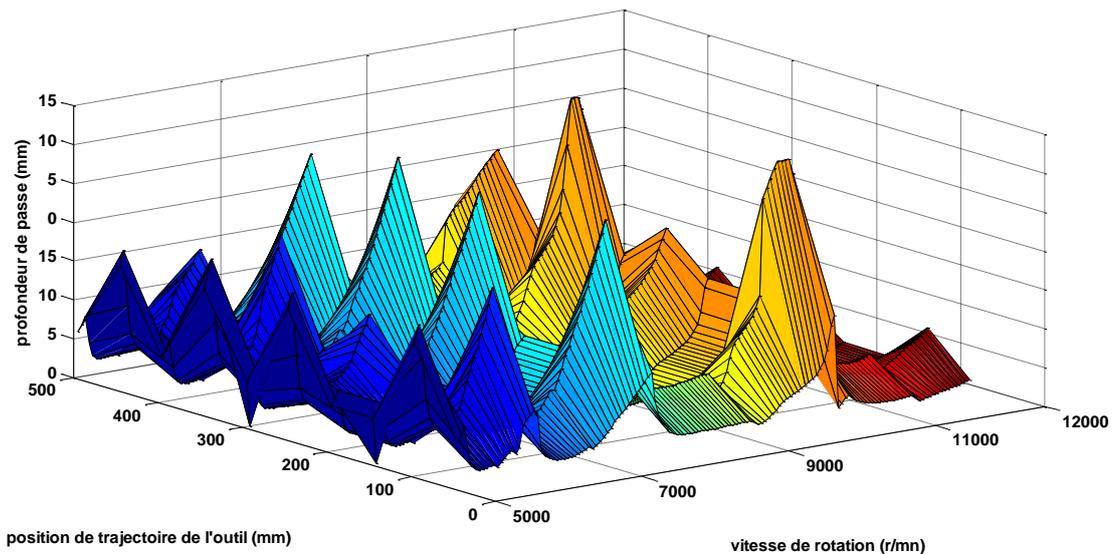


Figure IV.20 : Lobes de stabilité pour le cas du fraisage 3 axes d'une surface gauche
 $R_0 = 6 \text{ mm}$; $\phi_n = 8^\circ$; $i_0 = 25^\circ$; $f_t = 0.1 \text{ mm/dent}$; $N_t = 2 \text{ dent}$; $\omega_{min} = 5000 \text{ tr/mn}$;
 $\omega_{max} = 12000 \text{ tr/mn}$; $\theta_{en} = 0^\circ$; $\theta_{st} = 19.57^\circ$;

Les lobes de stabilité en trois dimensions pour le fraisage trois axes de forme complexe sont calculés sur la base du modèle proposé, et présentés comme indiqué sur la figure IV.20.

La trajectoire est conçue en quatre zones ;

Dans le cas du fraisage en descendant vers le bas $[0, 100 \text{ mm}]$ et $[400 \text{ mm}, 500 \text{ mm}]$ la marge de stabilité est grande pour les différentes valeurs de vitesse, par contre pour la zone $[150 \text{ mm}, 400 \text{ mm}]$ arc concave (fraisage en ascendant) la marge de stabilité va diminuer à une certaine valeur, pour la zone $[100 \text{ mm}, 150 \text{ mm}]$ fraisage d'une surface plane, l'usinage est plus stable par rapport aux deux cas précédents.

Selon les résultats trouvés, nous remarquons que pour le cas de cette pièce nous devons éviter les deux marges de vitesse $[6000 \text{ tr/mn}, 7000 \text{ tr/mn}]$ et $[11000 \text{ tr/mn}, 12000 \text{ tr/mn}]$ qui correspondent à une très petite marge de stabilité, et si l'on veut avoir un usinage stable, sans broutage régénératif d'une pièce de forme complexe, il faut donc toujours prendre la profondeur de coupe en relation avec la vitesse de rotation pour la plus petite zone de stabilité de toute la pièce. Si notre fraiseuse est équipée d'un système de variation automatique de la vitesse de l'outil, nous pouvons modifier la vitesse de rotation le long de la trajectoire.

IV.4 Conclusion

Dans la première partie de ce chapitre, en utilisant le logiciel « Matlab » avec tous les développements qu'on a faits, nous avons :

On a prédit le comportement dynamique de la fraise lors de l'opération du fraisage, pour différents paramètres de coupe. On a validé les résultats de simulation obtenus par une comparaison avec l'étude expérimentale (Davies et al., 2002), puis trouvait une bonne concordance avec les résultats expérimentaux. Ces prédictions sont représentées sous forme des courbes temporelles, qui nous ont donné les résultats des déplacements de la pièce et de l'outil.

