

République Algérienne Démocratique et Populaire  
Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique



Université Ibn Khaldoun de Tiaret  
Faculté des Sciences Appliquées  
Département de Génie Mécanique



## PROJET DE FIN DE CYCLE

### MASTER

**Domaine :** Sciences et Technologie  
**Filière :** Electromécanique  
**Parcours :** Master  
**Spécialité :** Maintenance Industrielle

#### Thème

Analyse vibratoire d'une opération  
de tournage

Préparé par :

M. IMESSOUDENE chamsse eddine

M. LAGRAA abed el azize

Soutenu publiquement le :28 / 07 / 2022, devant le jury composé de :

M. ABOSHIRIBA H.	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Président
M <sup>me</sup> BENARABIA D.	Maître Assistant "A" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examinateur
M. MAZARI D.	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Examinateur
M <sup>me</sup> MAKHFI S.	Maître de Conférences "B" (Univ. Ibn Khaldoun)	Encadreur
M.ABED Z. A.	Doctorant (Univ. Ibn Khaldoun)	Co-Encadreur

# REMERCIEMENTS

Nous adressons nos vifs remerciements à tous ceux qui nous ont aidés à l'élaboration de ce mémoire de fin d'étude par leurs conseils et leurs orientations

A notre encadreur

Mme MAKHFI SOUÂD

veuillez trouver ici, l'expression de nos gratitude et de nos grandes estime et nos profonds respects.

Nos profondes gratitude s'orientent vers M. ABED ZAKI

Pour ses judicieux conseils et son support permanent.

Nous remercions les honorables membres du jury qui nous ont fait l'immense honneur de président d'examiner ce travail.

Ainsi qu'à tous nos professeurs qui nous ont aidés pendant toute la durée de notre étude à l'université de Ibn Khaldoun

# DEDICAS

Nous dédions humblement ce travail

Aux meilleurs des pères

A nos très chères mamans

Qu'ils trouvent en nous la source de leur fierté

à qui on doit tout.

Liste des figures

Liste des tableaux

Notation

Introduction générale 1-2

## Chapitre 1 Modélisation dynamique en tournage

Introduction	3
Coupe orthogonale	3
Domaines de modélisation de la coupe	6
Domaine statique	6
Domaine dynamique	7
Modélisation statique de la coupe orthogonale	7
Echelles d'observation et d'analyse du phénomène de la coupe	8
Observation à l'échelle microscopique	9
Observations à l'échelle mésoscopique	9
Observations à l'échelle macroscopique	9
Modélisation dynamique de la coupe orthogonale	10
Modèle de Tobias et FishWick	10
Modèle linéaire du broutement de Tobias	12
Modèle de Nigm, Sadek et Tobias	14
Modèle de Wu et Liu	15
Conclusion	16

## Chapitres 2 Comportement vibratoire en tournage

Introductions	17
Description du système pièce-outils-machine (POM)	17
Eléments indépendants de l'opération d'usinage	18
Eléments dépendants de l'opération d'usinage	19
Sources de vibrations du système PMO	20
Listes des mécanismes d'instabilité identifiés dans la section orthogonale	21
Régénération de surface	21
Couplage des modes	22
Déphasage entre la variation de la section du copeau et les efforts de coupe	23
Talonnage	24
Interactions à l'interface outil-copeau	24
Analyse de la stabilité du broutement	25

Mise en équation du système dynamique	26
Etude de la stabilité du système	28
Annulation de la partie imaginaire	28
Annulation de la partie réelle	29
Méthode de tracer des lobes de stabilité	29
Conclusion :	30

## **Chapitre 3 simulation**

Introduction	31
Présentation générale du modèle de simulation de la coupe orthogonale	31
Définition du matériau	31
Loi de comportement de Johnson Cook	31
Critère d'endommagement de Johnson Cook	33
Méthode Lagrangien Eulérien (ALE)	33
Procédure a suivre	34
Conditions aux limites et chargement	34
Comportement dynamique du système	36
Etude vibratoire	37
Situations à problème	37
Problèmes liée aux vibrations	37
Evolution des forces	38
Analyse de la stabilité du système dans le domaine temporel	41
Solution numérique du système	42
Conclusion	48
<b>Conclusion générale</b>	49
<b>Référence bibliographique</b>	50
<b>Annexe</b>	58

## Liste des figures :

Figure 1. 1 : Configuration de la coupe orthogonale [4]	3
Figure 1. 2 : Définition basique d'un outil de coupe	4
Figure 1. 3 : Zones de cisaillement lors de la formation du copeau	4
Figure 1. 4 : Catégories de copeaux	6
Figure 1. 5 : Chronogramme de la modélisation de la coupe des métaux	7
Figure 1. 6 : Dynamique de la coupe orthogonale [4]	8
Figure 1. 7 : Modèle du broutement en tournage [9]	12
Figure 1. 8 : Lobes de stabilité en coupe continue [9]	14
Figure 2. 1 Machine-outil	17
Figure 2. 2 : Comportement dynamique du système POM	21
Figure 2. 3 : Mécanisme de génération de la surface	22
Figure 2. 4 : Mécanisme de génération de la surface	23
Figure 2. 5 : Résultats expérimentaux de Chiou et Liang sur la stabilité de la coupe	24
Figure 2. 6 : Résultats expérimentaux de Knight sur la stabilité de la coupe.	25
Figure 2. 7 : Schématisation du procédé d'usinage [1]	26
Figure 2. 8 : Schéma modélisant analytiquement le système dynamique [1]	27
Figure 2. 9 : Algorithme de calculs des lobes de stabilité	30
Figure 3. 1 : Difficultés associées aux formulations lagrangienne et réparation ALE	34
Figure 3. 2 : Assemblage outil-pièce avec un maillage ALE	35
Figure 3. 3 : Formation du copeau	35
Figure 3. 4 : Détachement du copeau	36
Figure 3. 5 : Décomposition du système	37
Figure 3. 6 : Evolution des forces, $V_c = 238$ m/min et $f = 0.1$ mm/tr	38
Figure 3. 7 : Spectre obtenu pendant l'usinage	38
Figure 3. 8 : Vibrations auto-entretenues suivant x, y, z ; $V_c = 238$ m/min et $f = 0.1$ mm/tr, [15]	39
Figure 3. 9 : Vibrations de la coupe orthogonale, $V_c = 238$ m/min et $f = 0.1$ mm/tr	40
Figure 3. 10 : Rugosité de la pièce usinée [15]	40
Figure 3. 11 : Rugosité de la pièce usinée en simulation	41
Figure 3. 12 : Modèle de simulation de tournage dans le domaine temporel	42
Figure 3. 13 : Evolution de FRF	43
Figure 3. 14 : Partie réelle négative de FRF orientée	44
Figure 3. 15 : Lobes de stabilité ( $n = 0$ à 4)	45

Figure 3. 16 : Force et déplacement dans le domaine temporel pour $\omega = 44490$ tr/min et $b = 5$ mm	46
Figure 3. 17 : Force et déplacement dans le domaine temporel pour $\omega = 44490$ tr/min et $b = 6$ mm	47
Figure 3. 18 : Force et déplacement dans le domaine temporel pour $\omega = 26140$ tr/min et $b = 2$ mm	47
Figure 3. 19 : Force et déplacement dans le domaine temporel pour $\omega = 26140$ tr/min et $b = 1$ mm	48

### **Liste des tableaux :**

Tableau 3. 1 : Paramètres de loi de comportement de Johnson Cook [13]	32
Tableau 3. 2 : Caractéristiques de l'acier 42crmo4 [13]	32
Tableau 3. 3 : Coefficient d'endommagement de Johnson Cook de l'acier 42crmo4 [13]	33
Tableau 3. 4 : Vitesses de broche approximatives les meilleures et les pires	44



$A_x, B_x, C_x, A_y, B_y$ et $C_y$	Coefficients dynamiques de coupe
$c$	Amortissement [N.s/m].
$C$	Pression spécifique de coupe du couple outil pièce [MPa]
$C_1, C_2, C_3, T_1, T_2$ et $T_3$	Coefficients de coupe déterminée par la géométrie de coupe.
$c_x$	Amortissement suivant X [N.s/m].
$c_y$	Amortissement suivant Y [N.s/m].
$f$	Avance par tour/ avance par dent [mm/dent].
$F$	Force de frottement [N].
$F_c$	Force de coupe principale [N].
$F_{cx}$	Composante de l'effort de coupe suivant X [N].
$F_{cy}$	Composante de l'effort de coupe suivant Y [N].
$F_f(t)$	Effort d'avance [N].
$F_N$	Force perpendiculaire au plan de cisaillement [N].
$F_r$	Effort de coupe radial [N].
<b>FRF</b>	FONCTION DE REPONCE EN FREQUANCE
$F_s$	Force agissant le long du plan de cisaillement [N].
$F_t$	Effort de coupe tangentielle [N].
$F_t$	Force de pénétration [N].
$h(t)$	Epaisseur de copeau instantanée [mm].
$K$	Raideur de l'outil [N/m].
$K_I$	Taux de l'épaisseur du copeau.
$k_1$	Coefficient de la dynamique de coupe.
$k_2$	Coefficient de la dynamique de coupe.
$k_3$	Coefficients de la dynamique de coupe.
$K_f$	Coefficient de coupe [MPa].
$K_s$	Coefficient spécifique de coupe [MPa].
$K_s$	Coefficient de la force statique relative à l'épaisseur du copeau non déformée.
$K_t$	Coefficient de coupe spécifique tangentielle [MPa].
$k_x$	Raideur suivant X [N/m].
$k_y$	Raideur suivant Y [N/m].
<b>K<math>\Omega</math></b>	Coefficients de la force statique relative à la vitesse.
$m$	Masse[kg]
$m_x$	Masse dans la direction X [kg].

$m_y$	Masse suivant Y [kg].
$N$	Force Normale [N].
$P$	Force de coupe [N].
<b>POM</b>	Pièce outil machine
<b>RPM</b>	Toures par minute
<b>RPS</b>	Toures par seconde
$s_0/h_0$	Épaisseur du copeau non déformé [mm].
$T$	<i>Période</i> [s].
$v_0$	Vitesse de coupe initiale [m/s].
$v_c$	Vitesse du copeau [m/s].
	d'outil actuelles et Suivantes [mm].
$y(t)$	Vibration relative outil/pièce [mm].
$\mu$	Coefficient moyen du frottement.
$w$	Profondeur de coupe [mm].
$x\tau$	Déviations d'outil de sa trajectoire prédéfinie durant les passes
$\alpha$	Angle de coupe [rad].
$\beta$	Angle de frottement [rad].
$\tau$	Décalage temporel [s].
$\varphi$	Angle de cisaillement [rad].
$\Phi(s)$	Fonction de transfert [m/N].
$\Phi_0$	Angle de cisaillement moyen [rad].
$\Omega / N$	Vitesse de rotation [tr/mn].
$\omega_c / \omega$	Fréquence de broutement [Hz].
$\omega_n$	Fréquence propre de la pièce ou de l'outil [Hz].

# *introduction generale*

---

L'usinage reste une technique essentielle pour réaliser des pièces mécaniques dans des tolérances serrées. Ce procédé de fabrication est en mesure de rester compétitif grâce aux avancées technologiques. Cependant, il existe encore une panoplie de phénomènes parasites difficilement quantifiables dans l'usinage qui peuvent remettre en cause les efforts de production de pièces de qualité.

L'une des principales causes de la limitation de production en usinage est le phénomène des vibrations, dit aussi broutement. Ce phénomène a été étudié depuis les années 1940 et au fil des années qui suivent cette date, plusieurs solutions ont été proposées pour éviter ou bien au moins réduire ce phénomène.

Au cours du XX<sup>e</sup> siècle, il a été constaté que trois types de vibrations sont présents dans le cas d'une opération d'usinage.

- **Les vibrations forces :**

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

Ce genre de vibrations apparaît sous l'effet des perturbations périodiques provoquées par [1-2] :

- La variation des forces qui s'exercent sur le système, variation due à la coupe intermittente (tournage d'un arbre à rainure longitudinale par exemple) ou à une surépaisseur variable ;
- Les forces centrifuges d'inertie dues au manque d'équilibre des masses en rotation (ébauche, mandrin, poulies, rotors des moteurs électriques, etc.) ;
- Chocs dus aux vibrations ou à la précision insuffisante des surfaces de travail des composants de la transmission (usure des composants du mécanisme, manque de précision des engrenages), enclenchement brusque et changement de vitesse.

Ces vibrations créent à leur tour des défauts dans la surface usinée au début et à la fin de l'usinage lorsque les changements de conditions de coupe affectant l'état stationnaire ainsi que pendant l'usinage si l'outil est usé. Il existe d'autres sources de vibrations forcées au sein même de la coupe, on peut citer entre autres l'hétérogénéité de la matière usinée, les irrégularités géométriques de la surface à usiner, etc.

- **Les vibrations libres :**

Elles résultent de la capacité d'un système à vibrer et elles sont directement liées à ses modes propres. Elles peuvent être déclenchées par un seul impact et elles s'amortissent d'elles-mêmes en fonction du comportement dynamique et de l'amortissement du système [1-2].

- **Les vibrations auto-excitées :**

Il s'agit d'un phénomène plus complexe et plus fréquent dans l'usinage des métaux que le précédent. L'intensité des vibrations auto-excitées est définie par : le métal en œuvre et ses propriétés mécaniques, les facteurs mécaniques d'usinage, la géométrie de la partie active de l'outil et la raideur du système machine- montage- outil –pièce [1-2].

Ces vibrations néfastes pour la coupe sont la principale cause du broutement. Elles apparaissent quand le système usinant n'a plus la capacité de suivre la dynamique imposée par la coupe. Ces vibrations sont à éviter en usinage, car elles dégradent fortement la qualité de la surface usinée et peuvent induire des efforts de coupe élevés, supérieurs au seuil de rupture de certains composants de la cellule élémentaire d'usinage.

L'objectif visé dans cette étude est d'analyser les vibrations dans une opération de tournage en coupe orthogonale d'un acier faiblement allié, le 42CrMo4 avec un outil de coupe en carbure.

Pour atteindre cet objectif des codes de calcul ont été développée sous ABAQUS/Explicit et GNU OCTAVE afin de savoir ce que l'on peut apporter par ces résultats de simulation aux problèmes de vibrations en usinage et plus particulièrement à la maintenance industrielle.

Ainsi, le présent manuscrit est organisé en trois chapitres dont l'articulation est la suivante :

- Le premier chapitre rappellera des notions sur la modélisation dynamique de la coupe et comprendre les phénomènes physiques mis en jeu lors de l'usinage.
- Le deuxième chapitre décrira le comportement vibratoire de système usinant en tournage.
- Finalement, dans le troisième chapitre, nous présenterons, des simulations de la coupe orthogonale sur ABAQUS/Explicit et des études de stabilité de l'opération, en utilisant un script sur le code GNU OCTAVE.
- Et nous concluons ce travail par une conclusion générale et des perspectives.

# *Chapitre 1*

## *Modélisation dynamique en tournage*

---

## 1.1 Introduction

L'usinage par enlèvement de matière fait partie des procédés de réalisation de pièces mécaniques. Les outils de coupe enlèvent de la matière d'une pièce pour créer une nouvelle surface. Le processus de coupe représente un ensemble de phénomènes physico-chimiques et surtout dynamiques, déterminés par des déformations élastiques, plastiques et élasto-plastiques, des phénomènes thermiques et de frottement, etc. Celles-ci se produisent dans la zone de contact outil-pièce-copeau. Le processus de coupe est principalement affecté par les propriétés du matériau à usiner, la géométrie de l'outil, les conditions de coupe, les conditions de lubrification et les paramètres dynamiques (rigidité, amortissement) du système d'usinage.

Dans la présente étude, nous nous sommes intéressés au processus d'usinage qui est le tournage. Le tournage correspond au cas où la pièce est animée d'un mouvement de rotation où l'outil se déplace en translation (dans une et/ou deux directions) afin de générer les surfaces désiré.

Il existe deux types de configurations de coupe : orthogonale et oblique. Ces différentes configurations sont utilisées pour les procédés d'usinage tels que le rabotage, le tournage, le fraisage, le perçage, etc.

## 1.2 Coupe orthogonale

La coupe orthogonale est la configuration la plus simple pour usiner une pièce. Cette configuration est rarement employée à l'heure actuelle dans le monde industriel. La situation de la coupe orthogonale (Figure 1.1) se rencontre lorsque l'outil coupe la matière avec une seule arête de coupe et lorsque celle-ci est perpendiculaire à la vitesse d'avance et l'avance de coupe.

La figure qui suit illustre la configuration de la coupe orthogonale avec les grandeurs géométriques :  $V_c$ , la vitesse de coupe exprimée en mètres par minute [ $m/min$ ],  $f$  est l'avance de coupe exprimée en millimètres par tour [ $mm/tr$ ] et  $a_p$  est la profondeur de passe exprimée en millimètres [ $mm$ ].

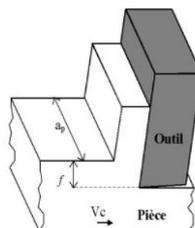


Figure 1.1 : Configuration de la coupe orthogonale

Au sein de la région où se forme le copeau, il existe différentes zones de cisaillement lors du processus de coupe. Ces zones sont représentées dans le cas de la coupe orthogonale et dans le plan  $P_0$  (Figure 1.2).

Selon la norme NF E 66-503, des plans de référence de l'outil de coupe doivent être introduits ; comme ils sont présentés sur la figure 1.2 [3].

- Plan de référence de l'outil  $P_r$  : plan passant par le point considéré de l'arête (M) et contenant l'axe de l'outil (pour un outil tournant) ou parallèle au plan de base servant de face d'appui au corps de l'outil (pour un outil classique).
- Plan d'arête de l'outil  $P_s$  : plan tangent à l'arête au point considéré (M) et perpendiculaire au plan de référence de l'outil  $P_r$ .
- Plan de travail conventionnel  $P_0$  : plan perpendiculaire au plan de référence de l'outil  $P_r$  au point considéré de l'arête (M), et parallèle à la direction supposée d'avance de l'outil.

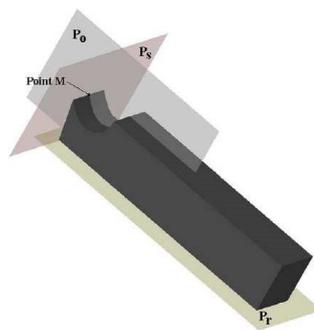


Figure 1.2 : Définition basique d'un outil de coupe.

Ainsi sont définies les zones de cisaillement caractérisant le processus de coupe passant par le plan  $P_0$  lors d'une coupe orthogonale (figure 1.3) [3]:

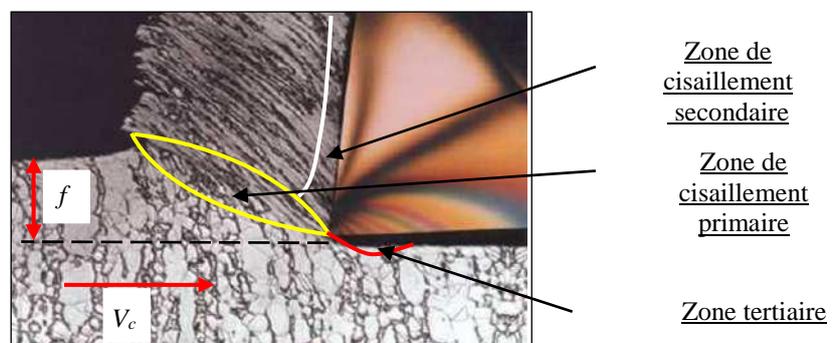
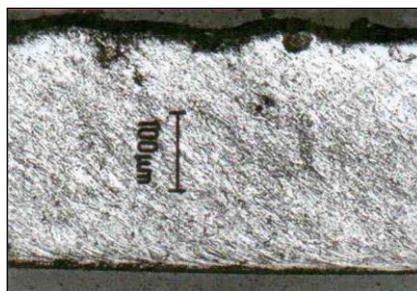


Figure 1.3 : Zones de cisaillement lors de la formation du copeau.

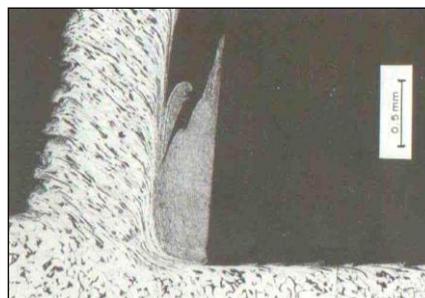
Quand, l'outil entre en contact avec la couche superficielle de la pièce, l'avance de celui-ci provoque une forte compression de la matière et génère un cisaillement intense entre la pointe de l'outil et la surface de la pièce ; cette zone de formation du copeau est appelée zone de cisaillement primaire (ZCP). Le copeau, ainsi formé, frotte sur la face de coupe de l'outil ; cette zone de frottement entre l'outil et le copeau est appelée zone de cisaillement secondaire (ZCS). Elle est aussi appelée zone d'écroûissage du copeau ; cette dernière est constituée, d'une part, d'une fine bande de frottement intense entre le copeau et l'outil, et, d'autre part, d'une autre bande d'influence du frottement du copeau sur l'outil (cisaillement secondaire). Une troisième zone, nommée zone de cisaillement tertiaire (ZCT) ou d'écroûissage de la pièce est le résultat du frottement entre la surface usinée et la face en dépouille de l'outil.

Les mécanismes de génération de copeaux et les phénomènes thermomécaniques intervenant conduisent, à l'échelle macroscopique et microscopique, à la formation de copeaux de nature et de morphologies très différentes.

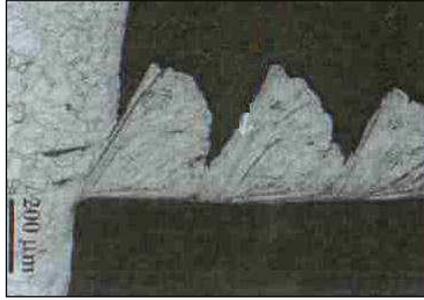
En 1938, Ernst a proposé un classement des copeaux toujours utilisé de nos jours ; ce classement comporte trois catégories de copeaux à l'échelle microscopique illustrées par la figure 1.4 ; à savoir : le copeau continu, le copeau avec arête rapportée et le copeau discontinu ou segmenté [4].



(a) Copeau continu



(b) Copeau avec arête rapportée



(c) Copeau discontinu

Figure 1.4 : Catégories de copeaux.

Le *copeau continu* est formé dans un état de déformation plastique stationnaire dans lequel les champs de déformations, des vitesses de déformation et de la température sont constants dans le temps.

Le *copeau avec arête rapportée* résulte d'un état d'équilibre dynamique du système composé de l'outil, du copeau et d'une zone de stagnation de matière au niveau de l'arête.

Le *copeau discontinu* ou *segmenté* est formé dans un état de déformation plastique non stationnaire ; il est composé d'éléments plus ou moins connectés entre eux. On parle aussi de copeau ondulant ou festonné, de copeau à localisation de déformations ou encore de copeau à dents de scie.

### 1.3 Domaines de modélisation de la coupe

#### 1.3.1 Domaine statique

Dans ce cas, la modélisation ne prend pas en compte le paramètre temps. En effet, la section de coupe varie au cours du temps et les efforts de coupe évoluent en fonction de l'épaisseur de la matière, elle-même dépendante de la position angulaire de l'arête considérée. Elle pourrait par conséquent être utilisée en tournage où la section du copeau est constante lors de la coupe, mais pas au fraisage [5].

#### 1.3.2 Domaine dynamique

La modélisation permette de calculer l'effort de coupe en considérant les incréments de temps très proches et en tenant compte de la masse, de l'accélération et de l'amortissement du système pièce-outil-machine (POM).

Par conséquent, ces approches nécessitent une caractérisation complète du système POM dans le domaine fréquentiel.

Leurs applications consistent à déterminer le comportement vibratoire d'un système POM bien défini et à établir des cartes de stabilité exceptionnelles à l'aide de lobes stabilité.

Ce type d'étude prend en compte les vibrations libres et/ou forcées et effectue des calculs dynamiques d'épaisseur de copeaux avec un mécanisme de régénération.

Les différences entre les modèles dynamiques portent sur le calcul de l'épaisseur du copeau, le modèle de l'effort de coupe, le type d'usinage et le choix des paramètres de simulation qui affectent le temps de calcul. Ces modèles permettent une simulation sophistiquée de la coupe dans de nombreuses applications, notamment en Usinage à Grande Vitesse [5].

### 1.4 Modélisation statique de la coupe orthogonale

Devant la complexité des phénomènes lors d'un usinage par outil coupant, de nombreux auteurs ont contribué à la modélisation de la coupe des métaux. Ces études ont débuté vers 1896 avec les travaux de Zvorykin ; le chronogramme qui suit donne une idée sur les modélisations analytiques et numériques développées [6].

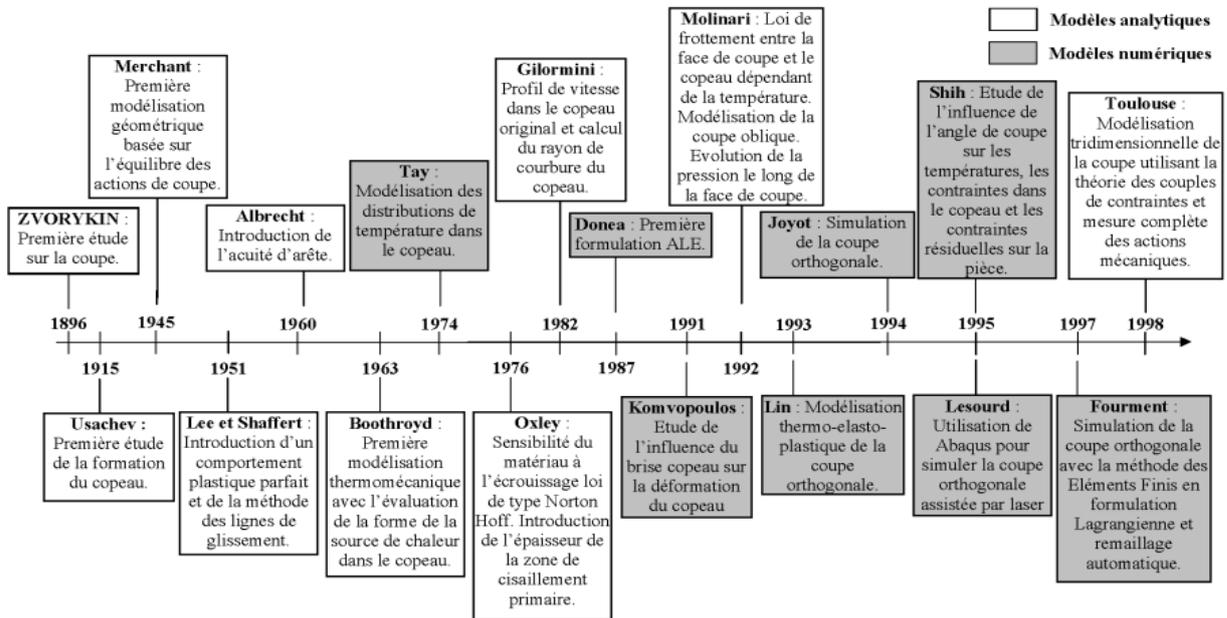


Figure 1.5 Chronogramme de la modélisation de la coupe des métaux.

En 1945, Merchant a développé un modèle 2D purement mécanique basé sur l'équilibre des efforts de coupe appliqués pour une coupe orthogonale avec une arête de coupe supposée parfaite (sans arrondi) et dont sa face en dépouille n'est pas en contact avec le matériau usiné. La profondeur de passe étant choisie grande vis-à-vis de l'avance pour avoir une situation de déformations planes

(2D). On se place aussi dans des conditions où le processus est stationnaire [3].

Le modèle est basé sur l'hypothèse d'un changement brusque de la vitesse d'écoulement du matériau usiné qui engendre la formation du copeau par un simple cisaillement le long d'une ligne droite partant de la pointe de l'outil et inclinée d'un angle appelé angle de cisaillement par rapport à la direction de la vitesse de coupe. L'interface outil-copeau est le siège d'un frottement de Coulomb. Aussi, le modèle développé par Merchant s'appuie sur un comportement plastique parfait du matériau à usiner caractérisé donc par la seule donnée de la contrainte maximale de cisaillement admissible [3].

En 1951, Lee et Shaffer ont développé un modèle purement mécanique en utilisant la méthode des lignes de glissement avec la même hypothèse que le matériau usiné est parfaitement plastique. À noter que la méthode des lignes de glissement est une méthode de résolution des problèmes de plasticité qui est bien adaptée au cas des déformations planes et de plasticité sans écrouissage. Elle consiste à construire, dans les régions où le critère de plasticité est atteint et tout en respectant les conditions aux limites en contraintes, un réseau de lignes orthogonales le long desquelles la contrainte de cisaillement est égale à sa valeur maximale admissible. L'interface outil-copeau est le siège d'un frottement de Tresca [3].

Toujours en utilisant la méthode des lignes de glissement, Kudo (1965) et plus tard Dewhurst (1978) ont tenu compte dans leurs analyses de la courbure du copeau [3].

Au début des années 80, l'équipe d'Oxley propose une modélisation thermomécanique du procédé de la coupe orthogonale. Il utilise un comportement thermo-viscoplastique pour le matériau usiné et considère à la fois les zones de cisaillement primaire et secondaire en supposant un contact collant et glissant à l'interface outil-copeau. Le comportement thermique est pris en compte à partir des travaux de Boothroyd (1963) et des résultats numériques des travaux de Tay *et al.* (1974) [3].

À la suite des travaux d'Oxley, un modèle de la bande primaire de cisaillement plus complexe de la coupe orthogonale a été proposé par Molinari et Dudzinski (1992), Dudzinski et Molinari (1997), puis Moufski *et al.* (1998) [3].

### 1.5 Échelles d'observation et d'analyse du phénomène de la coupe

Dans les travaux menés par plusieurs auteurs, trois échelles d'observation sont définies ; à savoir : les échelles microscopique, mésoscopique et macroscopique [3].

### 1.5.1 Observation à l'échelle microscopique

L'échelle microscopique intègre, lors de la formation du copeau, les aspects métallurgiques liés aux phénomènes de la coupe à l'échelle des grains des matériaux. À ce niveau, la modélisation se base sur l'analyse de l'état résiduel de la surface usinée (changements de phase, fissures) et de l'évolution de la structure de la matière (microstructures, dislocations, inclusions). Cette échelle intègre également la formation du copeau au niveau métallurgique à travers d'analyses microstructurales et mécaniques des différentes zones du copeau (texture, transformation de phase, adoucissement thermique). Cette approche permet d'obtenir des indications métallurgiques sur le copeau (type de copeau : ondulé, segmenté, discontinu) et sur la pièce (état de la couche superficielle).

### 1.5.2 Observation à l'échelle mésoscopique

L'échelle mésoscopique se base sur les principaux phénomènes agissant sur les propriétés mécaniques des matériaux et sur le processus de la coupe. Ce point de vue se focalise sur l'étude des grandeurs thermomécaniques (déformations, vitesses de déformation et contraintes) et tribologiques (coefficient de frottement et pression de contact). Ces grandeurs, bien que certaines sont difficilement mesurables, permettent via des modélisations analytiques d'accéder à des informations macroscopiques telles que les efforts et les températures de coupe.

Cependant, les lois de comportement utilisées sont souvent inappropriées au cas de l'usinage du fait notamment des hautes températures, des grandes déformations et des grandes vitesses de déformations.

### 1.5.3 Observation à l'échelle macroscopique

L'échelle macroscopique prend en compte le système Pièce-Outil-Machine dans sa globalité. Cette échelle peut se décomposer en une approche locale et une plus globale. L'échelle macroscopique locale permet l'analyse du comportement dynamique du triplet Pièce-Outil-Machine au cours d'une opération d'usinage. Ainsi, les modélisations dynamiques (comportement des machines et aspect vibratoire) du processus d'usinage peuvent se révéler très utiles pour la détermination des conditions de coupe stables. Cette approche vibratoire assure la maîtrise de la trajectoire de l'outil mais ne peut pas être réalisée par les deux autres niveaux d'échelle.

L'échelle macroscopique globale concerne la surveillance d'usinage afin d'adapter la commande de

la machine ou de prédire les défaillances d'une partie ou de l'ensemble du système Pièce-Outil-Machine. Cette approche conduit au développement et à la mise au point de logiciels de simulation de la coupe prenant en compte le comportement réel de la machine.

### 1.6 Modélisation dynamique de la coupe orthogonale

Le problème du mouvement de l'outil lors d'une coupe orthogonale est illustré dans la figure 1.6. La variation de l'épaisseur du copeau non déformé est due aux modulations intérieures et extérieures du copeau. Les modulations intérieures du copeau sont les résultats du mouvement d'outil  $x(t)$  et  $y(t)$  qui génère une surface ondulée pendant la première passe de l'outil et lors la seconde passe, et cette surface ondulée devient la surface extérieure du copeau.

La variation de l'épaisseur du copeau est due à la génération et l'enlèvement des ondes et de plus, la variation de l'angle de cisaillement [7].

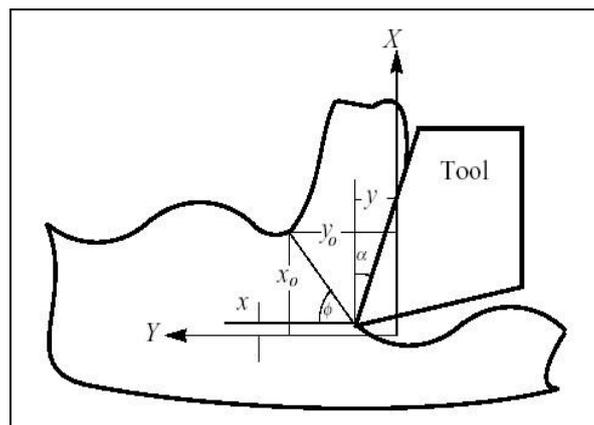


Figure 1.6 : Dynamique de la coupe orthogonale [6].

#### 1.6.1 Modèle de Tobias et Fishwick :

Tobias et Fishwick ont supposé que sous des conditions de coupe dynamique, la force de coupe  $P$  est une fonction de trois facteurs indépendants,  $(s, r, \Omega)$  où  $s$  est l'épaisseur non déformée du copeau,  $r$  est le taux de la coupe et  $\Omega$  est la vitesse de rotation de la broche [7].

La variation de la force de coupe suivant les petites variations de ces trois facteurs est de la forme suivante :

$$dP = k_1 ds + k_2 dr + k_3 d\Omega \quad (1.1)$$

Où  $k_1$ ,  $k_2$  et  $k_3$  sont les coefficients de la dynamique de coupe sachant que :

$$\begin{aligned}
k_1 &= \left( \frac{\partial P}{\partial s} \right)_{dr=d\Omega=0} \\
k_2 &= \left( \frac{\partial P}{\partial r} \right)_{ds=d\Omega=0} \\
k_3 &= \left( \frac{\partial P}{\partial \Omega} \right)_{dr=ds=0}
\end{aligned} \tag{1.2}$$

Tobias a relié les coefficients de la dynamique de coupe aux coefficients de la force statique pour obtenir la relation [7]:

$$dP = k_1 ds \frac{2\pi K}{\Omega} dr + \left( k_\Omega - \frac{2\pi K}{\Omega} S_0 \right) d\Omega \tag{1.3}$$

Où  $K_I$  est un coefficient dynamique appelé le taux de l'épaisseur du copeau,  $K = K_s - K_I$  est le coefficient de pénétration,  $K_s$  et  $K_\Omega$  sont respectivement les coefficients de la force statique relatives à l'épaisseur du copeau non déformée et à la vitesse et  $s_0$  est l'épaisseur non déformée du copeau en état d'équilibre. Les valeurs de ces coefficients sont déterminées pour une vitesse nominale  $v_0$  et pour un taux de coupe  $r_0$ . La force  $dP$  dépend linéairement de la largeur de coupe  $w$ .

$$dP = w \left\{ k_1 ds \frac{2\pi K}{\Omega} dr + \left( k_\Omega - \frac{2\pi K}{\Omega} S_0 \right) d\Omega \right\} \tag{1.4}$$

En fixant le mouvement d'outil à la direction normale à la coupe, et en considérant  $x$  positive, on aura :

$$ds = x(t) - x(t-\tau) \tag{1.5}$$

$$dr = \dot{x} \tag{1.6}$$

$$\text{Avec } \dot{x} = \frac{dx(t)}{dt}.$$

Où  $x(t)$  est la vibration d'outil superposée en coupe stable, et en supposant que les variations dans la vitesse  $d\Omega$  peuvent être ignorées. Donc on aura :

$$dPx = wk_1 [x(t) - x(t - \tau)] + w \frac{2\pi K}{\Omega} \dot{x} \tag{1.7}$$

Ce modèle montre que les fluctuations de la force de la coupe ont une composante qui est proportionnelle à l'épaisseur indéformée du copeau et une composante due au taux de pénétration. La composante due à l'épaisseur non déformée du copeau dépend du déplacement au moment

précédant et pour cette raison elle est nommée la force de coupe régénérative. La composante due au taux de pénétration présente un terme dépendant de la vitesse et peut apparaître comme un amortissement positif ou négatif dépendant de la géométrie de coupe [7].

### 1.6.2 Modèle linéaire du broutement de Tobias

Ce modèle [8] de broutement, illustré dans la figure 1.8, est destiné au tournage d'un tube rigide avec un outil présentant une flexibilité suivant la direction axiale. Il repose sur trois hypothèses :

- Coupe orthogonale (l'usinage d'un tube à paroi mince) ;
- Dépendance linéaire de l'effort instantané de coupe de la section du copeau (profondeur de passe  $x$  qui correspond à l'épaisseur instantanée de copeau) ;
- Comportement dynamique de l'outil assimilable à celui d'un système masse ressort amortisseur (figure 1.8).

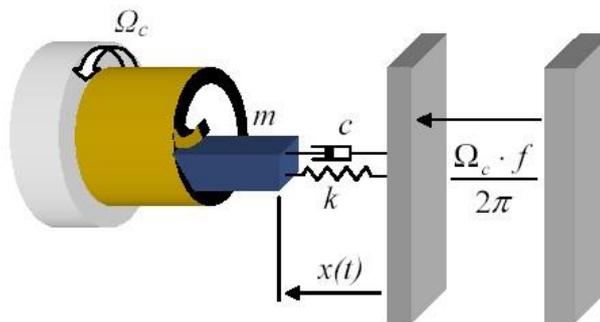


Figure 1.7 : Modèle du broutement en tournage [9].