Suite aux résultats trouvés, nous ont été constatées les conclusions suivantes :

- L'augmentation de la profondeur de passe axiale réduit la stabilité de l'usinage.
- La vitesse de rotation de la broche influe sur la stabilité d'usinage ; si elle correspond à une des fréquences propres de la machine-outil : l'usinage devient instable si les déplacements de la fraise atteignent des valeurs maximales (dépend des valeurs de la masse, de la raideur et du coefficient d'amortissement de la machine-outil),
- Le choix de la profondeur de passe axiale au-dessus des lobes de stabilité, qui caractérisent ce processus, conduit à un usinage instable.
- L'augmentation du nombre des dents de la fraise peut conduire aussi à un usinage stable.
- L'augmentation de l'angle de l'hélice de la fraise diminue les vibrations de l'usinage et rend l'usinage plus stable.
- L'augmentation de l'avance par dent augmenté les vibrations de l'usinage et rend l'usinage plus instable.
- L'augmentation du diamètre de la fraise diminue les vibrations de l'usinage et rend l'usinage plus stable.

Le nouveau modèle développé permet de tracer les graphes des lobes de stabilité pour le cas du fraisage 3 axes des formes gauches, basé sur le modèle de discrétisation de la géométrie de l'outil hémisphérique. Considérant que la trajectoire d'outil en fraisage 3 axes des formes gauches est sous une forme d'interpolation linéaire (segment de droite), et dont le calcul des lobes de stabilité en relation devient plus simple. Les recherches ont montré que l'angle d'inclinaison de la surface a une influence significative sur la stabilité de l'usinage. Une meilleure stabilité a été observée lors du fraisage d'une surface en double arc lorsque l'angle d'inclinaison est petit. On constate que si on désire avoir un usinage stable d'une surface

gauche, on doit toujours prendre la profondeur de passe relative à la vitesse de rotation dans la zone stable des lobes de stabilité. Le modèle du fraisage 3 axes avec un outil hémisphérique et une pièce en aluminium du type 6061-T6 peut être utilisés pour l'usinage d'autres matériaux, avec des outils et des conditions de coupe différents.

Cette approche de modélisation est utile pour : acquérir une compréhension des phénomènes de coupe, simuler le processus d'usinage, améliorer l'intégrité de la surface, augmenter la durée de vie de l'outil, et optimiser la stabilité et la productivité avec les conditions de coupe. Cette approche de modélisation est utile pour : gagner en compréhension des phénomènes de coupe, améliorer l'intégrité de surface, augmenter la durée de vie de l'outil et optimiser la stabilité et la productivité avec les conditions de coupe.

Conclusion Générale et Perspectives

Ce travail prend en charge l'étude des cas de vibrations en usinage auto-entretenues régénératives, nous nous intéressons :

Le premier cas concerne la modélisation du broutement lors du processus du fraisage en régime dynamique, à deux degrés de liberté, dont la résolution des équations régissant le mouvement de la fraise et la pièce, présentées sous forme d'équations différentielles ordinaires, de second ordre, d'un terme retard. Cette résolution était établie par la fonction DDE23, existant dans le logiciel Matlab. Le choix de la méthode numérique est justifié par l'augmentation de la précision dans la détermination instantanée du comportement de l'outil fraise.

L'analyse des résultats de la simulation a permis de confirmer que l'augmentation de la profondeur de passe axiale réduit considérablement la stabilité de l'usinage. Par contre, l'augmentation de l'avance de la dent accroît le déplacement de la fraise et de la pièce.

Le deuxième cas concerne la modélisation du broutement lors du processus de fraisage en régime dynamique, en présence de l'effet régénératif. Il est basé sur la discrétisation de l'outil, en plusieurs tranches d'épaisseurs égales, le long de l'axe de la fraise, en utilisant le modèle des efforts de coupe suscité. Les équations de mouvement, régissant le mouvement de la fraise et la pièce, sont présentées sous forme d'équations différentielles ordinaires de second ordre de deux termes de retard. La simulation par le modèle de semi-discrétisation permet de tracer les lobes de stabilité et de donner la possibilité de voir l'influence de chaque paramètre de coupe sur le comportement dynamique de la fraise et l'outil, tel que :

- La vitesse de rotation de la broche influe sur la stabilité d'usinage, si elle correspond à une des fréquences propres de la machine-outil. Les déplacements de la fraise peuvent atteindre des valeurs maximales où l'usinage devient instable ;
- L'augmentation de la profondeur de passe axial réduit la stabilité de l'usinage.
- Le choix de la profondeur de passe axiale au-dessus des lobes de stabilité, qui caractérisent ce processus, conduit à un usinage instable.
- L'augmentation du nombre des dents de la fraise peut conduire aussi à un usinage stable.
- L'augmentation de l'angle de l'hélice de la fraise diminue les vibrations de l'usinage et rend l'usinage plus stable.