L'équation du mouvement est donnée par la relation suivante :

$$m \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + k x(t) = -c_F b (f + x(t) - x(t - \tau)) \quad (1.8)$$

- où  $m$ ,  $c$ ,  $k$  représentent respectivement la masse, l'amortissement et la raideur de l'outil suivant la direction axiale,
- $C_F$  représente la pression spécifique de coupe du couple outil- pièce,
- $b$  la largeur de copeau (épaisseur du tube),
- $f$  l'avance de coupe,
- $\tau$  le décalage temporel ou retard entre le passage précédent et actuel de l'outil. Soit la durée d'un tour.  $\tau = 60/N$  où  $N$  étant la vitesse de rotation en tour/min. ainsi la quantité  $x(t) - x(t - \tau)$  du second membre désigne la contribution du mécanisme de régénération.

Cette équation admet une solution triviale constante  $x(t)$  :

$$x_0(t) = \frac{c_F b f}{k} \quad (1.9)$$

Qui correspond au recul de l'outil sous l'effet de l'effort de coupe en absence de vibrations.

La soustraction de cette solution à l'équation initiale (1.8) donne :

$$m\ddot{u}(t) + c\dot{u}(t) + ku(t) = -C b(u(t) - u(t - \tau)) \quad (1.10)$$

Où  $u = x - x_0$ .

La recherche des conditions de broutement se ramène alors à l'étude de la stabilité du point fixe  $u(t) = 0$ , qui définit la stabilité comme la convergence au bout d'un temps infini de la solution de l'équation (1.10) vers le point fixe, en présence d'une petite perturbation initiale.

La forme particulière de la frontière de stabilité de cette dernière équation dans l'espace des paramètres de coupe et plus particulièrement en fonction de la vitesse de rotation et de la profondeur de passe, a conduit les chercheurs à la désigner sous le nom de lobes de stabilité. La figure 1.10 représente ces lobes en fonction du paramètre adimensionnel :

$$k_c = \frac{b \cdot c_F}{k} \quad (1.11)$$

Le rapport entre la raideur de la coupe et la raideur de l'outil  $k_c = N / (60 \cdot \omega_n)$ , il représente le rapport entre la fréquence de rotation et la fréquence propre de la pièce  $\omega_n$  qui est exprimé par l'équation :

$$\omega_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1.12)$$

La Figure 1.10 met en évidence la forme spécifique de la frontière qui divise l'espace des paramètres d'écroûtage en deux régions. La zone sous les lobes définit les conditions de coupe dans lesquelles l'usinage s'effectue sans bruit, par opposition à la zone au-dessus des lobes et dans laquelle les conditions produisent du bruit. Il convient de noter qu'avec ce modèle toutes les régions ont la même borne inférieure, et les régions les plus stables sont au rapport de fréquence qui est proche de l'inverse d'un entier (1, 1/2, 1/3), c'est-à-dire un multiple de la fréquence de rotation de la fréquence propre de la pièce.

Ce dernier point s'explique par le fait qu'à ces rapports, le déphasage entre l'ondulation de la surface dont la période est proche de la période propre de l'outil et le mouvement de l'outil est quasiment nul. La section du copeau est alors très peu sensible aux vibrations. Enfin, quand les fréquences d'excitation deviennent importantes, l'usinage se fait inconditionnellement sans broutement quelle que soit la raideur de la coupe.

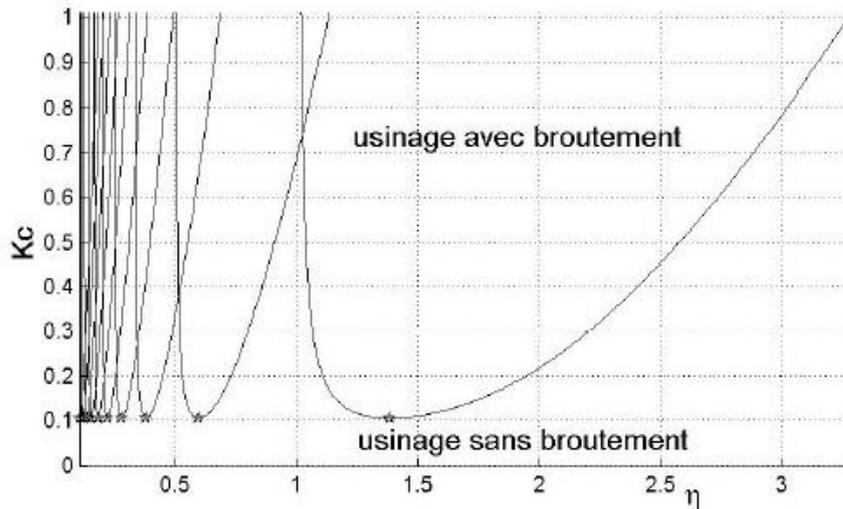


Figure 1.8 : Lobes de stabilité en coupe continue [9].

### 1.6.3 Modèle de Nigm, Sadek et Tobias

Nigm, SadeK et Tobias ont utilisé une analyse dimensionnelle de l'état d'équilibre de la coupe orthogonale, pour obtenir des expressions mathématiques pour le rapport-épaisseur de copeau et le rapport de la force en termes de l'angle de dépouille, de la vitesse de coupe et le taux de coupe. Ils ont considéré un incrément d'oscillation du plan de cisaillement en réponse à la variation dynamique des paramètres de coupe comme suit [5] :

$$d\phi = n_1 ds + n_2 d\alpha + n_3 d\phi + n_4 dv \tag{1.13}$$

Les expressions des incréments des composantes de la force sont :

$$dP_x + WK_{1c} \left\{ C_1(x - x_\tau) + C_2 \frac{\dot{x}}{v_0} + C_3 \left( \frac{\dot{x}}{v_0} - \frac{\dot{x}_r}{v_0} \right) \right\} \tag{1.14}$$

$$dP_y + WK_{1c} \left\{ T_1(x - x_\tau) + T_2 \frac{\dot{x}}{v_0} + T_3 \left( \frac{\dot{x}}{v_0} - \frac{\dot{x}_r}{v_0} \right) \right\} \tag{1.15}$$

Où la direction  $X$  est considérée positive dans le matériau,  $x$  et  $x_\tau$  sont respectivement les déviations de l'outil de sa trajectoire prédéfinie durant les passes d'outil actuelles et suivantes,  $C_1, C_2, C_3, T_1, T_2$  et  $T_3$  sont les coefficients de coupe qui sont déterminés par la géométrie de coupe.

### 1.6.4 Modèle de Wu et Liu

Wu et Liu [7] commencent avec le modèle de Merchant (équations **A.1** et **A.2**) et supposent qu'une forme exponentielle pour le coefficient moyen du frottement ( $\mu = \tan \beta$ ) peut être obtenue à partir des mesures en coupe statique. Ils utilisent une forme d'approximation de la relation de continuité de l'équation (1.1) en relation avec la formule de l'angle de cisaillement :

$$\varphi = 1/2 C_m - 1/2(\beta - \alpha) \quad (1.16)$$

$$\cos \varphi = A_\varphi - C_\varphi V_0 + \frac{B_\varphi}{2} (\dot{x} - \dot{x}_0) + \frac{C_\varphi}{2} (\dot{y} - \dot{y}_0) \quad (1.17)$$

Où  $A_\varphi, B_\varphi$  et  $C_\varphi$  sont les angles de cisaillement dynamique évalués à une condition de coupe dynamique donnée, avec un angle de cisaillement moyen  $\varphi_0$  et une vitesse de coupe  $v_0$ . La relation représente une approximation du premier ordre pour les oscillations d'angle de cisaillement autour des conditions moyennes de coupe quand l'outil est libre d'osciller par rapport à la normale et à la tangentielle à la surface usinée.

Wu et Liu substituent la relation de l'angle de cisaillement dynamique dans les équations (A.1) et (A.2) et obtiennent ainsi :

$$P_x = -2w\tau(x_0 - x) \{(A_x - C_v x_0) + 1/2 B_x (\dot{x} - \dot{x}_0) - 1/2 C_x (\dot{y} - \dot{y}_0)\} + f_p \quad (1.18)$$

$$P_y = -2w\tau(x_0 - x) \{(A_y - C_v y_0) + 1/2 B_y (\dot{x} - \dot{x}_0) - 1/2 C_y (\dot{y} - \dot{y}_0)\} \quad (1.19)$$

Où  $A_x, B_x$  et  $C_x$  ; et  $A_y, B_y$ , et  $C_y$  sont les coefficients dynamiques de coupe et  $f_p$  :

$$f_p = \frac{kw}{v_0} \dot{x} \quad (1.20)$$

Ils arrivent à une forme réduite de la force de coupe dynamique et de la relation de l'angle de cisaillement, en supposant une longueur constante du plan de cisaillement :

$$\cos \varphi = (A_\varphi - C_\varphi V_0) B_x (\dot{x} - \dot{x}_0) \quad (1.21)$$

$$\mathbf{P}_x = -2\omega\tau(\mathbf{x}_0 - \mathbf{x}) [(\mathbf{A}_x - \mathbf{C}_x \mathbf{V}_0) \mathbf{B}_x (\dot{\mathbf{x}} - \dot{\mathbf{x}}_0)] - \mathbf{f}_p \quad (1.22)$$

$$\mathbf{P}_y = -2\omega\tau(\mathbf{x}_0 - \mathbf{x}) [(\mathbf{A}_y - \mathbf{C}_y \mathbf{V}_0) \mathbf{B}_x (\dot{\mathbf{x}} - \dot{\mathbf{x}}_0)] \quad (1.23)$$

### Conclusion

Dans ce chapitre, on s'est intéressé à la connaissance de la dynamique de la coupe orthogonale. En premier lieu nous avons défini la coupe orthogonale, en donnant quelques détails sur la zone de formation du copeau. Dans un second temps, on a présenté des différentes modélisations de la coupe orthogonale qui ont été la base sur la modélisation de la dynamique de la coupe dans le cas du tournage. Le chapitre qui suit sera consacré au comportement vibratoire en tournage.

# *Chapitre 2*

## *Comportement vibratoire en tournage*

---

## Introduction

La machine-outil est un ensemble complexe mettant en œuvre un ou plusieurs procédés, des éléments de structure fixes (bâtis, glissières) ou mobiles (broches et arbres tournants dans des paliers) ainsi que la partie commande. Dans ce chapitre, nous nous sommes intéressés à l'introduction des phénomènes vibratoires issus de la dynamique de coupe, tels que : vibration forcée, vibration auto-excitée, vibration libre ; la stabilité du brottement est analysée par les équations du système d'usinage dynamique.

### 2.1 Description du système pièce-outils-machine (POM)

La plupart des ouvrages traitant de la machine-outils se répartissent généralement en deux types. Les uns l'abordent de façon encyclopédique et /ou descriptive, tels les travaux de (Ispas et al, 1999), (Amsted et al, 1987), (Town, 1971), (Ryder et al, 1975). Ces auteurs décrivent distinctement les organes de chaque machine dont le calcul n'est abordé que de façon assez générale. Les autres (Ispas et al, 1998) abordent le système POM au travers d'applications expérimentales particulières.

Malgré leurs diversités apparentes, les machines-outils ont pratiquement les mêmes structures et sont composées des mêmes éléments de base. La figure qui suit illustre en générale une machine-outil.

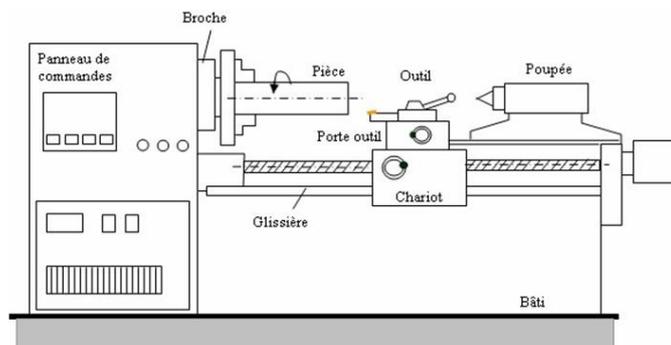


Figure 2.1 : Machine-outil.

La constitution générale d'une machine-outil se compose de deux parties [5] :

- Une partie indépendante de l'opération d'usinage.
- Une partie dépendante de l'opération d'usinage.

### 2.1.1 Éléments indépendants de l'opération d'usinage

Les éléments identifiés comme étant indépendant de l'opération d'usinage sont :

- bâti,
- ensemble chariot-glissière,
- broche,
- commande de puissance,
- directeur commande.

**Bâti :** Le rôle des bâtis est multiple. D'une part, il sert d'intermédiaire entre le sol et les organes de manœuvre de la machine, et d'autre part, il assure la liaison entre la pièce et les outils.

**Chariot-glissière :** La glissière confère au chariot un seul degré de liberté correspondant à une translation. Il est généralement admis que la liaison traîneau-glissière idéale doit être inopérante et n'impliquer que des frottements hydrodynamiques.

**Broche :** La broche est un corps tournant qui possède un seul degré de liberté par rapport à la structure de la machine. La machine comporte les paliers qui retirent à la broche cinq degrés de liberté. Ces paliers ont une grande importance pour la qualité de la machine. Ils doivent être rigides et ne doivent présenter que de très faibles jeux, afin d'éviter des mouvements relatifs non souhaités entre la broche et le bâti donc entre la broche et la pièce. Assez souvent la broche est cependant l'élément le plus souple de la machine.

**Commande de puissance :** La commande de puissance de la machine pose des problèmes qui ont pour origine la liaison entre le moteur et la broche. Essentiellement deux techniques sont utilisées : la courroie qui paraît être arrivée au bout de son potentiel tant en vitesse qu'en puissance transmise et la transmission directe qui présente des problèmes sérieux dus à l'encombrement qu'elle impose à la broche ou à l'ensemble moteur-broche quand ils sont montés en ligne.

**Directeur de commande :** Le directeur de commande a le rôle d'animation de l'ensemble de la machine. En particulier, c'est lui qui assure le déplacement relatif de l'outil par rapport à la pièce selon la trajectoire prévue. Il est responsable du maintien des conditions de coupe à leurs valeurs programmées. Le directeur de commande opère en boucle fermée au niveau de l'asservissement en position et en vitesse pour chacun des axes de la machine. Mais cela signifie seulement qu'il asservit la position d'un point particulier de la chaîne cinématique

(chariot, vis à billes,) pour chaque axe numérisé. Il n'y a pas de mesure directe de la position de l'outil par rapport à la pièce. Cette position est donc tributaire des déformations qui interviennent à la fois en deçà (déformation du bâti, des glissières, de vis à billes,) et au-delà (déformation de la broche, des chariots, des outils, des pièces et des porte-pièces) des mouvements asservis.

### 2.1.2 Éléments dépendants de l'opération d'usinage

Les éléments dépendants sont :

- pièce,
- outil de coupe,
- porte-outil,
- porte-pièce.

**Pièce :** La pièce est considérée comme une partie intégrante du système d'usinage. Il ne sert à rien d'avoir une machine de très grande rigidité et très haute qualité si la pièce à usiner se déforme sous l'effet des efforts de coupe ou de bridage. Les pièces peuvent être réparties en trois catégories : pièces massives, pièces flexibles et autres. Les pièces massives, peu déformables, ne jouent pas un rôle important dans la dynamique du système POM autrement que par leur masse qui abaisse les fréquences propres [10].

En revanche, les pièces souples s'accordent au système POM. La flexibilité ne peut être que locale, par exemple dans le cas d'un usinage à parois minces. Ces deux cas conduisent à simplifier la modélisation du système POM. Les autres types de pièces sont des cas intermédiaires.

Dans le cas où la pièce présente une flexibilité élevée, par exemple un cylindre à parois minces, la caractérisation dynamique du système usinant devient plus difficile parce que le processus de coupe devient instable, et la déformation de la pièce est inévitable. Les auteurs [11] proposent, dans ces cas, un modèle pour le comportement dynamique de la pièce et obtiennent un processus de coupe stable par l'introduction d'un amortissement supplémentaire.

**Outil de coupe :** L'outil de coupe peut être unique ou multiple. Il constitue une partie essentielle dans l'étude du comportement statique et dynamique d'une machine-outil. C'est par l'étude du phénomène d'interaction de l'outil avec la pièce que nous obtenons les forces

de coupe engendrées durant l'usinage. Les outils peuvent se répartir en trois catégories : indéformables (fraises à surfacer), souples (barres d'alésage longues, fraises deux tailles longues, fraises de finition, fraises hémisphériques dans le cadre d'usinage de moule, etc.) et intermédiaires.

**Porte-outil :** Le porte-outil assure la liaison entre l'outil et la machine. La notion de l'interface (cône, denture, liaison prismatique, etc.) confère au porte-outil des caractéristiques particulières de raideur et d'amortissement qui sont très dépendantes de la qualité, de la géométrie et de l'état d'usure de l'interface [11].

**Porte-pièce :** Le porte-pièce assure le maintien en position de la pièce par rapport à l'élément auquel il est rattaché (broche ou chariot). Les actions qu'il exerce sur la pièce contribuent à la fois à la déformer, à la renforcer et à augmenter la rigidité. Sur le plan dynamique, la prise en compte globale de l'ensemble (pièce, porte-pièce) est nécessaire sauf dans le cas de pièces particulièrement déformables ne pouvant pas être soutenues [5].

## 2.2 Sources de vibrations du système PMO

Les causes d'excitation du système POM peuvent être directement liées à l'usinage ou provenir d'autres sources. Ces dernières sont principalement les défauts d'équilibrage, les défauts liés à la chaîne cinématique et les oscillations provenant de l'asservissement de pilotage. Les différentes causes peuvent évidemment se superposer. Les sources d'excitation qui sont liées à l'usinage sont de quatre types [5]:

- Le premier est la coupe elle-même, soit en raison de l'hétérogénéité du matériau qui conduit à une répartition statistique des micro-duretés, soit en raison de l'instabilité de l'écoulement du copeau. Les fréquences d'excitation sont généralement assez élevées, de quelques kHz à quelques dizaines de kHz.
- Deuxièmement, en raison de l'interruption du traitement, elle apparaît dans le fraisage et le tournage interrompu. Chaque impact lors de l'établissement ou de la rupture du contact entre le tranchant et la pièce entraîne un état de transition. La fréquence d'impact dépend de la vitesse de la broche, du nombre d'arêtes et de la configuration de la pièce et elle varie de 10 Hz à 1 kHz.
- Le troisième est celui d'une excitation périodique. Il peut prendre la forme d'une variation continue et cyclique de la sollicitation. C'est le cas du tournage d'une pièce excentrée ou la reprise d'un alésage dont l'avant trou est excentré. Le comportement est différent selon la

valeur relative de la vitesse de rotation par rapport aux fréquences propres du système POM. Il est également possible d'avoir une répétition de discontinuités. Si la durée du phénomène transitoire est courte, il s'agit d'une succession de discontinuités sans interférences entre elles.

- Le dernier, appelé phénomène de régénération, est lié au fait qu'à chaque tour l'outil ré-usine la surface qu'il a générée au tour précédent. Des termes retardés apparaissent introduisant des non-linéarités dans les équations de la dynamique régissant le comportement du système POM.

La figure qui suit représente le comportement dynamique d'un système POM.

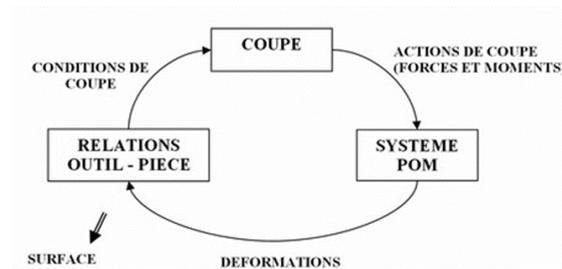


Figure 2.2 : Comportement dynamique du système POM.

Le comportement dynamique de ce système dépend d'un couplage qui s'établit entre la réponse de la structure mécanique et l'interaction de l'outil avec la pièce. Les déformations de la structure du système POM sous l'action des forces de coupe entraînent des variations des paramètres de fonctionnement du couple outil/pièce, qui, à leur tour, modifient les efforts de coupe [10].