- L'augmentation de l'avance par dent augmente les vibrations de l'usinage et rend l'usinage plus instable.
- L'augmentation du diamètre de la fraise diminue les vibrations de l'usinage et rend l'usinage plus stable.

Le troisième cas concerne la modélisation du broutement lors du processus du fraisage en régime dynamique (cas du fraisage 3 axes des formes gauches) à deux degrés de liberté. La résolution des équations par la méthode semi-discrétisation est basée sur le modèle des efforts de coupe établi dans les travaux de Fontaine et al., (2006). Considérant que la trajectoire d'outil pour le fraisage 3 axes de la forme gauche est sous une forme d'interpolation linéaire : segment de droite présenté dans la figure IV.18, le calcul des lobes de stabilité en relation sont représentées dans la figure IV.20.

Ce modèle est basé sur la discrétisation de l'outil hémisphérique, en plusieurs tranches d'épaisseurs égales, le long de l'axe de la fraise. Cette discrétisation permet de prédire et de simuler les efforts de coupe, en utilisant les différents paramètres de coupe. L'apport majeur fût alors d'utiliser les points de localisation d'outil (*CL*) venant des logiciels de FAO afin de prédire l'engagement outil matière.

De plus, les efforts de coupes locales peuvent être obtenus avec un modèle de coupe de semi-discrétisation pour des opérations d'ébauche ou de finition en fraisage à trois axes des surfaces quelconques. L'engagement de l'outil dans la matière est calculé à partir de l'intersection de ces géométries, en tenant compte de la forme initiale de la pièce, la surface à usiner ainsi que les traces laissées par l'outil lors de passages précédents (surface précédente usinée et passe précédente). La robustesse du modèle a été testée par rapport aux essais menés ; et les paramètres les plus influant sont connus et maîtrisés grâce aux travaux de Fontaine et al., (2006).

Les recherches ont montré que l'angle d'inclinaison de la surface a une influence significative sur la stabilité de l'usinage. Une meilleure stabilité a été observée lors du fraisage d'une surface en double arc lorsque l'angle d'inclinaison est petit. L'application de la condition de coupe d'avance par dent $f_t = 0.1 \text{ mm/dent}$, de profondeur de coupe axiale $A_p = 1 \text{ mm}$, et dans la plage de vitesse de coupe $[5000 \text{ tr/mn}, 12000 \text{ tr/mn}]$ a permis d'obtenir un fraisage stable (sans broutage régénératif).

Il a été montré que la stabilité du processus de fraisage avec un outil cylindrique en mode vitesse de coupe constante dépend non seulement des paramètres de coupe (ω, i_0, f_t),

mais aussi de la profondeur axiale. En conclusion, l'utilisation du critère de détection d'instabilité, basé sur l'amplitude de vibration crête à crête, permet de retrouver facilement ces résultats.

Cette approche de modélisation est utile pour acquérir une compréhension des phénomènes de coupe, simuler le processus d'usinage, améliorer l'intégrité de la surface, augmenter la durée de vie de l'outil et optimiser la stabilité et la productivité avec les conditions de coupe.

Enfin, il est précisé que les résultats trouvés pour les lobes de stabilité sont en adéquation avec les résultats de simulation et expérimentaux établis par les auteurs Davies, Pratt et al. 2002), Fontaine, Devillez et al. 2006), et (Fontaine, Moufki et al. 2007) du point de vue physique

Les perspectives de ces travaux sont une généralisation des équations notamment au niveau du balayage de la surface et de l'utilisation de la surface résultante dans le calcul d'engagement, une transposition pour divers matériaux usinés, diverses conditions de coupe et trajectoires et diverses géométries d'outil (une extension au cas du fraisage 5 axes) doivent être étudiées. Ensuite, il sera possible d'intégrer le calcul des températures au niveau du contact arête/matière.

Un autre axe consiste à améliorer la modélisation de la surface résultante et d'en extraire toutes les données nécessaires à une métrologie tridimensionnelle prédictive.

Nous pouvons dire que ce travail est purement numérique, qu'il faudra valider par des essais expérimentaux dans les mêmes conditions utilisées en simulation. Nous pourrions aussi explorer d'autres méthodes numériques pour affiner les résultats de simulation obtenus.

Références Bibliographiques

- Alammari. Y, Sanati. M, Freiheit. T, and S.S. Park., 2015. "Investigation of boring bar dynamics for chatter suppression". *Procedia Manufacturing*, 1 :768 – 778, 2015. 43rd NAMRC, United States, 8-12 June.
- Alessandro Agneni, Giuliano Coppotelli, and Chiara Grappasonni., 2012. "A method for the harmonic removal in operational modal analysis of rotating blades". *Mechanical Systems and Signal Processing*, 27(Supplement C) :604 – 618.
- Altintas Y, Ber A., 2001. "Manufacturing automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design". *Appl Mech Rev* 54(5):B84–B84.
- Altıntaş Y, Budak E ., 1995. "Analytical prediction of stability lobes in milling". *CIRP Annals* 44(1):357–362.
- Axinte. D.A., 2007. "An experimental analysis of damped coupled vibrations in broaching". *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 47(14) :2182 – 2188.
- Bart Peeters, Herman Van der Auweraer, Patrick Guillaume, and Jan Leuridan., 2004. "The PolyMAX frequency-domain method: A new standard for modal parameter estimation" *Shock and Vibration*, 11(3-4) :395–409.
- Bernard. A. 2003. "Fabrication assistée par ordinateur", *Hermès Science*.
- Brincker. R L. Zhang, and P. Andersen., 2000. "Modal Identification from Ambient Responses using Frequency Domain Decomposition", 293, volume 4062 of *Society of Photo-Optical Instrumentation Engineers* (SPIE) Conference Series, page 625.
- Brincker. R, Andersen. P, and N. Moller., 2000. "An indicator for separation of structural and harmonic modes in output-only modal testing". *In Proceedings of IMAC XVIII*.
- Brincker. R, Ventura. C. E, and P. Andersen., 2001. "Damping estimation by frequency domain decomposition". *In Proceedings of IMAC 19*, pages 698–703, United States, . Society for Experimental Mechanics.
- Brown. D. L, Allemang. R. J. Ray Zimmerman, and M. Mergeay., 1979. "Parameter estimation techniques for modal analysis". *In SAE Technical Paper.SAE International*.
- Caixu YUE, Haining GAO, Xianli LIU, Steven Y. LIANG, and Lihui WANG., 2019. "A review of chatter vibration research in milling". *Chinese Journal of Aeronautics*, 32(2) :215 –242.
- Chen C-K, Tsao Y-M., 2006. "A stability analysis of regenerative chatter in turning process without using tailstock". *Int J Adv Manuf Technol* 29(7):648–654.
- Choi. B.K, Jerard, R.B 1998. "Sculptured Surface Machining", *Kluwer Academic Publishers*
- Claude. J.-P. and Y. Soucy., 2007. "Modal testing of a space manipulator simulator". *InI Conference IMAC-XXV*, pages 1–10.
- Cole. H. A., 1973. "On-line failure detection and damping measurement of aerospace structures by random decrement signatures".
- Cordebois. J.P & coll, 2004. "Fabrication par Usinage", *Dunod*.
- Davies MA, Pratt JR ,. 2002. "Stability prediction for low radial immersion milling". *J Manuf Sci Eng* 124(2):217–225.
- Duc. E, 1998. "Usinage des formes gauches – Contribution à l’amélioration de la qualité des trajectoires d’usinage", *Thèse, ENS Cachan*.