### 2.3 Liste des mécanismes d'instabilité identifiés dans la section Orthogonal

Les mécanismes causant l'instabilité dans la coupe orthogonale sont [8] :

#### 2.3.1 Régénération de surface

Le rôle du mécanisme de régénération de la surface sur le broutement a été avancé par Gurney et Tobias, Tlustý et Polacek et Merrit. Cette régénération résulte ici de l'interaction d'une

arête coupante de l'outil avec la surface formée lors d'un précédent passage d'une arête coupante (Figure 2.3).

Les effets de ce phénomène s'appréhendent facilement dans le cas de la coupe continue. En début d'usinage, lors de l'engagement de l'outil dans la matière, la variation de l'effort de coupe provoque un mouvement vibratoire de l'outil qui se reporte sur la surface usinée à cet instant.

Cette ondulation de la surface s'ajoute au mouvement vibratoire de l'outil pour modifier l'épaisseur de copeau et par conséquent l'intensité des efforts de coupe. Deux évolutions sont alors possibles. Si le déphasage entre l'ondulation de la surface et la trajectoire de l'outil est quasiment nul, la variation de l'épaisseur du copeau est relativement peu sensible à ces effets dynamiques et l'amplitude des vibrations diminue petit à petit pour tendre vers zéro. A l'inverse, si le déphasage est prononcé et si l'amortissement ou la rigidité de la structure sont insuffisants, les variations de la section de copeau vont exciter la structure et les vibrations vont se développer significativement jusqu'à se stabiliser à un seuil où la coupe est discontinue ; l'amplitude et la période des vibrations étant alors tel que l'outil se retrouve sur une (ou plusieurs) portion(s) de tours hors de la matière.

Une des premières modélisations du broutement par le mécanisme de régénération de la surface a été proposée par Tobias [5].

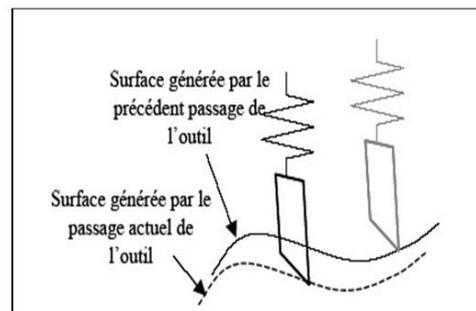


Figure 2.3 : Mécanisme de génération de la surface.

### 2.3.2 Couplage des modes

Le broutement est un couplage entre deux modes orthogonaux de l'outil ou de la pièce sous l'effet des efforts de coupe (Figure 2.4). Ce couplage engendre un mouvement relatif elliptique de l'extrémité de l'outil par rapport à la pièce, provoquant ainsi un déséquilibre des conditions

d'usinage pouvant aller jusqu'à une interruption de la coupe et/ou un recul de l'outil par rapport à la pièce.

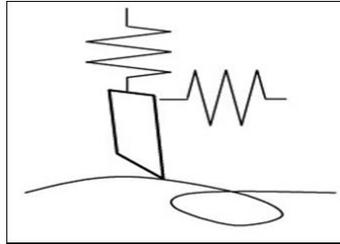


Figure 2.4 : Mécanisme de génération de la surface.

### 2.3.3 Déphasage entre la variation de la section du copeau et les efforts de coupe

La littérature fait ressortir trois façons d'exprimer les efforts de coupe qui, suivant un ordre croissant de complexité, les relie à :

- Section instantanée copeau ;
- Aire du plan de cisaillement ;
- Mécanismes non- linéaires.

Dans ces précédentes études, la dynamique du processus de coupe à été modélisée en utilisant la section instantanée du copeau. L'expérimentation a par la suite montré qu'il pouvait exister un déphasage entre la section de copeau et l'effort de coupe. Une des premières formulations de la variation des efforts de coupe dynamique due aux variations de l'épaisseur de copeau, du taux de pénétration et de la vitesse de coupe à été établie par Tobias et Fishwick [8].

Le taux de pénétration est introduit pour donner une composante de déphasage, entre la phase de l'effort de coupe et celle de la variation de l'épaisseur de copeau [5]

A l'inverse, les expériences menées indépendamment par Knight et Kudinov en 1970 ont mis en évidence le déphasage entre la section de la matière enlevée et l'effort de coupe. Ces expériences reposaient sur la mesure des efforts de coupe au cours d'une opération de tournage d'une surface ondulée au profil connu avec un outil rigide. Le relevé des efforts montrait que l'intensité de ces derniers dépendait non seulement de la section de copeau, mais aussi de la pente de la surface usinée en aval de l'outil. Une autre forme de cette expérience consistait à tourner une surface plane avec

un outil flexible. La variation de la section coupée se faisait alors en donnant à l'outil un mouvement oscillant [5]. La tendance déterminée est la même, l'effort montre le déphasage de la section coupeau, ce qui peut entraîner des broutages dans certains cas.

### 2.3.4 Talonnage

Un facteur dynamique essentiel est associé à la zone de friction entre les faces de dépouille de l'outil et la pièce. Le concept de talonnage en coupe a été introduit pour la première fois par Albrecht. Des essais plus récents ont été faits par Wu et al, qui ont combiné la déformation élastique de la zone de contact en dépouille avec le phénomène de frottement dans un modèle analytique. Endres s'est aussi intéressé au problème et a montré que le talonnage pouvait expliquer les observations montrant que les pics d'efforts de coupe présentaient un déphasage avec l'épaisseur de copeau et ce déphasage provenant de la réponse dynamique de l'outil à l'impact. Kegg conclut que la cause de la stabilité à petite vitesse est due au contact du flanc de l'outil avec la surface usinée. Ce résultat a été mis en évidence par les essais de Chiou et Liang (Figure 2.5) [8].

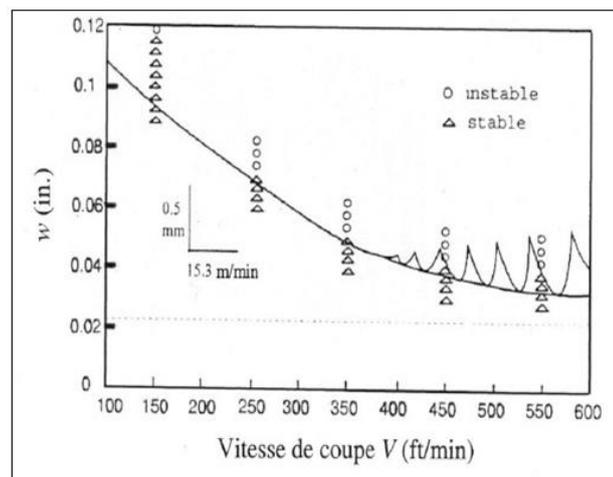


Figure 2.5 : Résultats expérimentaux de Chiou et Liang sur la stabilité de la coupe.

Le diagramme des lobes de stabilité représenté par la figure 2.5 montre que la limite de stabilité diminue lorsqu'on augmente la vitesse de rotation de la broche.

### 2.3.5 Interactions à l'interface outil-copeau

Le dernier facteur est l'interface outil-copeau. Ce phénomène est généralement plus complexe que la transformation plastique prépondérante dans le mécanisme de cisaillement. Il est dominé par

la friction pour laquelle aucune expression explicite n'existe et il est de plus affecté par l'usure de l'outil. Le problème de l'interface outil-copeau a été étudié par le biais de méthodes analytiques et expérimentales. Elles sont basées sur l'hypothèse d'une répartition uniforme des contraintes ou approchées de manière équivalente par une force sur la face de coupe dirigée dans la direction de l'angle moyen de frottement.

Le frottement du copeau sur la face de coupe croît avec la diminution de la vitesse et son effet s'oppose ainsi à celui du talonnage puisqu'il a tendance à diminuer la stabilité de la coupe à basse vitesse. Ce phénomène est particulièrement mis en évidence dans les expérimentations de Knight (Figure 2.6). La tendance dégagée par ces essais s'oppose à celle observée précédemment. L'écart est imputable aux différences de géométries d'outils et de nuances de matières et qui favorisent l'un ou l'autre des phénomènes [8].

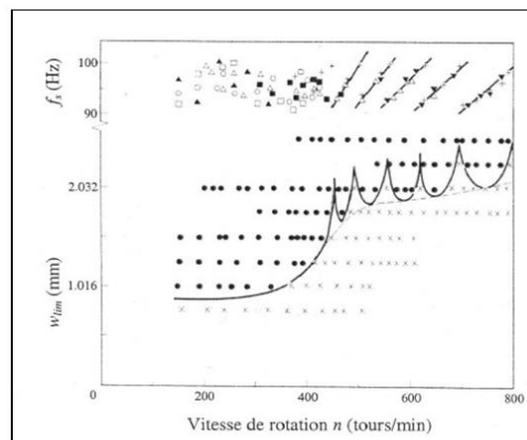


Figure 2.6 : Résultats expérimentaux de Knight sur la stabilité de la coupe.

A l'inverse des résultats de la figure 2.5 ; la figure 2.6 montre que la limite de stabilité augmente pour des valeurs élevées de vitesse de rotation de la broche.

#### 2.4 Analyse de la stabilité du broutement

Cette section traite de l'aspect physique de l'instabilité du broutement. Elle commence par une analyse de stabilité classique qui s'intéresse à la relation entre l'instabilité, l'amortissement et les forces de cisaillement à différentes vitesses de broche.

2.4.1 Mise en équation du système dynamique

L'objectif est de définir les régions stables et instables en fonction des paramètres de cisaillement utilisés. Le système est modélisé par un système d'amortissement masse-ressort. Ces caractéristiques sont  $m_y$ ,  $c_y$  et  $k_y$  qui sont respectivement : la masse, l'amortissement et la raideur (Figure 2.7).

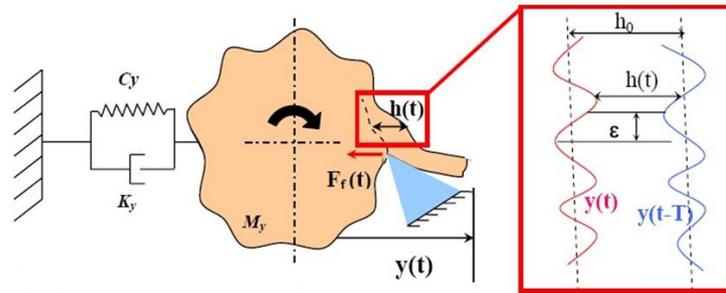


Figure 2.7 : Schématisation du procédé d'usinage [1]

où  $F_f(t)$  : effort d'avance  $h_0$  : épaisseur du copeau non déformé.

$h(t)$  : épaisseur de copeau instantanée.

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

$\epsilon$  : décalage de phase des vibration d'un trou à l'autre,

$0 < \epsilon < 2\pi n$  : nombre d'ondulations entière entre chaque tour.

$N$  : vitesse de rotation de la pièce.

L'équation de la dynamique régissant ce système est donnée sous la forme :

$$m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) = F_f(t) \tag{2.1}$$

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

$$F_f(t) = K_f b h(t) \tag{2.2}$$

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

$$h(t) = h_0 + [y(t - T) - y(t)] \tag{2.3}$$

L'équation de la dynamique devient donc :

$$m_y \ddot{y}(t_y) + c_y \dot{y}(t_y) + k_y y(t_y) = K_f b [h_0 + [y(t - T) - y(t)]] \tag{2.4}$$

Afin de résoudre ce système analytiquement, il faut passer dans le domaine de Laplace :

$$m_y s^2 y(s) + c_y s y(s) + k_y y(s) = K_f b h(s) = K_f b (h_0 + (e^{-sT} - 1)y(s)), \text{ où : } \Leftrightarrow y(s) = F_f(s) \phi(s) \tag{2.5}$$

La figure 2.8 représente le schéma modélisant le système dynamique.

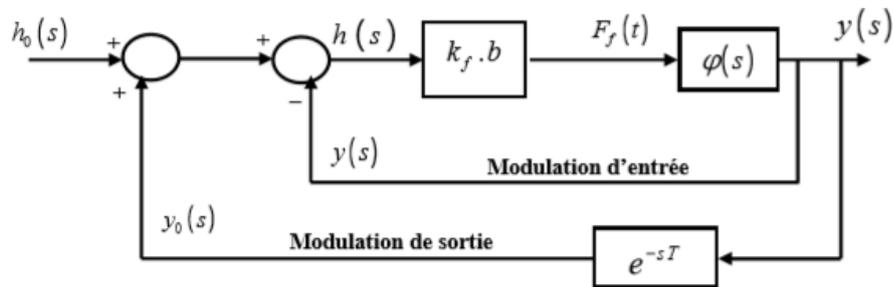


Figure 2.8 : Schéma modélisant analytiquement le système dynamique [1]

Avec les données du système :

- la pulsation propre:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_y}{m_y}}$$

- le coefficient d'amortissement :

$$\xi = \frac{c_y}{2\sqrt{k_y m_y}}$$

- masse équivalente du système  $m_y$ ,
- la raideur équivalente du système  $k_y$ .

La fonction de réponse en fréquence **FRF** du système à 1 degré de liberté  $\phi(s)$  est :

$$\varphi(s) = \frac{\omega_n^2}{k_y(s^2 + 2\xi\omega_n s + \omega_n^2)} \quad (2.6)$$

### 2.4.2 Etude de la stabilité du système

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

$$\frac{h(s)}{h_0} = \frac{1}{1 + (1 - e^{-sT})k_f b \varphi(s)} \quad (2.7)$$

Considérons  $s = \sigma + j\omega_c$ , une racine de l'équation caractéristique associée à l'équation ci-dessus. Si  $\sigma$  est positif, la transformée inverse de Laplace de la racine comporte un terme en  $e^{+\sigma T}$ . L'amplitude des vibrations tend vers l'infini et le système sera donc instable. Au contraire, si  $\sigma$  est négatif, la racine avec le terme  $e^{+\sigma T}$  converge et le système est considéré comme stable [5].

Pour avoir une frontière stable, il faut donc se placer dans  $\sigma = 0$ . La résolution de l'équation à ce stade donne la limite de largeur de coupe

$$1 + (1 - e^{-j\omega_c T})K_f b_{\lim} \varphi(s) = 0 \quad (2.8)$$

Soit  $\varphi(j\omega_c) = G + jH$ . En développant l'équation (2.9), elle devient :

$$(1 + K_f b_{\lim} [G(1 - \cos\omega_c T) - H \sin\omega_c T]) + j(K_f b_{\lim} [G \sin\omega_c T - H(1 - \cos\omega_c T)]) = 0 \quad (2.9)$$

Pour satisfaire cette relation, les parties réelle et imaginaire doivent être nulles.

### 2.4.3 Annulation de la partie imaginaire

$$\text{Donc, } (K_f b_{\lim} [G \sin\omega_c T - H(1 - \cos\omega_c T)]) = 0 \quad (2.10)$$

Cette équation permet d'obtenir le déphasage de la fonction de transfert liée à la structure.

$$\psi = \frac{H(\mu_c)}{G(\omega_c)} \text{ ou } \frac{H(\mu_c)}{G(\omega_c)} = \frac{\sin(\mu_c) T}{\cos(\omega_c) T - 1} \quad (2.11)$$

Après transformation,  $\tan \psi$  s'écrit :

$$\tan \psi = \tan\left(\frac{\omega_c T}{2} - \frac{3\pi}{2}\right) \text{ Soit } \omega_c T = 3\pi + 2\psi + 2k\pi \quad (2.12)$$

L'objectif est de mettre en relation la fréquence de vibration régénérative avec les paramètres de coupe, notamment la vitesse de rotation et la profondeur de coupe, afin de tracer les lobes de stabilité.

L'équation (2.13) et pour  $T=60/N$  permettant d'obtenir la relation concernant la vitesse de rotation.

$$N(\omega_c) = \frac{60\mu_c}{3\pi+2\psi+2k\pi} \quad (2.13)$$

Pour trouver la relation par rapport à la profondeur de passe limite, nous devons résoudre la deuxième partie de l'équation (2.10) et annuler la partie réelle.

#### 2.4.4 Annulation de la partie réelle

$$\text{Donc, } 1+K_f b_{lim} [G(1-\cos\omega_c T) - H \sin\omega_c T] = 0 \quad (2.14)$$

Les équations (2.12) et (2.15) permettent de déduire :  $b_{lim} = \text{fonction}(\omega_c)$

$$b_{lim} = \frac{-1}{2k_f G(\omega_c)} \text{ avec } G(\omega_c) = \text{Re}(\varphi(j\omega_c)) \quad (2.15)$$

$b_{lim}$  correspond à une valeur physique positive. Cette égalité n'est valable que pour des valeurs de  $G(\omega_c)$  négatives [1].

#### 2.5 Méthode de tracer des lobes de stabilité

Des expressions de vitesse de rotation et de profondeur limite de passe en fonction de la fréquence de brochage permettent de dessiner les lobes de stabilité.

L'algorithme peut délimiter des régions stables de coupe en fonction de la vitesse de rotation et de la profondeur de coupe. Ils peuvent également optimiser les conditions de coupe pour un système outil-pièce donné.

En effet, une modification de l'un des paramètres dynamiques de l'équation (2.1) nécessite de rééditer l'ensemble des calculs expliqués précédemment. Pour dessiner ces lobes stables, l'algorithme consiste à figure 2.9.

1. Calcul de  $b_{i,lim} = a_{p,lim}$  correspondant à  $\omega_{ci}$  à l'aide de l'équation (2.15) ;

2. Calcul du déphasage  $\psi$  pour une fréquence  $\omega_{ci}$  à l'aide de l'équation (2.15) ;
3. Calcul des différentes vitesses de rotation  $N_{ik}$  en faisant varier  $k = \{1, 2, 3, \dots, n\}$  ;
4. Répétition de l'opération avec une autre fréquence  $\omega_{ci}$ .

( $k$  représente le nombre d'ondulations complètes pendant un tour).

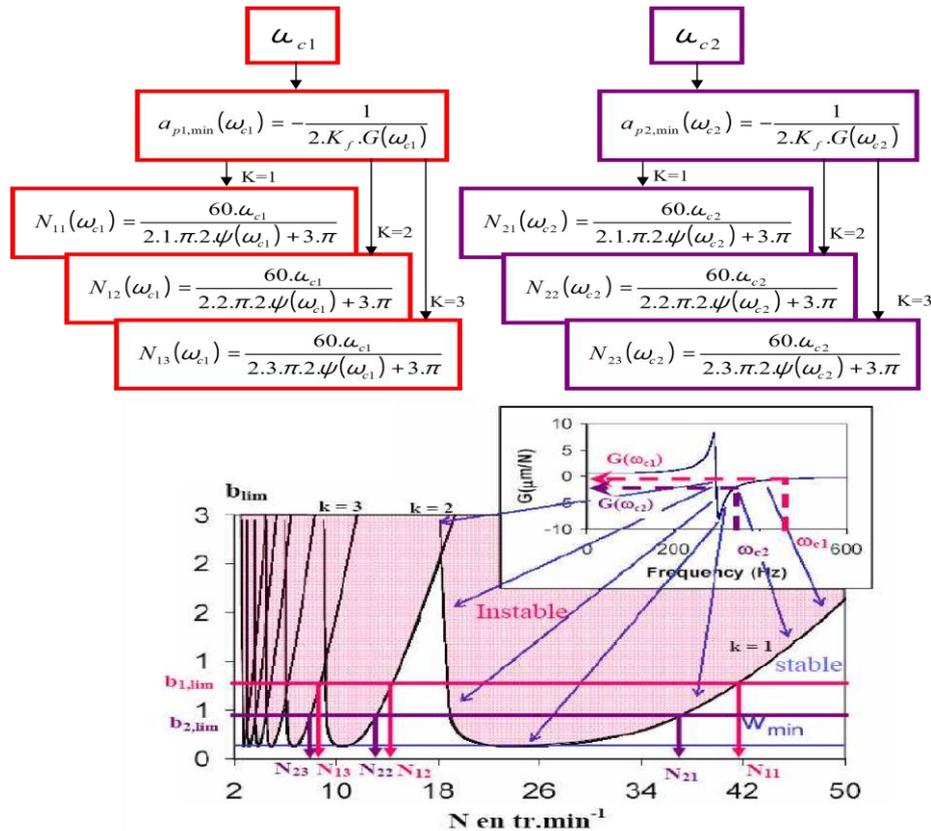


Figure 2.9 : Algorithme de calculs des lobes de stabilité en tournage coupe orthogonale [1].