- Ertürk A, Özgüven H., 2007. "Effect analysis of bearing and interface dynamics on tool point FRF for chatter stability in machine tools by using a new analytical model for spindle–tool assemblies". *Int J Mach Tools Manuf* 47(1):23–32.
- Fabien Poncelet., 2010. "Experimental modal analysis using blind source separation techniques". *PhD thesis, University of Liege, Belgium*.
- Ferenc Hrtung, Tamàs Insperger, Gabor Stépan and Jonos Turi, 2006"Approximate stability charts for milling processes using semi-discretization", *Applied Mathematics and Computation*, 174,pp 51-73.
- Fontaine M, Devillez A., 2006. "Predictive force model for ball-end milling and experimental validation with a wavelike form machining test". *Int J Mach Tools Manuf* 46(3–4):367–380.
- Fontaine, M., A. Moufki., 2007. "Modelling of cutting forces in ball-end milling with tool–surface inclination: part I: predictive force model and experimental validation." *Journal of Materials Processing Technology* 189(1-3): 73-84.
- Frederick Winslow Taylor., 1907. "On the art of cutting metals". *American Society of mechanical engineers*.
- Garibaldi L Piombo B, Giorcelli E and Fasana., 1993."Structures identification using armavmodels". *In IMAC 11*.
- Gersch. W., 1970. "Estimation of the autoregressive parameters of a mixed autoregressive moving-average time series". *IEEE Transactions on Automatic Control*, 15(5) :583–588.
- Gilles Desein Lionel Arnaud., 2005. "Influence de la position de l’outil sur le comportement dynamique en fraisage de parois minces". *Mécanique & Industries. Journal of Materials Processing Technology*, 28(1):285 – 294.
- Gouttebroze, S. and J. Lardies., 2001. "On using the wavelet transform in modal analysis". *Mechanics Research Communications*, 28(5) :561 – 569.
- Guillaume. P, Verboven. P, Vanlanduit. S, Van der Auweraer H, and B. Peeters. 2003. "A poly-reference implementation of the least-squares complex frequency-domain estimator". *In Proceedings of the IMAC 21*.
- Guillem Quintana and Joaquim Ciurana., 2011."Chatter in machining processes": *A review. International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 51(5) :363 – 376.
- Hamed Moradi, Gholamreza Vossoughi, Mehdi Behzad, and Mohammad R. Movahhedy. 2015. "Vibration absorber design to suppress regenerative chatter in nonlinear milling process : Application for machining of cantilever plates". *Applied Mathematical Modelling*, 39(2) :600 – 620.
- Herman Van der Auweraer Bart Peeters, Geert Lowet and Jan Leuridan., 2004. "A new procedure for modal parameter estimation".
- Hock. S., 1997. "High Speed Cutting (HSC) in die and mould manufacture", *1st French and German Conference on High Speed Machining*, p.274-283.
- Ibrahim. S.R., 1977. "Random decrement technique for modal identification of structures". *Journal of Spacecraft and Rockets*, 14(11) :696–700.
- Ibrahim S. R and E. C Mikulcik., 1977. "A method for the direct identification of vibration parameters from the free response". 4 :183–198.

- Ikkache K, Chellil A., 2019. "Study of dynamic behavior milling for an aluminum alloy part of type 6061-T6". *Springer, International Symposium on Materials and Sustainable Development*.
- Inasaki. I. Karpuschewski. B and H.-S. Lee., 2001."Grinding chatter - origin and suppression". *CIRP Annals*, 50(2) :515 – 534.
- Ivan Gomez Araujo and Jose Elias Laier., 2014. "Operational modal analysis using svd of power spectral density transmissibility matrices". *Mechanical Systems and Signal Processing*, 46(1) :129 – 145
- Jacobsen. N.-J., 2006. "Separating structural modes and harmonic components in operational modal analysis". *In Proceedings of IMAC XXIV*.
- James. G.H, Carne, T.G, and J.P. Lauffer., 1993. "The natural excitation technique (next) for modal parameter extraction from operating wind turbines".
- JanezGradisek, Andreas Baus, EdvardGovekar, Fritz Klocke, and Igor Grabec., 2003. "Automatic chatter detection in grinding". *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 43(14) :1397 – 1403.
- Jérémie Monnin, Fredy Kuster, and Konrad Wegener., 2014. "Optimal control for chatter mitigation in milling, part 1 : Modeling and control design". *Control Engineering Practice*, 24 :156 – 166.
- Jérôme Antoni., 2005. "Blind separation of vibration components: Principles and demonstrations". *Mechanical Systems and Signal Processing*, 19(6) :1166 – 1180.
- Joseph Lardiès, Gilles Bourbon, Patrice Le Moal, NajibKacem, Vincent Walter, and Thien-Phu Le., 2017."Modal parameter identification of a cmut membrane using response data only.
- Joseph Lardiès., 2017. "Modal parameter identification by an iterative approach and by the state space model". *Mechanical Systems and Signal Processing*, 95 :239 – 251.
- Knut Sorby., 2016. "Development and optimization of vibration damped tool holders for high length to diameter boring operations". 2: 51-58.
- Lartigue. C , Duc. E , C. Tournier., 1999. "Machining of free-form surfaces and geometrical specifications", *Imech E Journal of Engineering Manufacture*, vol. 213, p. 21-27.
- Le. T.-P, Paultre P, Weber B., J. Proulx, and P. Argoul., 2006. "Modal identification based on ambient excitation tests". *In Proceedings of IMAC XVIII*
- Liu. K.J and K.E. Rouch., 1991. "Optimal passive vibration control of cutting process stability in milling".
- Liu Y, Wang X., 2017. "Experimental investigation into the effect of chatter on surface micro-topography of gears in grinding". *Proc Inst Mech Eng C J Mech Eng Sci* 231(2):294–308.
- Maleki Iman, Mehra badi, Mohammad Nouri, and Reza Madoliat., 2009. "Investigating chatter vibration in deep drilling, including process damping and the gyroscopic effect". *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 49(12) :939 – 946.
- Marian Wiercigroch and Anton M. Krivtsov., 2001. "Frictional chatter in orthogonal metal cutting".
- Marian Wiercigroch and Erhan Budak., 2001. "Sources of nonlinearities, chatter generation and suppression in metal cutting".
- Merrit. M.D., 1965. "Theory of self excited machine tool chatter contribution to machine tool chatter research 1". 87(4):447–454.

- Miguélez. M.H, L. Rubio, J.A. Loya, and J. Fernández-Sáez., 2010. "Improvement of chatter stability in boring operations with passive vibration absorbers". *International Journal of Mechanical Sciences*, 52(10) :1376 – 1384.
- Modak. S.V., 2013. "Separation of structural modes and harmonic frequencies in operational modal analysis using random decrement". *Mechanical Systems and Signal Processing*, 41(1) :366 – 379.
- Navid Asmari Saadabad, Hamed Moradi, and Gholamreza Vossoughi., 2014. "Global optimization and design of dynamic absorbers for chatter suppression in milling process with tool wear and process damping". *Procedia CIRP*, , 24th CIRP Design Conference. 21 :360 – 366.
- Nuno Maia. M.M and J.M. Montalvao Silva., 1997. "Theoretical and Experimental Modal Analysis".
- Paolo Bonato, Rosario Ceravolo, and Alessandro De Stefano., 1997. "Time-frequency and ambiguity function approaches in structural identification". *Journal of Engineering Mechanics*, 123(12) :1260–1267.
- Peeters. B. and H. Van Der Auweraer., 2005. "Polymax : a revolution in operational modal analysis". In *Proceedings of the IOMAC, International Operational Modal Analysis Conference, Copenhagen, Denmark*.
- Peter Van Overschee and Bart De Moor., 1993."Subspace algorithms for the stochastic identification problem". *Automatica*, 29(3) :649 – 660.
- Peter Van Overschee and Bart De Moor., 1999. "Subspace identification for linear systems :Theory - Implementation - Applications". Kluwer Academic Publishers.
- Ronald Faassen., 2007. "Chatter Prediction and Control for High-Speed Milling :Modelling and Experiments". PhD thesis.
- Ruzzene. M, Fasana, A, Garibaldi. L and B. Piombo., 1997. "Natural frequencies and dampingsidentification using wavelet transform: Application to real data". *Mechanical Systems and Signal Processing*, 11(2) :207 – 218.
- Sandvik, 2008. Site internet Sandvik, <http://www.coromant.sandvik.com/fr>.
- Siddhpura. M and Paurobally. R., 2008. "A review of chatter vibration research in turning". *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 61 :27 – 47.
- Sébastien Seguy., 2008. "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". *PhD thesis*.
- Seifeddine Mejri, Vincent Gagnol, Thien-Phu Le, Laurent Sabourin, Pascal Ray, and Patrick Paultre., 2015. "Dynamic characterization of machining robot and stability analysis". 82 :351–359.
- Seifeddine Mejri., 2016."Identification et modélisation du comportement dynamique des robots d'usinage". *PhD thesis, Université Clermont Auvergne*.
- Suzuki. H, Kuroda. Y, M. Sakamoto, S.Haramaki, H. Van Brussel., 1991. "Development of the CAD/CAM System based on parallel processing and inverse offset method", *Tranputting'91 Proceeding of the world Transputer User Group (WOTUG) Conference*.
- Thien-PhuLe and Pierre Argoul., 2015. "Distinction between harmonic and structural components in ambient excitation tests using the time-domain decomposition technique". *Mechanical Systems and Signal Processing*, 52 :29 – 45.