### Conclusion

Des phénomènes vibratoires issus de la dynamique de coupe, tels que : vibration forcée, vibration auto-excitée, vibration libre ; la stabilité du brottement sont analysés par les équations du système d'usinage dynamique.

Dans le chapitre qui suit, une étude de cas d'un comportement vibratoire dans une opération de tournage va être illustrée en utilisant des codes de calcul, ABAQUS/Explicit et GNU OCTAVE.

# *Chapitre 3*

## *Simulation*

---

### 3.1 Introduction

Le but de toute simulation est de reproduire le processus réel le plus fidèlement possible. Pour cela, le modèle numérique doit prendre en compte la physique du problème et les phénomènes thermomécaniques présents. Le présent chapitre sera subdivisé en deux volets principaux : le premier est réservé à la modélisation numérique de la coupe orthogonale en tournage d'un acier 42CrMo4 avec un outil de coupe en carbure, en utilisant les lois de comportement et d'endommagement de Johnson-Cook avec le logiciel de calcul numérique d'éléments finis ABAQUS/Explicit. Le second volet est consacré au comportement numérique vibratoire durant cette opération avec des scripts développés sur le code de calcul GNU OCTAVE. Les résultats de simulation obtenus sont cohérents avec ceux trouvés dans la littérature.

### 3.2 Présentation générale du modèle de simulation de la coupe orthogonale

On donne dans ce qui suit une description générale du problème.

#### 3.2.1 Définition du matériau

La description du comportement du matériau usiné reste l'une des principales difficultés dans la simulation de la coupe. La prise en compte de la dépendance du comportement de la pièce, de la vitesse de déformation et de la température est primordiale pour simuler le processus de formation de copeau. Il apparaît dans la littérature [3] une grande variété de lois de comportement permettant de tenir compte de ces effets. Le choix repose, en général, sur la capacité à identifier expérimentalement les constantes du matériau. La loi de Johnson- Cook a été choisie, dans notre simulation.

#### 3.2.2 Loi de Comportement de Johnson-Cook

Le modèle de Johnson-Cook exprime la contrainte équivalente sous forme d'une fonction de trois constantes du matériau :

- La déformation plastique.
- La vitesse de déformation.
- Les températures caractéristique (Ambiante, transition et fusion du matériau).

Elle est composée, dans l'ordre d'apparition, d'un terme d'écrouissage, d'un terme dynamique et d'un terme d'adoucissement thermique.

Le premier terme, faisant référence à l'écrouissage, correspond à la contrainte d'écoulement à vitesse de déformation constante. A étant la limite d'élasticité, B le module d'écrouissage (paramètre linéaire de l'écrouissage) et n le coefficient d'écrouissage (paramètre non linéaire de l'écrouissage).

Le second terme caractérise le durcissement dynamique du matériau. Ce terme est fonction de la vitesse de déformation plastique et du coefficient C qui correspond au coefficient de dépendance à la vitesse d'écrouissage.

Le dernier terme de cette loi correspond lui au phénomène d'adoucissement thermique ayant lieu à partir du moment où la température du matériau est plus élevée que la température de transition, le coefficient m représentant donc l'exposant d'adoucissement thermique.

Le tableau 3.1 représente les paramètres de la loi de Johnson-Cook du matériau usiné de l'acier 42CrMo4.

$$\sigma = (A + B \cdot \varepsilon^n) \left( 1 + C \ln \left( \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0} \right) \right) \left( 1 - \left( \frac{T - T_0}{T_f - T_0} \right)^m \right) \quad (3.1)$$

A (MPa)	B (MPa)	n	m	C	T <sub>0</sub> (°C)	T <sub>f</sub> (°C)
595	580	0.133	0.023	1.03	0.001	1793

Tableau 3.1 : Paramètres de loi de comportement de Johnson-Cook [12].

Aussi, les caractéristiques physiques de l'acier sont reportées dans le tableau qui suit.

Tableau 3.2 : Caractéristiques de l'acier 42CrMo4 [12].

ρ (Kg/m <sup>3</sup> )	E (MPa)	ν	κ (J/Kg.K)
7800	210	0.3	379

### 3.2.3 Critère d'endommagement de Johnson-Cook

Ce critère permet de calculer l'endommagement du matériau, constituant la pièce, ayant lieu au voisinage de l'arête de coupe. À partir de la loi de comportement de Johnson-Cook, ce critère d'endommagement fait apparaître les trois mêmes termes :

- La contrainte équivalente.
- La vitesse de déformation.
- Et les températures (Ambiante, transition et fusion du matériau).

$$\varepsilon_f = [D_1 + D_2 \exp(-D_3 \eta)] \left[ 1 + D_4 \ln\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0}\right) \right] \left[ 1 + D_5 \left(\frac{T - T_0}{T_f - T_0}\right) \right] \quad (3.2)$$

$D_1$	$D_2$	$D_3$	$D_4$	$D_5$
1,5	3.44	-2.12	0.002	0.1

Tableau 3.3 : Coefficient d'endommagement de Johnson-Cook de l'acier 42CrMo4 [12].

Ce critère permet de calculer l'endommagement du matériau, constituant la pièce, ayant lieu au voisinage de l'arête de coupe.

Pour modéliser l'outil coupant, nous avons considéré, l'outil est comme un corps indéformable (rigide).

### 3.2.4 Méthode Lagrangien Eulérien (ALE)

Cette formulation est une somme des deux formulations Eulérienne et Lagrangienne, un choix arbitraire est fait entre les deux suivant le cas où l'étude se situe. Elle permet de combiner les avantages de la représentation Lagrangienne (bonne définition des limites physique de la pièce) et ceux de la formulation Eulérienne (possibilité de prise en compte de grandes déformations).

Le principe de cette formulation mixte est le développement de maillages se déplaçant indépendamment de la matière. De ce fait, la matière se déplace par rapport au maillage, comme dans une formulation Eulérienne simple, mais la forme extérieure des éléments est contrôlée par les conditions aux limites de l'étude, comme dans une formulation Lagrangienne [13].

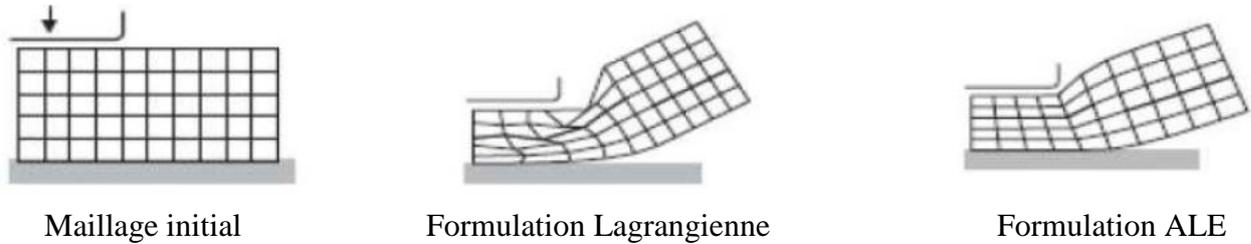


Figure 3.1 : Difficultés associées aux Formulation Lagrangienne et réparation ALE.

### 3.3 Procédure à suivre

Nous allons maintenant décrire toutes les étapes à suivre pour intégrer les caractéristiques nécessaires à la modélisation d'une coupe orthogonale avec ABAQUS/Explicit.

Nous procéderons en paramétrant chaque module du logiciel dans l'ordre suivant :

- *Part (création).*
- *Property (propriété).*
- *Assembly (assemblage).*
- *Step (configuration).*
- *Interaction.*
- *Load (charge).*
- *Mesh (maillage).*
- *Job (exécution).*

### 3.4 Conditions aux limites et chargement

La pièce est modélisée en déformations planes: elle est fixée par un encastrement à sa base. Sa longueur est de 100 mm (on a pris un diamètre  $\varnothing 15$  mm) et sa hauteur est de 15 mm.

L'outil est modélisé par un corps rigide, il est animé d'un mouvement de translation à une vitesse de coupe  $V_c = 238$  m/min). La température initiale de la pièce et de l'outil est de  $20^\circ\text{C}$  (293K). L'avance de coupe  $f = 0,1$  mm/tr. Le contact entre l'outil et la pièce usinée est considéré avec frottement et le coefficient de frottement outil- pièce est estimé à  $\mu=0.2$ .

Nous nous sommes arrivés à obtenir la formation d'un copeau et le déchirement de la matière formant le copeau et l'endommagement subit. À la fin du calcul, le copeau se détache bien du bloc de la matière (Figure 3.4).

Dans ce qui suit, la figure illustre l'évolution du maillage par éléments finis.

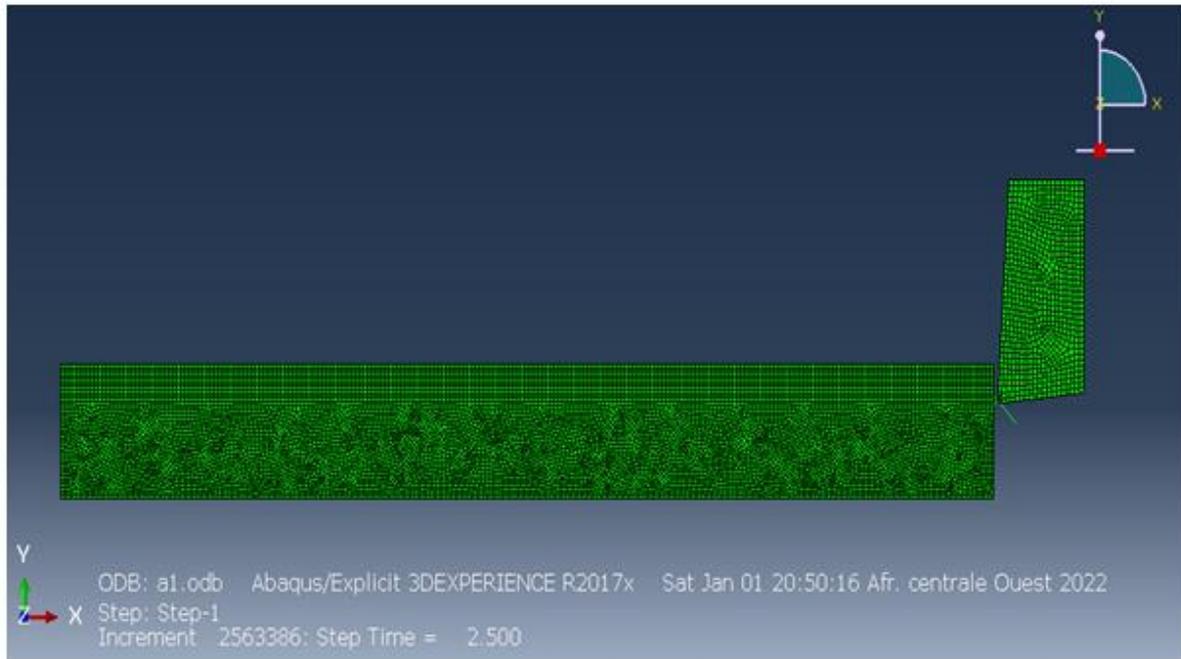


Figure 3.2 : Assemblage outil-pièce avec un maillage ALE.

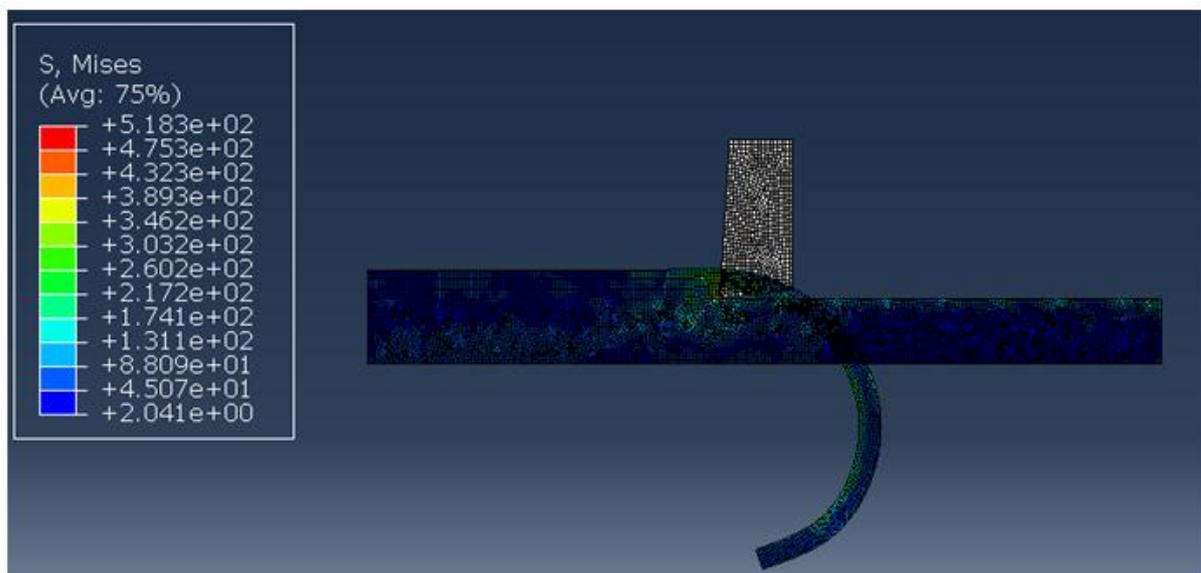


Figure 3.3 : Formation du copeau.

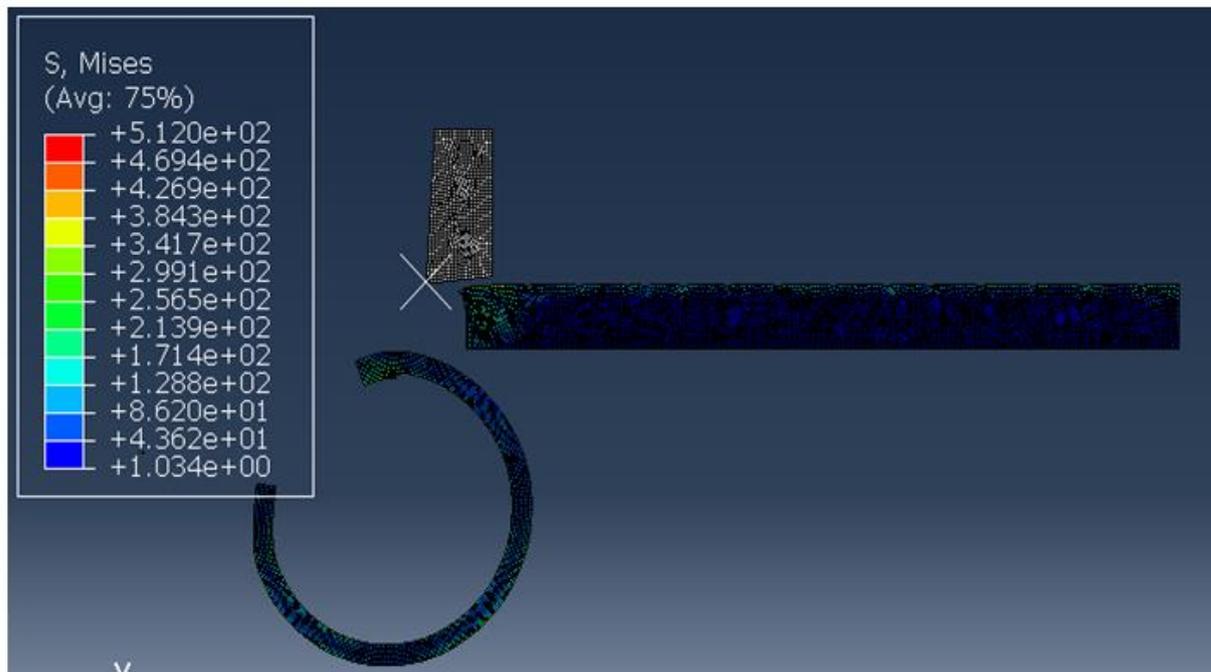


Figure 3.4 : Détachement du copeau.

La figure 3.4 présente la distribution de la contrainte équivalente de Von Mises et on remarque l'apparition de la zone de séparation du métal en pointe de l'outil. Dans cette région, l'outil exerce un effort de compression sur le matériau qui est refoulé et se sépare en deux parties : le copeau et la pièce usinée.

### 3.5 Comportement dynamique du système

Suite à l'identification des plans de mouvement, plans d'effort, nous pouvons déterminer les configurations réelles de coupe et proposer un modèle dynamique intégrant la géométrie de l'outil et le contact pièce-outil, l'équation qui suit représente le comportement dynamique de la coupe qui est décrit de façon générale par :

$$M\ddot{X} + C\dot{X} + KX = F(t) \quad (3.3)$$

D'où [M] représente la matrice de masse, [C] la matrice d'amortissement, [K] la matrice de raideur, et X le vecteur de position. Dans ce système, la force dynamique F(t) est fonction des paramètres du contact de l'outil tels que la longueur de la zone de cisaillement secondaire, le vecteur contrainte sur cette même, sur le rayon d'arête de l'outil et L la longueur de contact de la zone de dépouille (Figure 1.7 du chapitre 1).

### 3.6 Etude vibratoire

### 3.6.1 Situations à problème

Certaines conditions sont liées au risque de vibrations :

- Pièces souples.
- Outils longs et fins.
- Mouvements d'outils essentiels provoquent fréquemment des problèmes de vibration car les tests provoquent la rigidité de la machine.
- Machines moins rigides, comme les machines à grande vitesse qui doivent être légères à assembler et plus récemment les bras robotisés et les machines spéciales.

### 3.6.2 Problèmes liés aux vibrations

Les problèmes causés par les vibrations sont nombreux :

- La manifestation la plus courante des vibrations d'usinage est la détérioration de l'état de surface, causée par un enroulement plus ou moins régulier et des cotes hors tolérances. Parfois, la détérioration est si grave que la pièce est jetée.
- Le bruit est souvent dur, extrêmement distinctif et parfois si fort qu'il est gênant que l'opérateur soit obligé de porter une protection auditive ou même de quitter l'équipement. Ces bruits sont assez courants, voire quotidiens, dans les ateliers d'usinage.

Un dispositif expérimental de mesure des vibrations a été inclus pour comparer avec notre simulation, la figure ci-dessous illustre la panne du système.