- Thien-Phu Le and Patrick Paultre., 2012. "Modal identification based on continuous wavelet transform and ambient excitation tests". *Journal of Sound and Vibration*, 331(9) :2023 – 2037.
- Tlustý, J. and M. Poláček., 1963. "The stability of machine tools against self excited vibrations in machining".
- Tobias, S. A and W. Fishwick., 1958. "Theory of regenerative machine tool chatter".Pages 199–203 238–239.
- Yang Liu, Zhanqiang Liu, Qinghua Song, and Bing Wang., 2016. "Development of constrained layer damping toolholder to improve chatter stability in end milling". *International Journal of Mechanical Sciences*, 117 :299 – 308.
- Yang Liu, Zhanqiang Liu, Qinghua Song, and Bing Wang., 2019"Analysis and implementation of chatter frequency dependent constrained layer damping tool holder for stability improvement in turning process". *Journal of Materials Processing Technology*, 266 :687– 695.
- Vincent Thévenot., 2005. "Contribution à la maîtrise des phénomènes vibratoires en usinage de parois minces : Application à l'usinage de pales aéronautiques". *PhD thesis, INP de Toulouse*.
- Vincent Thevenot, Lionel Arnaud, Gilles Desein, and Gilles Cazenave-Larroche. 2006. "Integration of dynamic behaviour variations in the stability lobes method: 3d lobes construction and application to thin-walled structure milling". *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 27(7) :638–644.
- ZEROUDI. N, 2011."Prédiction des efforts de coupe en fraisage 3 axes à partir de trajectoires issues de FAO", *thèse de doctorat, EMP*.
- Zeroudi. N, Fontaine, M. K. Necib., 2009. "Prediction of the cutting forces in milling of sculptured surfaces directly from CAM tool path", *12th CIRP – Conference on Modelling of Machining Operations*.

ANNEXE

Simulation d'une équation différentielle retardée à l'aide de la fonction DDE23

Cette annexe vise à donner un complément d'information sur la fonction DDE23. Dans un premier temps, nous présentons les principaux avantages de son schéma d'intégration numérique, puis dans un second temps nous donnons un exemple d'utilisation, sur un cas simple.

C.1 Détail sur l'algorithme de Runge-Kutta (2,3)

Un opérateur d'intégration numérique permet de transformer un vecteur (accélération, vitesse ou position) défini à l'instant t en un autre vecteur défini à l'instant $t + \Delta t$. Les nombreux opérateurs existants peuvent être classés en deux familles :

- les opérateurs implicites,
- les opérateurs explicites.

Les méthodes implicites sont en général très stables (convergente) pour des systèmes linéaires. La taille du pas de temps détermine la précision des résultats obtenus, par contre à chaque pas de temps la résolution est itérative, ce qui peut conduire à des temps de calcul importants. Les méthodes les plus courantes sont : l'accélération moyenne, l'accélération linéaire, etc. Ces méthodes implicites sont largement utilisées pour la simulation numérique du fraisage car elles sont faciles à mettre en œuvre. De plus, elles s'avèrent les plus précises pour les problèmes linéaires et légèrement non-linéaires.

Cependant, ces méthodes peuvent devenir instables et faire apparaître de l'amortissement numérique en présence de fortes non-linéarités. À l'opposé, les méthodes explicites sont conditionnellement stables, par rapport au pas de temps utilisé. La convergence de la solution impose alors de choisir un pas de temps parfois très petit. En revanche, la phase de calcul, au cours de chaque pas de temps, est réduite, car la résolution est directe. Parmi les nombreuses méthodes explicites, les méthodes de Runge-Kutta sont les plus utilisées pour l'analyse numérique. La plus connue d'entre elles est la méthode de Runge-Kutta d'ordre 4. Cette méthode, utilisant quatre évaluations de la fonction, possède une capacité de convergence très rapide sur les problèmes linéaires. Elle est aussi utilisée pour la simulation du fraisage. Cependant, son principal inconvénient provient du fait que le pas de temps est fixe pour toutes les évaluations, ce qui la rend sensible aux fortes non-linéarités.

La fonction DDE23 utilise une méthode explicite de type Runge-Kutta (2,3).

Cette méthode adaptative est conçue pour maîtriser l'erreur d'approximation, afin d'adapter la taille du pas de temps. Cette particularité permet alors de traiter des problèmes faisant intervenir de fortes non-linéarités. Une méthode d'ordre 2 est utilisée pour avoir une estimation y^* de la fonction, en $n + 1$:

$$y_{n+1}^* = y_n + \Delta t_n \sum_{j=1}^2 b_j^* k_j \quad (\text{A.1})$$

Une autre méthode d'ordre 3 est ensuite utilisée pour calculer plus précisément la fonction y en $n+1$:

$$y_{n+1} = y_n + \Delta t_n \sum_{j=1}^3 b_j k_j \quad (\text{A.2})$$

$$e_{n+1} = y_{n+1} - y_{n+1}^* \quad (\text{A.3})$$

Si l'écart relatif entre les deux approximations, en $n + 1$, est supérieur à l'erreur relative, alors le pas de temps est réduit.

C.2 Exemple d'utilisation

Par exemple, on étudie une équation différentielle du second ordre à terme retard, de la forme suivante :

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = A_p k_t (x(t - \tau) - x(t)) \quad (\text{A.4})$$

Pour la résolution, l'équation (A.4) est mise sous la forme d'un système de deux équations du premier ordre :

$$\begin{cases} \dot{x}_1 = -\frac{cx_1}{m} - \frac{kx_2}{m} + \frac{A_p k_t (x_2(t - \tau) - x_2(t))}{m} \\ \dot{x}_2 = x_1 \end{cases}$$

Le programme, pour la simulation de cet exemple, est alors détaillé dans le [tableau A.1](#). Les conditions initiales sont nulles pour $t = 0$ s. L'erreur relative est de 1×10^{-3} et l'erreur absolue est de 1×10^{-6} .

Tableau A.1 : Programme utilisant la fonction DDE23

```

% Fonction permettant la simulation d'une DDE
function simulation_dde
% Initialisation
clear; % mise à zéro des variables
t0 = clock; % compteur du temps
% Réglage de l'erreur relative et absolue
opts = ddeset('RelTol',1e-3,'AbsTol',1e-6);
% Appel de la fonction DDE23
sol = dde23(@ddexlde,(0.005),@ddexlhist,[0,4],opts);
% La fonction DDE 23 utilise comme argument, au minimum :
% - le système d'équations à résoudre (ddexlde)
% - le temps de retard 0.005 s
% - les conditions initiales (ddexlhist)
% - la durée de la simulation 4 s
% - les options de précision
% Elle renvoie les résultats dans une structure (sol)
% Affichage des résultats
fin = etime(clock,t0) % durée de la simulation [s]
plot(sol.x, sol.y(2,:)) % affichage des résultats
xlabel('t [s]');
ylabel('x(t) [m]');
% Fonction renvoyant les conditions initiales
function s = ddexlhist(t)
s = zeros(2,1); % deux variables nulles initialement
% Fonction renvoyant le système d'équations à résoudre
function dydt = ddexlde(t,y,Z)
ylag1 = Z(:,1);
ylag2 = Z(:,2);
dydt = [ylag1(1) ylag1(1) + ylag2(2) y(2)];
function dydt = ddexlde(t,y,Z)
m = 1; % masse [kg]
c = 23; % amortissement [Ns/m]
k = 3*10^6; % raideur [N/m]
ap = 1*10^-3; % profondeur de passe [m]
kt = 700*10^6; % coefficient spécifique de coupe [Pa]
lags = [1,0.2];
ylag = Z(:,1); % le terme retard
% Le système d'équations
dydt = [-(c*y(1))/m-(k*y(2))/m+(ap*kt*(ylag(2)-y(2))/m); y(1)];

```

Les travaux de cette thèse ont été présentés via plusieurs communications dont un article paru dans un journal à comité de lecture (International Journal of Advanced Manufacturing Technology) ainsi que deux communications internationales et deux communications nationales présentées ci-dessous:

Publications:

- Kamel Ikkache · Ahmed Chellil · Samir Lecheb · Hamza Mechakra– Dynamic modeling of milling and effect of tool path on machining stability, *Journal of Advanced Manufacturing Technology*, DOI.org/10.1007/s00170-022-09399-3, 20 Mai 2022.

Communications :

IKKACHE K , SI – CHAIB Med. O , CHELLIL A - Prédiction du comportement vibratoire et étude de la stabilité du Fraisage en 3 D, *International Conference on Advanced Mechanics and Renewable Energies (ICAMRE2018)* November 28 & 29, 2018 Boumerdes, Algeria.

Ikkache K, Chellil A, Lecheb S- Study of dynamic behavior milling for an aluminum Alloy part of type 6061-T6 -4th *International Symposium on Materials and Sustainable Development (ISMSD2019)* November 12-14, 2019, Boumerdès – Algeria.

Ikkache K, Chellil A, Lecheb S, Mechakra H- Study of vibration of the complex shape behavior milling- *National Conference on Mechanics and Maintenance, (NCMM 2021)* 15-16 november 2021, Boumerdès- Algeria.