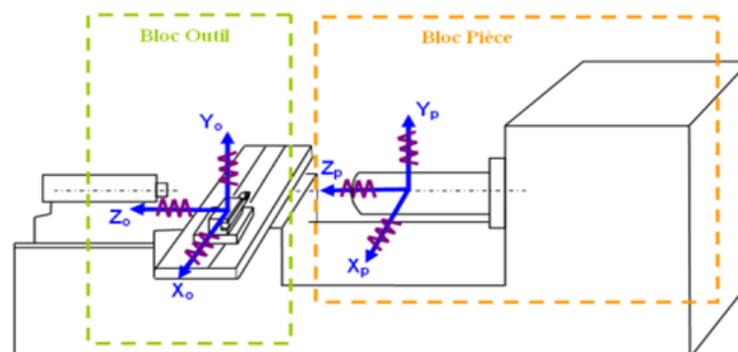


Figure 3.5 : Décomposition du système.

3.6.3 Evolution des forces

Lorsque l'outil est en contact avec le matériau, il produit deux composantes : la force d'avance en trait rouge et la force de coupe en trait bleu. Les efforts de coupe sont mesurés à l'aide d'un dynamomètre à 6 composantes [3]. La figure suivante montre l'évolution de ces efforts en fonction du temps obtenus par ABAQUS/Explicit.

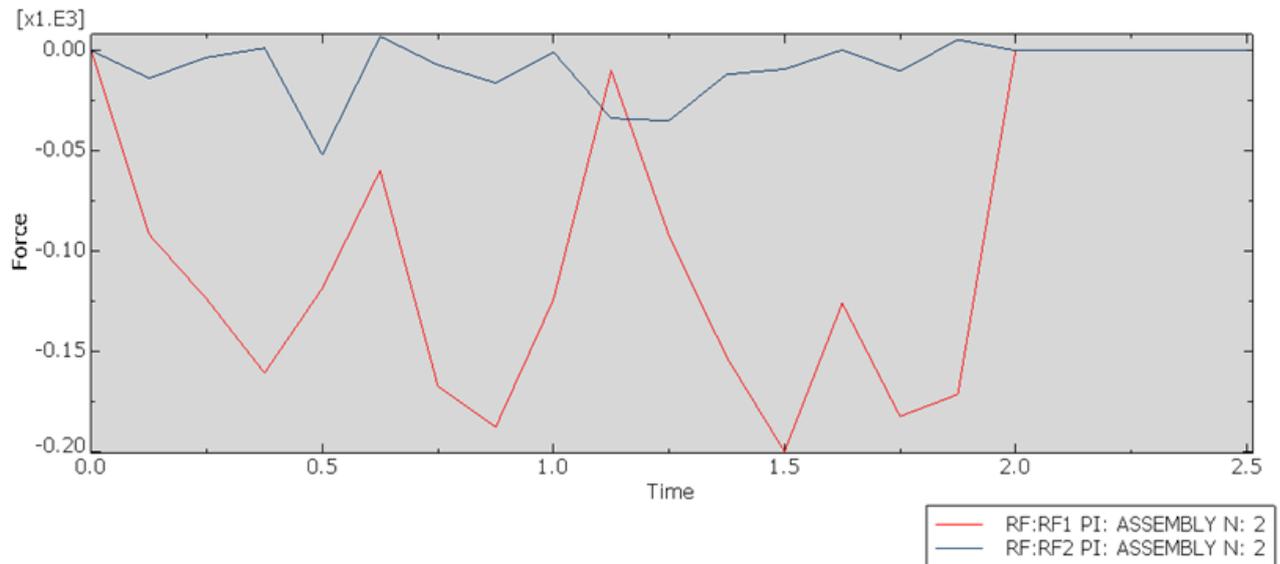


Figure 3.6 : Evolution des forces,  $V_c = 238$  m/min et  $f = 0.1$  mm/tr.

En pratique ; il est toujours difficile de choisir les meilleures fréquences d'excitation pour empêcher le système usinant de se mettre en vibrations, ce modèle numérique nous a permis de déterminer les fréquences aux spectres de raisonnante.

La figure qui suit représente l'accélération en fonction de la fréquence.

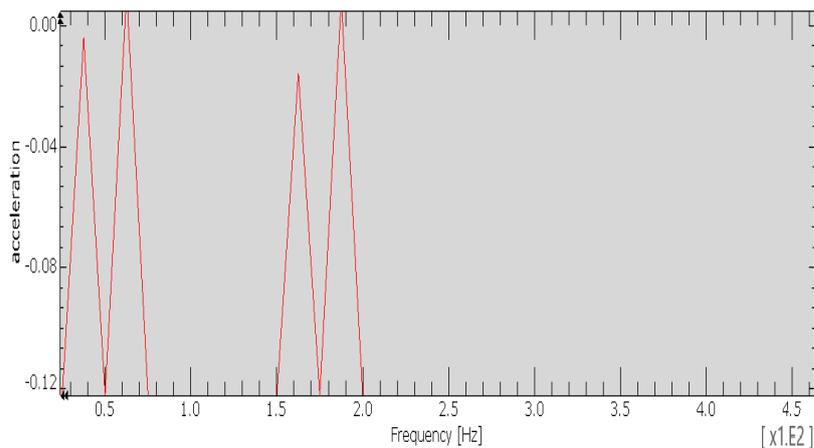


Figure 3.7 : Spectre obtenu pendant l'usinage.

Il est clair que l'analyse de la forme d'onde conduit à une fréquence d'excitation d'environ 190 Hz. Ces résultats sont cohérents avec ceux trouvés dans la littérature [14-16] (Figure 3.7), qui montrent que les forces varient avec la fréquence des vibrations auto-renforcées et sont similaires à nos résultats de simulation (Figure 3.8 et 3.9).

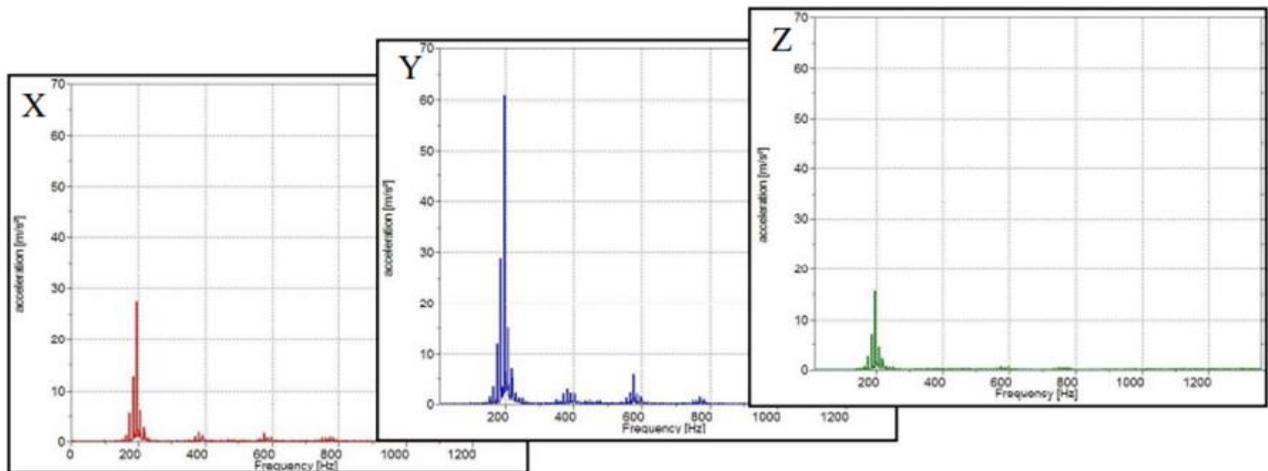
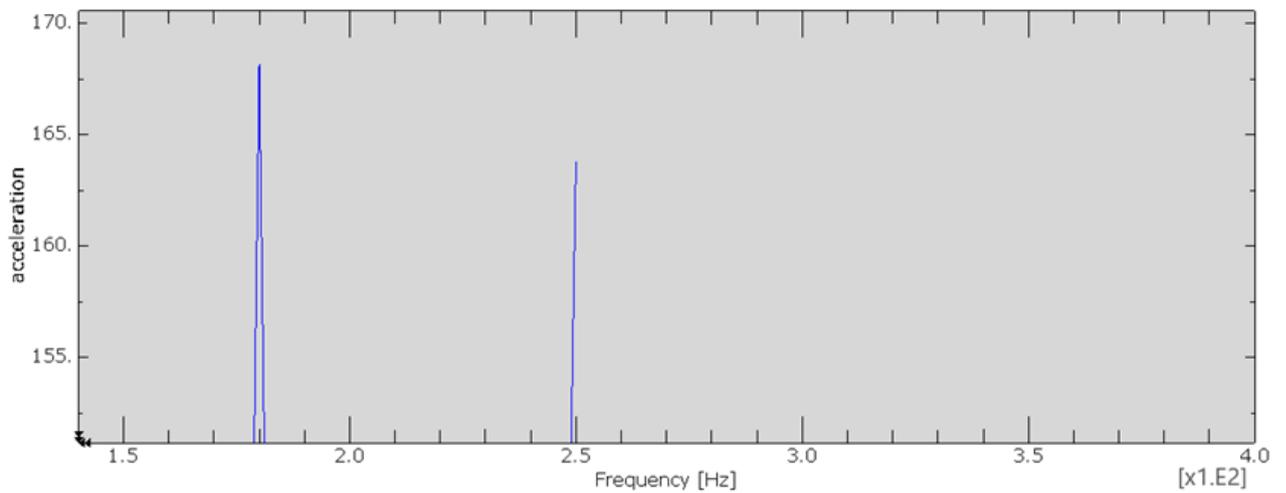


Figure 3.8 : Vibrations auto-entretenues suivant X, Y, Z ;  $V_c = 238$  m/min et  $f = 0.1$  mm/tr, [5].



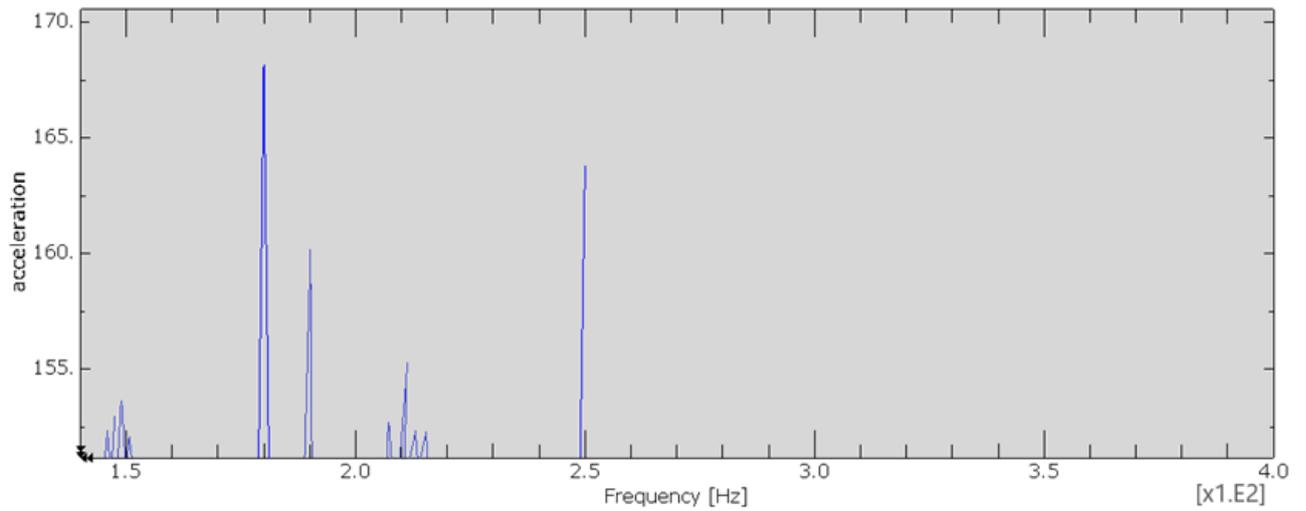


Figure 3.9 : Vibrations de la coupe orthogonale,  $V_c = 238$  m/min et  $f = 0.1$  mm/tr.

L'analyse par FFT de plusieurs essais montre que les fréquences des accélérations de vibrations lors de la coupe sont de l'ordre de 150-200 Hz a qualité de la surface des pièces est affectée par des vibrations (Figure 3.9).

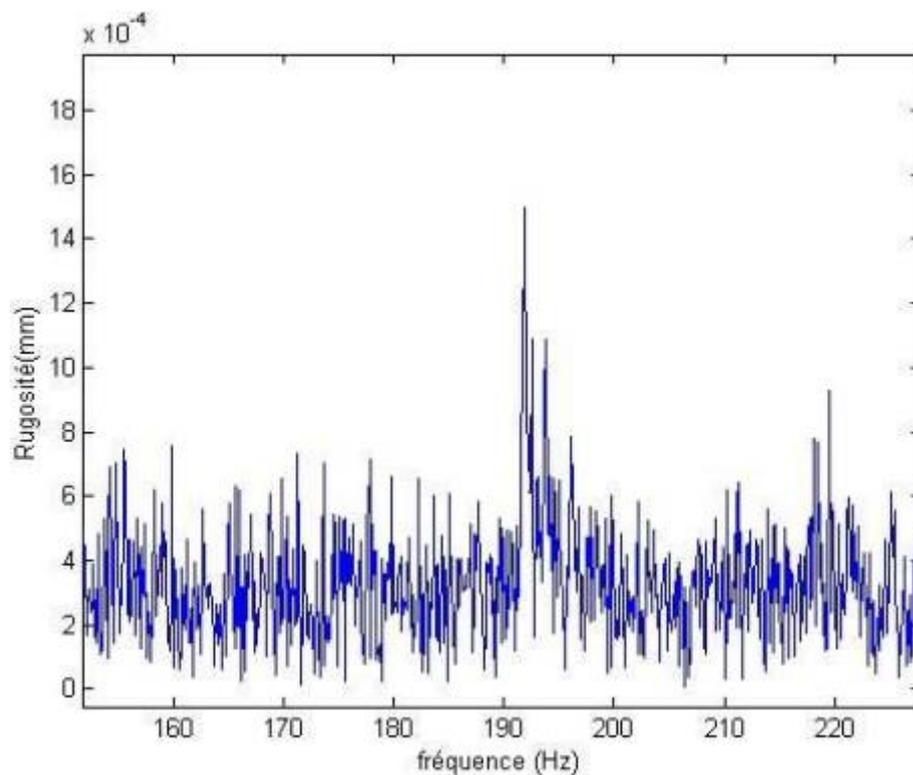


Figure 3.10 : Rugosité de la pièce usinée [5].

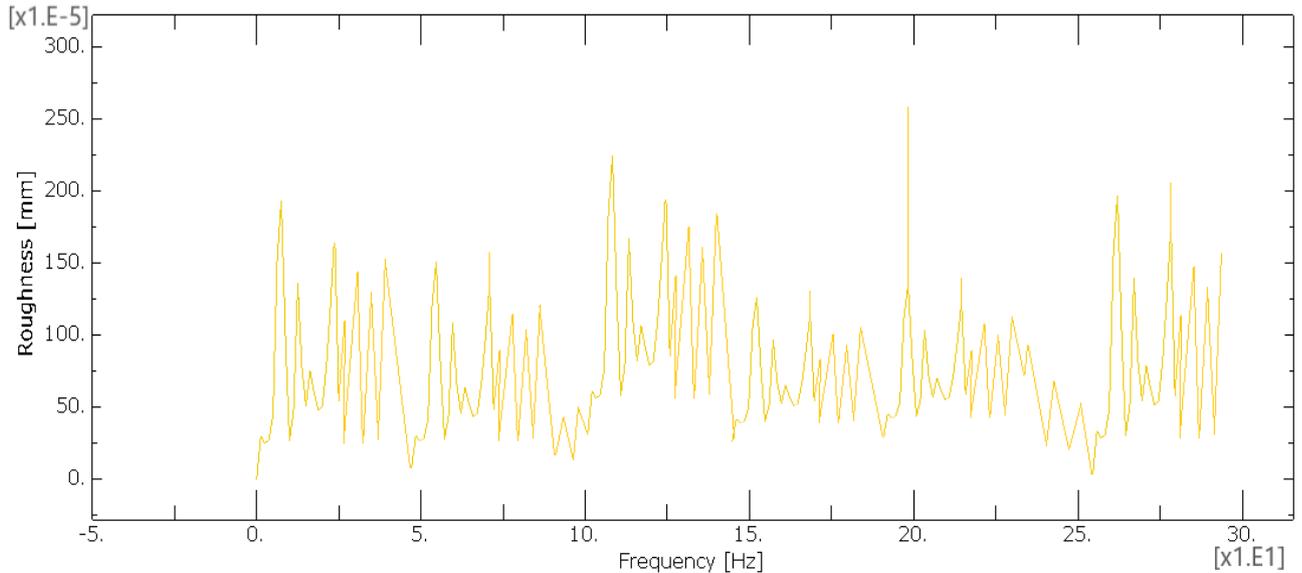


Figure 3.11 : Rugosité de la pièce usinée en simulation.

L'examen des données de rugosité indique un pic de fréquence situé à environ 200 Hz suivant l'expérimental [5]. Ce qui est compatible avec les résultats de la simulation en (Figure 3.10).

La valeur de la rugosité semble fluctuée de manière aléatoire sans aucune tendance évidente avec le temps d'usinage. Bien que l'ampleur des valeurs de rugosité à un moment donné de l'usinage augmente avec l'amplitude de la vibration, à une valeur de 200 Hz la crête est significative devant la rugosité de surface au détachement de copeau cela signifie l'étude a révélé que l'amplitude des vibrations a une influence majeure sur la rugosité de surface, tandis que la fréquence des vibrations a un effet minime. L'augmentation de l'amplitude des vibrations avec l'augmentation de l'usure de l'outil augmente la valeur de la rugosité.

### 3.7 Analyse de la stabilité du système dans le domaine temporel

Dans cette section des scripts ont été développés sur le code de calcul GNU OCTAVE pour déterminer les éléments nécessaires à une analyse approfondie de l'impact de la fréquence vibratoire en coupe orthogonale (opération sur tournage) en se basant des modélisations données dans le chapitre 2.

Dans l'absence d'un banc d'essai relatif à notre travail, nous avons été contraints à choisir les conditions de coupe et les paramètres structurels de la machine à partir de la littérature scientifique traitant ce problème [4-17].

La figure 3. 11 illustre le modèle de tournage avec les constantes dynamiques :

$$\begin{array}{llll}
 M_1 = 1\text{Kg} & C_1 = 450 \text{ N-S/m} & K_1 = 3 \times 10^7 \text{ N/m} & \text{pour la direction } U_1. \\
 M_2 = 1\text{Kg} & C_2 = 650 \text{ N-S/m} & K_2 = 3 \times 10^7 \text{ N/m} & \text{pour la direction } U_2.
 \end{array}$$

Et l'autre paramètre :

$$\alpha_1 = 35^\circ ; \alpha_2 = 55^\circ ; \beta = 65^\circ ; h_m = 0.1\text{mm} \text{ et } K_f = K_S = 2000\text{N/mm}^2.$$

### 3.7.1 Solution numérique du système

Avant de déterminer les forces et les déplacements dans le domaine temporel, calculons  $b_{\text{lim.cri}}$ , les meilleures et pires vitesses approximatives, et le diagramme des lobes de stabilité pour ce modèle à partir de l'algorithme de calculs des lobes de stabilité en tournage coupe orthogonale (Figure 2.9 du chapitre 2).

La FRF orientée doit être déterminée à partir des facteurs d'orientation directionnelle avant de calculer  $b_{\text{lim.cri}}$ . Les facteurs d'orientation directionnelle sont :

$$\mu_1 = \cos(\beta - \alpha_1) \cos(\alpha_1) \rightarrow \mu_1 = \cos(65 - 35) \cos(35) = 0.709.$$

$$\mu_2 = \cos(\beta - \alpha_2) \cos(\alpha_2) = \mu_2 = \cos(65 - 55) \cos(55) = -0.287.$$

La FRF orientée est représentée sur la figure 3.12. La partie réelle minimale est à 748 Hz avec une valeur de  $1,993 \times 10 \text{ mm/N}$  et la partie réelle passe par une amplitude nulle à une fréquence de 709 Hz. bien que ce ne soit pas un système à un seul degré de liberté, la partie réelle de la FRF orientée ressemble au comportement d'un système à un seul degré de liberté. Nous pouvons donc approximer  $b_{\text{lim.cri}}$  et les meilleures et pires vitesses de broche en utilisant les équations à un degré de liberté présentées dans la section 2.4 du chapitre 2.

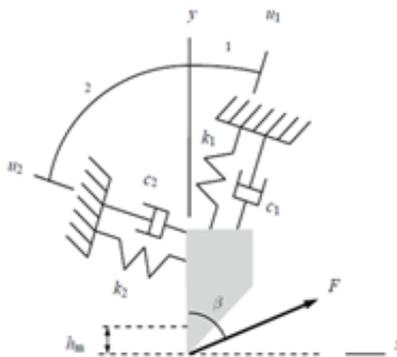


Figure 3. 12 : Modèle de simulation de tournage dans le domaine temporelle.

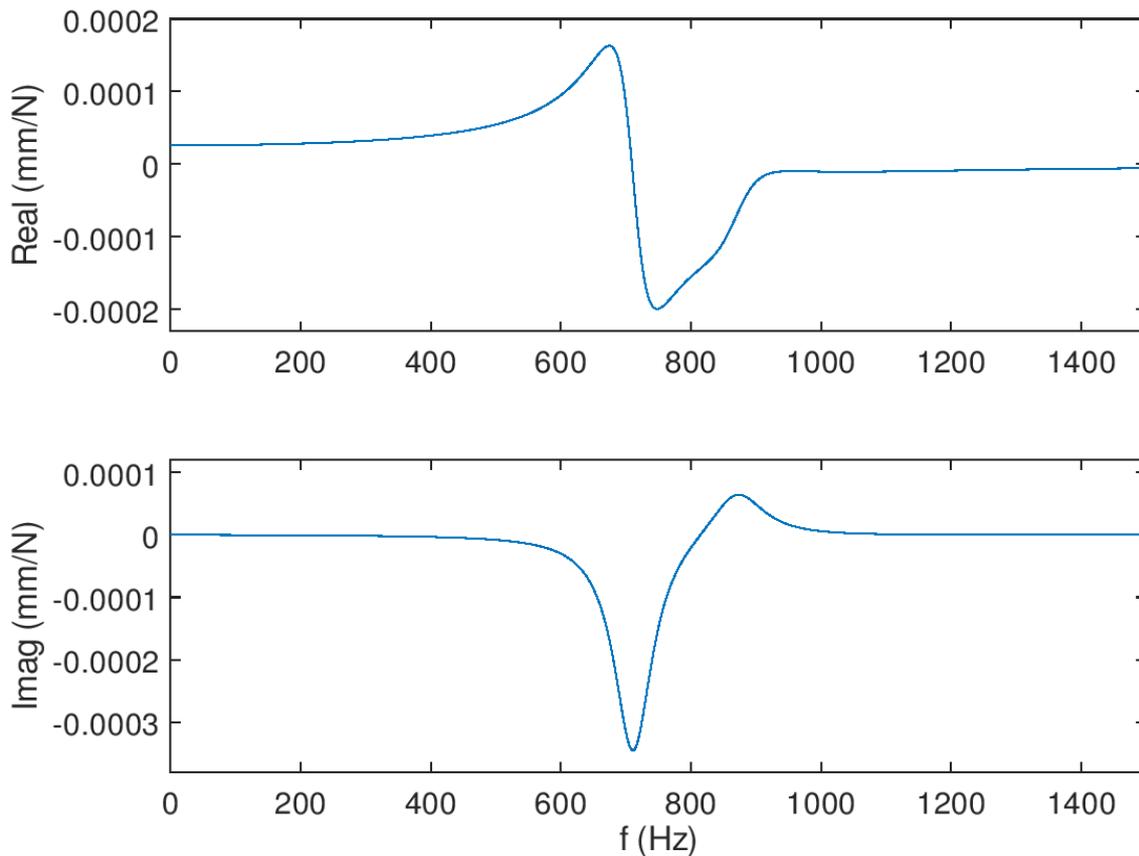


Figure 3.13 : Evolution de FRF.

$$\text{Avec, } b_{lim.cri} = \frac{-1}{2k_s \min(\text{Re}(FRF_{orient}))} = \frac{-1}{2.2000 \cdot (-1.993 \times 10^{-4})} = 1.3mm$$

$$\text{Et } \Omega_{best} = \frac{709}{N+1} \text{ tr/s} ; \Omega_{worst} = \frac{748}{N+\frac{3}{4}} \text{ tr/s}$$

Le panneau supérieur de la figure 3.12 montre une seule plage de fréquence (partie réelle < 0) pour la FRF orientée, dans le panneau du inférieur, on observe que la meilleure vitesse de 709 tr/s est une approximation acceptable du comportement réel ou bien qu'il ne s'agisse pas d'une vitesse de rotation raisonnable (42540 tr/min) pour les applications de tournage typiques.

La figure qui suit illustre la partie réelle négative de FRF orienté (panneau supérieur) et à  $N = 0$  est limite de stabilité correspondante (panneau inférieur).

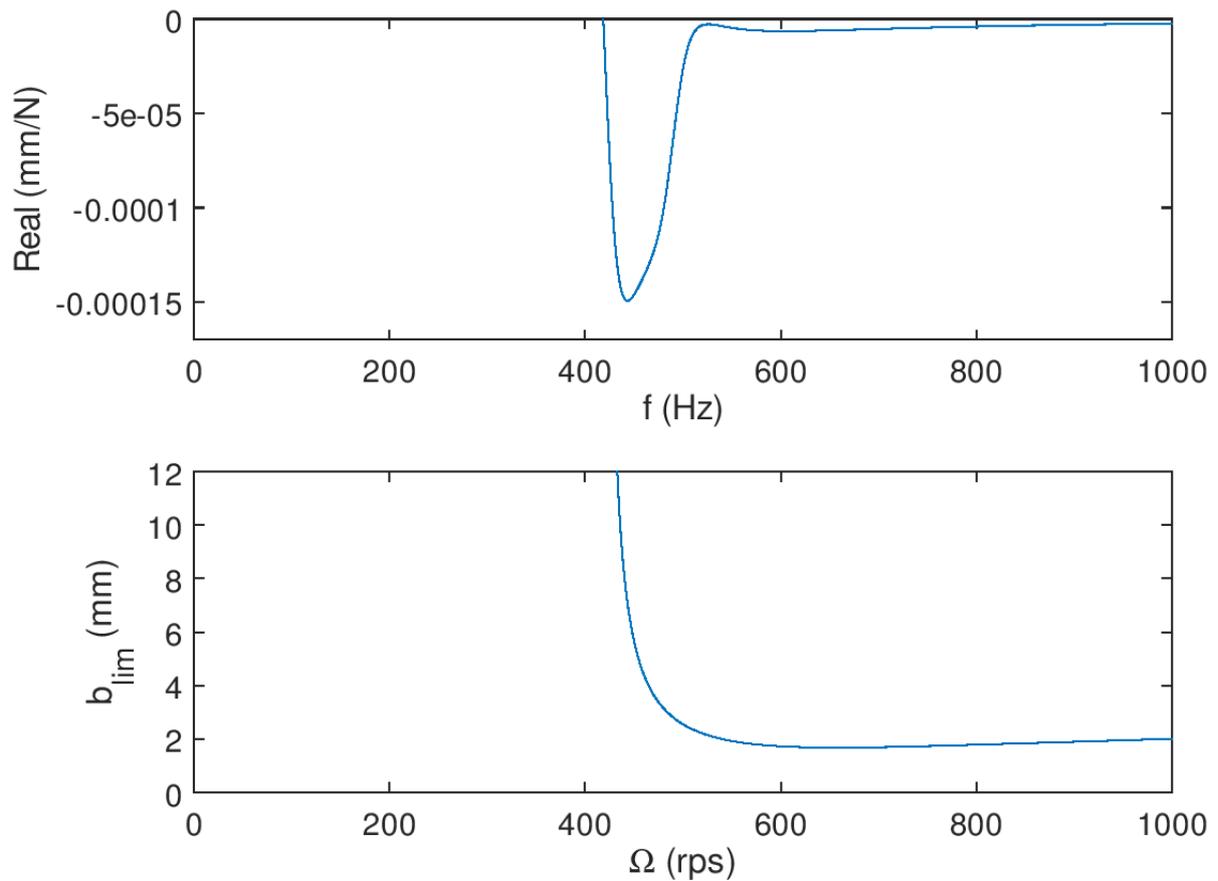


Figure 3. 14 : Panneau supérieur : Partie réelle négative de FRF orienté ; Panneau du bas :  $N = 0$  limite de stabilité correspondante.

Le tableau 3.4 résume les résultats des vitesses de la broche.

Tableau 3. 3 : Vitesses de broche approximatives les meilleures et les pires

$N$	$\Omega_{\text{best}} \text{tr/s}$	$\Omega_{\text{best}} \text{tr/min}$	$\Omega_{\text{worst}} \text{tr/s}$	$\Omega_{\text{worst}} \text{tr/min}$
<b>0</b>	709	42540	997	59820
<b>1</b>	355	21300	427	25620
<b>2</b>	236	14160	272	16320
<b>3</b>	177	10620	192	11520
<b>4</b>	142	8520	157	9420

La figure 3. 14 fournit une vue globale de la stabilité du processus, mais ne fournit pas d'informations locales, telles que la force et le déplacement de l'outil.

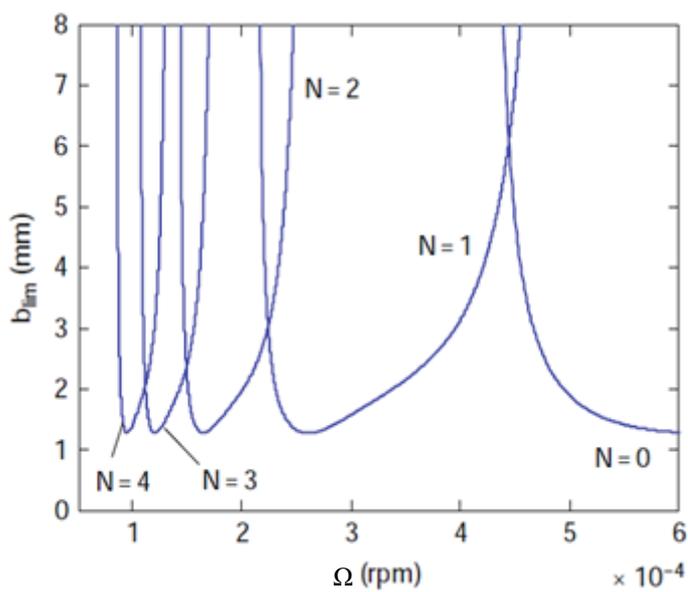
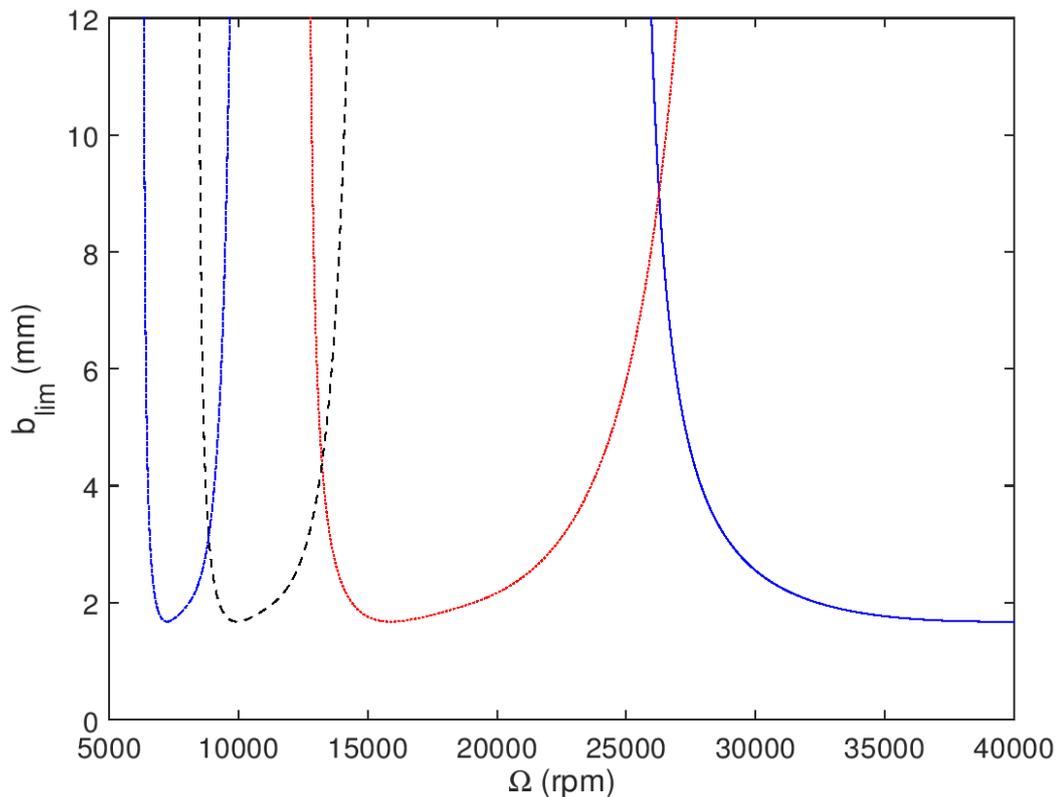


Figure 3. 15 : Lobes de stabilité (N = 0 à 4).

Par exemple, la limite de stabilité suggérerait que 44490 tr/min est une bonne vitesse de fonctionnement pour des valeurs  $b$  jusqu'à 6 mm [cette vitesse de broche est quelque peu supérieure à la simple approximation de 42540 tr/min fournie dans le tableau 3.3.

Nous allons maintenant utiliser la simulation dans le domaine temporel pour déterminer les valeurs de force et de déplacement de l'outil près de ces seuils de stabilité.

La figure 3. 15 fournit les résultats pour  $\Omega = 44490$  tr/min, et  $b = 5$  mm, où le temps total de simulation correspond à 50 tours,  $\frac{50}{\frac{44490}{60}} = 0.067s$ .

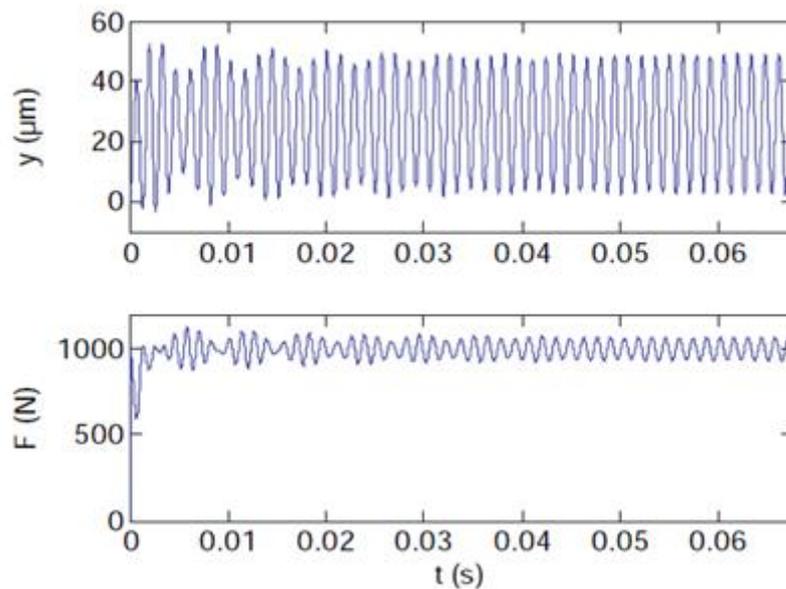


Figure 3. 16 : Force et déplacement dans le domaine temporel pour  $\Omega = 44490$  tr/min et  $b = 5$ mm.

On voit que à ces conditions sont proches de la limite de stabilité puisque les niveaux de force et de déplacement sont constants. De cette manière, la simulation dans le domaine temporel peut être utilisée pour affiner les résultats de la limite de stabilité analytique.

À  $\Omega = 44490$  tr/min et  $b = 6$  mm, la coupe est clairement instable ; les valeurs de force et de déplacement augmentent considérablement avec le temps (Figure 3. 16).

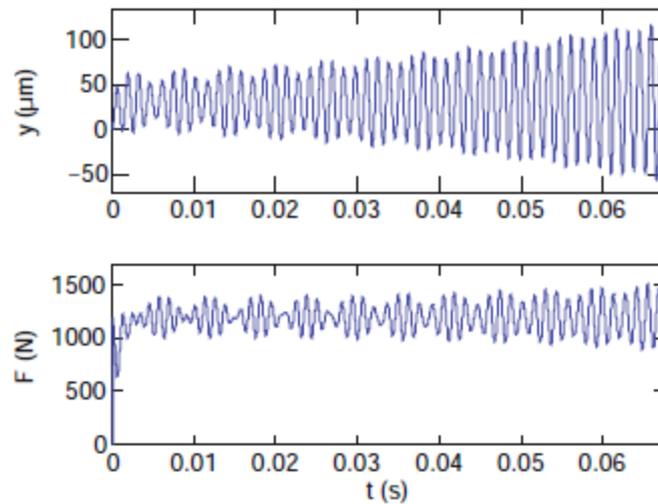


Figure 3. 17 : Force et déplacement dans le domaine temporel pour  $\Omega = 44490$  tr/min et  $b = 6$  mm.

À la vitesse de broche moins favorable de  $\Omega = 26140$  tr/min, un broutage est observé à  $b = 2$  mm sur la 3.17. Non seulement les valeurs de force et de déplacement augmentent avec le temps, mais la non-linéarité de la force est également observée (commençant à environ  $t = 0,025$  s) lorsque la vibration de l'outil devient suffisamment importante.

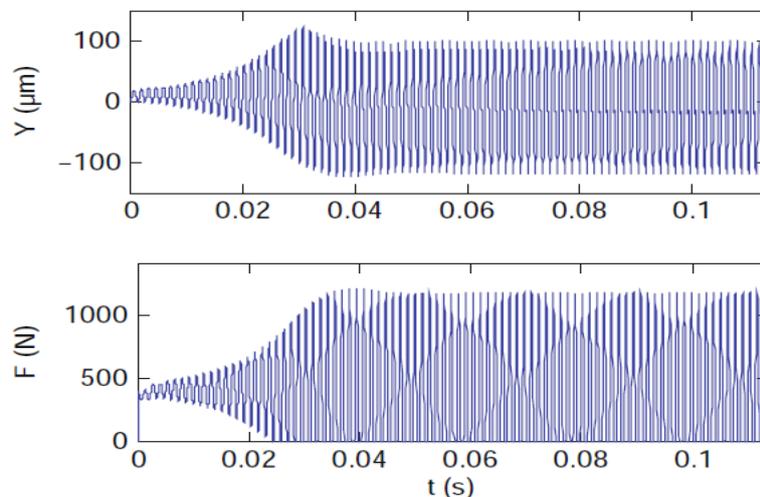


Figure 3.18 : Force et déplacement dans le domaine temporel pour  $\Omega = 26140$  tr/min et  $b = 2$  mm.

Si la largeur du copeau est réduite à 1 mm, un fonctionnement stable est obtenu (Figure 3. 18).

Ici, on voit que la réponse transitoire initiale s'atténue rapidement et que la force et le déplacement en régime permanent sont obtenus.

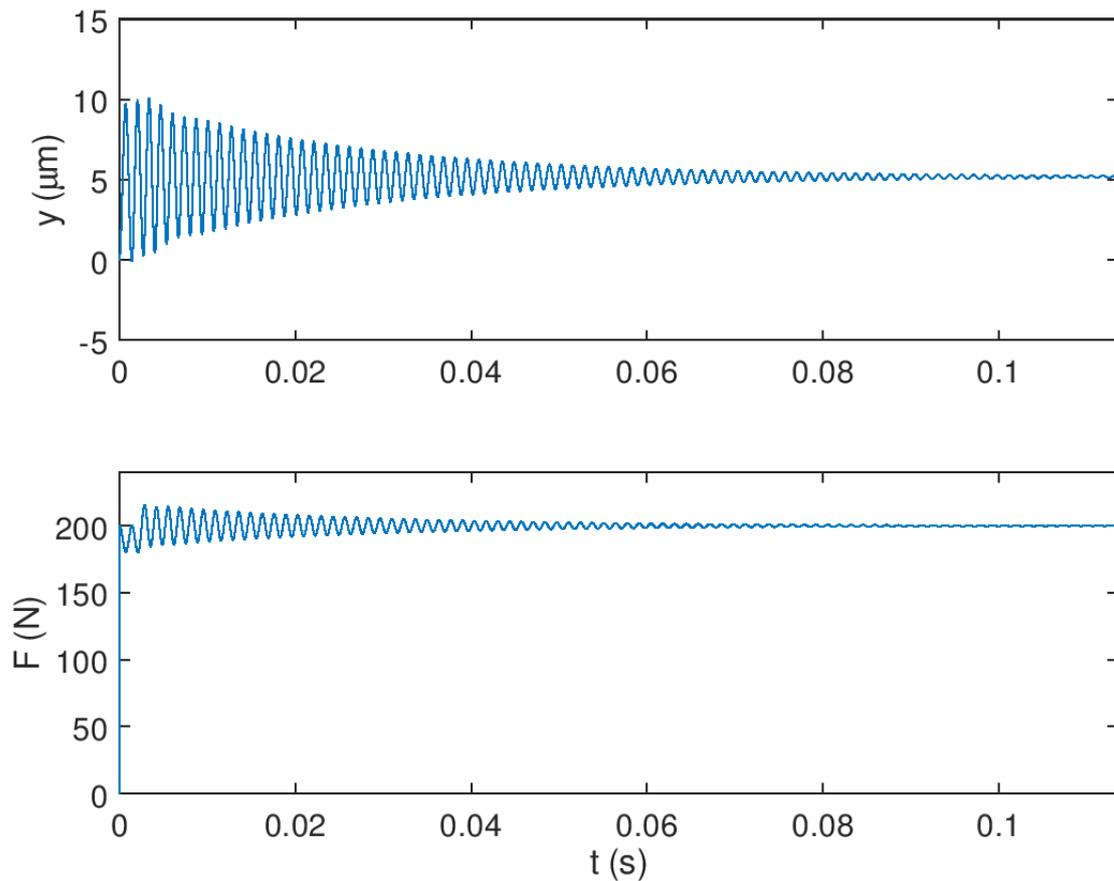


Figure 3.19 : Force et déplacement dans le domaine temporel pour  $\Omega = 26140$  tr/min et  $b = 1$  mm.

### Conclusion

Des procédures de modélisation dynamiques évoquées dans ce chapitre, ont permis de déterminer les éléments nécessaires à une analyse approfondie de l'impact de la fréquence vibratoire, de son mouvement, et de l'évolution des interactions outil/pièce et outil/copeau sur la surface usinée.

La qualité et la fiabilité des résultats simulés laissent à prévoir une avancée significative dans les années à venir dans le domaine de la maintenance industrielle.

# *Conclusion générale*

---

## Conclusion générale

Les vibrations, phénomène dit aussi broutement, du système machine-outil-pièce dégradant la qualité de la surface usinée, accélèrent l'usure de l'outil et de la machine et provoquent le dérèglement de la machine et des montages. Un broutement important diminue la productivité et parfois rend même impossible tout travail sur une machine-outil.

En dépit de ces considérations, nous avons présenté une synthèse des travaux de recherche sur les phénomènes du broutement en usinage et plus particulièrement lors d'une opération de tournage en coupe orthogonale d'un acier faiblement allié, le 42CrMo4 avec un outil de coupe en carbure.

Pour atteindre cet objectif des codes de calcul ont été développés sous ABAQUS/Explicit et GNU OCTAVE afin de savoir ce que l'on peut apporter par ces résultats de simulation aux problèmes de vibrations en usinage et plus particulièrement à la maintenance industrielle.

Grâce à ces résultats de simulation, nous sommes arrivés à tirer les conclusions suivantes :

- L'augmentation de la profondeur axiale réduit la stabilité de l'usinage.
- La vitesse de rotation de la broche influe sur la stabilité d'usinage.
- Le choix de la vitesse de rotation de la broche qui correspond à une profondeur de passe axiale au dessus des lobes de stabilité conduit à un usinage instable.

Plusieurs perspectives pourraient être envisagées pour poursuivre ce travail :

- Étudier la configuration réelle d'un système usinant vibratoire selon que l'outil et la pièce sont tous les deux flexibles.
- Il y a aussi la possibilité d'étudier le comportement en coupe oblique.
- Il est possible aussi de continuer d'étudier le broutement pour les autres procédés d'usinage.

Reste à dire que ce travail est purement de simulation numérique et qu'il faudra valider par des essais expérimentaux dans les mêmes conditions utilisés en simulation.

# *Références bibliographiques*

---

- [1] N. Corduan, « Etude des phénomènes vibratoires en fraisage de finition de plaques minces : application aux aubages de turbines aéronautiques ». Thèse de Doctorat, ENSAM, CER de Paris, 2006.
- [2] R. Younes, « Etude de la stabilité des vibrations de l'usinage », XIVème Colloque, « Vibration - Chocs et Bruit », Ecole Centrale de Lyon, 16, 17 et 18 juin 2004.
- [3] S. Makhfi, « Modélisation et simulation du comportement thermomécanique de l'usinage à grande vitesse ». Thèse de Doctorat en Mécanique, Université de Tlemcen, Algérie, 2018.
- [4] H. Ernst, « Physics of metal cutting ». Machining of Metals, Cleveland OH: American Society of Metals, pp.1-34, 1938.
- [5] C. Azoui, « Simulation des effets dynamiques de la coupe sur la stabilité de la coupe : application au fraisage de profil ». Thèse de Magister en Construction Mécanique, Université de Batna, 2009.
- [6] R. Laheurte, « Application de la théorie du second gradient à la coupe des matériaux ». Thèse de Doctorat en Mécanique, Université de bordeaux, 2004.
- [7] J. R. Pratt, « Vibration control for chatter suppression with application to borings bars ». Thèse de Doctorat, 1997.
- [8] G. Piègne, « Etude et simulation des effets dynamiques de la coupe sur la stabilité de la coupe et la qualité géométrique de la surface usinée : application au fraisage de profil ». Thèse de Doctorat, Université de Grenoble, 2003.
- [9] G. F. Moraru, « Etude du comportement du système pièce–outil–machine en régime de coupe vibratoire ». Thèse de Doctorat, ENSAM, 2002.
- [10] B. Benmohammed, « Identification des lois d'effort de coupe de tournage en régime dynamique ». Thèse de Doctorat de Mécanique, l'Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers - France, 1996.
- [11] K. Mehdi, J. F. Rigal, D. Play, « Dynamic behavior of thin wall cylindrical workpiece during the turning process, PART II: Experimental approach and validation ». Trans of ASME, J. of Manufact. Sc. and Engng, Vol. 124, 2002b, pp. 569-580, 2002.
- [12] O. Cahuc, P. Darnis, A.Gérard, JL. Bataglia, « Experimental and analytical balance sheet in turning applications ». International Journal of Advanced Manufacturing Technology, pp. 648-656, 2001.
- [13] Z. A. Abed, « Méthodologie d'Identification des Modèles d'Usinage en Tournage Dur ». Master en Construction Mécanique. Université Ibn Khaldoun de Tiaret, 2019.
- [14] P. Martin, « Influence de l'usure d'un outil de tour sur les vibrations entretenues en coupe ». Thèse, Université Nancy I, 1973.

- [15] B. Brahim, « Identification de lois d'effort de coupe de tournage en régime dynamique ». Thèse, Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers, Paris, 1996.
- [16] I. Marinescu, C. Ispas, D. Boboc, « Handbook of Machine Tool Analysis, Marcel Dekker». 2002
- [17] J. Briche, «Thermomécanique- Introduction à la CAO sur le logiciel ABAQUS-».
- [18] P. Rozycki, « Formation ABAQUS. Elèves Ingénieurs 3ème année Option Simulation en Ingénierie Mécanique ».
- [19] S.Kammoun, « Introduction au code commercial de calcul par élément finis ABAQUS ». TP Abaqus. Université catholique de Louvain, novembre 2007.
- [20] L.Penazzi, F.Nazaret et V.Velay, « présentation d'ABAQUS ». EMAC- CROMeP. Mars 2003.
- [21] . I. Hajjaji. Doctorant, Université de Monastir. Ecole Nationale d'Ingénieurs de Monastir, ENIM. Tunisie 2004-2005..

# *Annexes*

---

## Annexe

### 1 Le logiciel de la simulation « ABAQUS »

ABAQUS a été développé par Hibbit, Karlsson & Sorensen (HKS) [17] (devenue ABAQUS, Inc) et la théorie des éléments finis a été améliorée au fur et à mesure pour intégrer toutes les nouveautés et les besoins de l'entreprise, jusqu'à ce que l'entreprise soit rachetée par Dassault industries en 2005.

ABAQUS est avant tout un logiciel de simulation par éléments finis de problèmes très variés en mécanique. Il est connu et répandu, en particulier pour ses traitements performants des problèmes non-linéaires.

#### 1.2 Présentation générale d'ABAQUS

Ce n'est qu'un solveur, (figure V.1), (Standard, Explicite ou Implicite,...) qui effectue la résolution d'un problème décrit par un fichier « entrée » (ou fichier de données) et il écrit la solution vers un fichier « de sortie » (ou fichier de résultats), [18] :

- Le fichier (« texte ») de données a pour extension (**.inp**) et dont le contenu sont des mots clés qui décrivent les géométries, les matériaux, les conditions aux limites,...
- Le fichier de résultats a pour extension (**.odb**) et dont le contenu sont des contours et des courbes montrant les résultats.

Les autres fichiers créés pendant le calcul dans Abaqus sont :

- Le Fichier (**.dat**) qui contient :
  - le fichier résumé de notre modélisation,
  - les messages d'erreur concernant notre modélisation,
  - les temps de calcul.
- Le fichier (**.msg**) qui contient :
  - le fichier résumé du calcul en cours,
  - les messages d'erreur lors du déroulement du calcul.

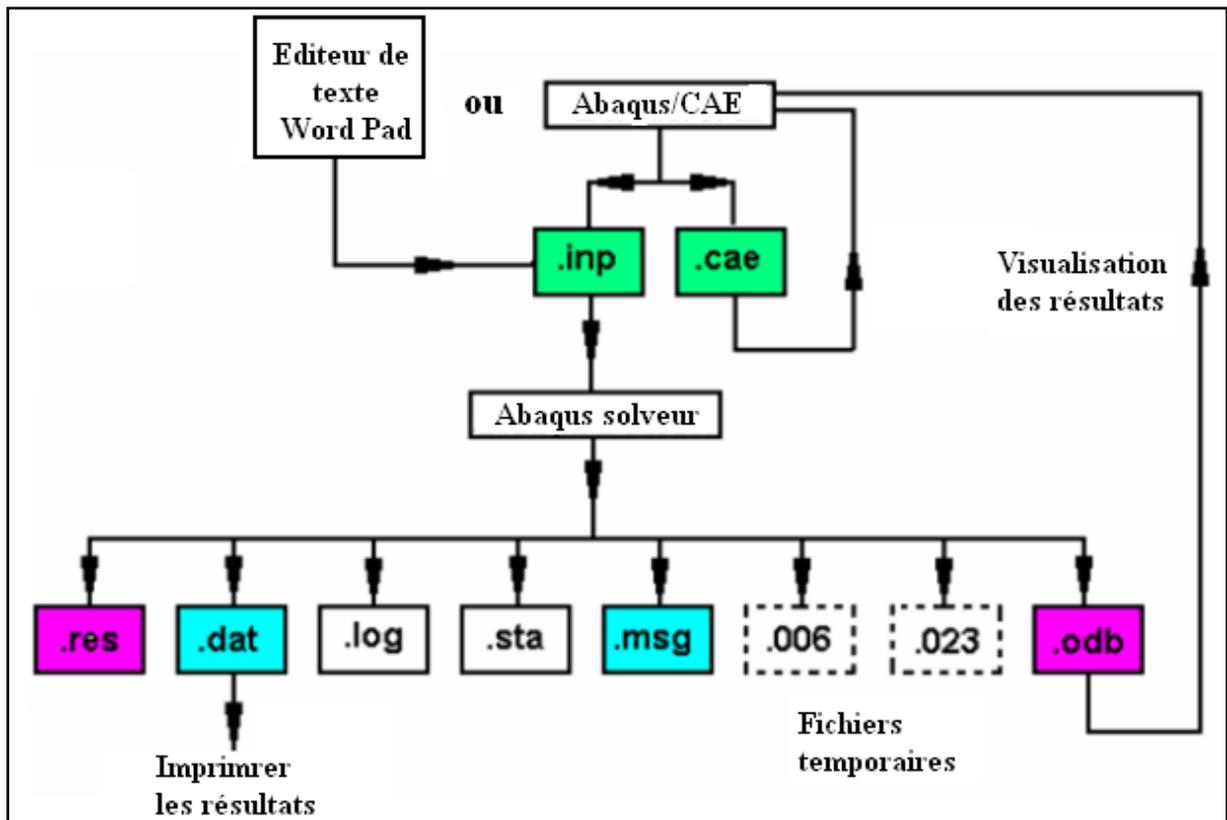


Figure 1 Le schéma de résolution dans ABAQUS, [19].

### 1.3 Les principaux modules

- le module ABAQUS /CAE (**Computer Aided Engineering**) qui est:
  - un environnement interactif permettant, [19]:
    - ✓ la création du modèle E.F,
    - ✓ le lancement de calcul,
    - ✓ le diagnostic d'éléments,
    - ✓ la visualisation des résultats.
- les modules ABAQUS /Standard et ABAQUS /Explicit qui sont des solveurs qui font les calculs, [20].

**Le module ABAQUS/Standard (faisant une résolution implicite)** qui permet en premier lieu les :

→ Analyses linéaires ou non-linéaires, telles que :

- l'analyse statique ou dynamique en contraintes et déplacements,
- la réponse visco - élastique ou visco - plastique,

- l'analyse de transfert thermique (transitoire et stationnaire),
- l'analyse de diffusion de masse (transitoire et stationnaire),
- l'analyse acoustique.

→ les problèmes couplés.

- ✓ Thermo- mécanique avec couplage réciproque,
- ✓ Thermo- électrique,
- ✓ Pièzo- électrique,
- ✓ Mécanique des milieux poreux saturés et non-saturés, couplage avec l'écoulement thermomécanique avec diffusion de masse,
- ✓ Couplage mécanique/acoustique.

En deuxième lieu les analyses linéaires de perturbations, telle que :

- Analyse statique ou dynamique en contraintes et déplacements (modes propres, flambage,...).

**Le module ABAQUS/Explicit (faisant une résolution explicite)** qui permet :

- l'analyse dynamique en contraintes et déplacements.

- Le module ABAQUS /Viewer, [19] : qui permet la visualisation des résultats.

**1.4 Les algorithmes de résolution**, [20] : Abaqus utilise des algorithmes de résolution qui traitent les différents problèmes :

- le problème linéaire : solution obtenue directement,
- le problème non-linéaire en régime permanent : solution obtenue avec itération (avec contrôle de la précision),
- le problème non-linéaire en régime transitoire : solution obtenue avec itération (avec contrôle de la précision) et incrémentation (avec contrôle du pas de temps), utilise le schéma d'intégration implicite de Hilbert-Hughes-Taylor,
- des techniques de résolution,
- des non linéarités géométriques,
- la formulation de Lagrange et de Lagrange actualisées (problème d'élasticité ou d'élasto - plasticité),
- la résolution d'équations non-linéaires,

- la méthode de Newton complète (qui consiste la reconstruction de la matrice de rigidité pour chaque itération),
- l'accélérateur de convergence pour des discontinuités sévères,
- le contrôle de la solution,
- le contrôle en forces, déplacements et températures pour chaque pas de temps,
- le critère sur les résidus (minimum) associés à chaque type d'équations.

## ملخص:

في هذا العمل ، أجرينا توليفة من العمل حول ظاهرة الاهتزاز ، في الآلات وبشكل أكثر تحديداً أثناء عملية الدوران في القسم المتعامد من سبائك الصلب ، CrMo442 بأداة قطع من الكربيد. تم تطوير النموذج على أكواد الكمبيوتر / ABAQUS Explicit و GNU OCTAVE في إطار لتحديد العناصر اللازمة لإجراء تحليل متعمق لتأثير الاهتزازات الناتجة عن ديناميكيات القطع ومن أجل معرفة ما يمكننا معرفته. من خلال نتائج المحاكاة لمشاكل الاهتزاز في الآلات. تظهر نتائج المحاكاة توافقاً جيداً مع تلك التي تم الحصول عليها في الأدبيات.

**الكلمات الدلالية:** الاهتزاز ، الثرثرة ، الدوران ، القطع المتعامد ، النمذجة ، الديناميكيات ، ABAQUS / Explicite/ GNU ، OCTAVE ، ديناميكيات القطع.

## Résumé :

Dans ce travail, nous avons effectué une synthèse des travaux de recherche sur les phénomènes de vibration, dit aussi broutement en usinage et plus particulièrement lors d'une opération de tournage en coupe orthogonale d'un acier faiblement allié, le 42CrMo4 avec un outil de coupe en carbure.

Des modélisations dynamiques sur des codes de calcul ont été développée sous ABAQUS/Explicit et GNU OCTAVE pour déterminer les éléments nécessaires à une analyse approfondie de l'impact des vibratoire issus de la dynamique de coupe et afin de savoir ce que l'on peut apporter par ces résultats de simulation aux problèmes de vibrations en usinage et plus particulièrement à la maintenance industrielle.

Les résultats de simulation montrent une bonne concordance avec ceux obtenus dans la littérature.

**Mots clés :** Vibration, Broutement, Tournage, Coupe orthogonale, Modélisation, Dynamique, ABAQUS/Explicit, GNU OCTAVE, dynamique de la coupe.

## Abstract:

In this work, we have carried out a synthesis of research work on the phenomena of vibration, in machining and more particularly during a turning operation in orthogonal section of a low alloy steel, 42CrMo4 with a tool of carbide cutter.

Dynamic modeling on computer codes has been developed under ABAQUS/Explicit and GNU OCTAVE to determine the elements necessary for an in-depth analysis of the impact of vibrations resulting from the cutting dynamics and in order to know what we can bring. by these simulation results to vibration problems in machining and more particularly to industrial maintenance.

The simulation results show good agreement with those obtained in the literature.

**Keywords:** Vibration, Chatter, Turning, Orthogonal cut, Modeling, Dynamics, ABAQUS/Explicit, GNU OCTAVE, cut dynamics.