



AVERTISSEMENT

Ce document est le fruit d'un long travail approuvé par le jury de soutenance et mis à disposition de l'ensemble de la communauté universitaire élargie.

Il est soumis à la propriété intellectuelle de l'auteur. Ceci implique une obligation de citation et de référencement lors de l'utilisation de ce document.

D'autre part, toute contrefaçon, plagiat, reproduction illicite encourt une poursuite pénale.

Contact : ddoc-theses-contact@univ-lorraine.fr

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 335.2- L 335.10

http://www.cfcopies.com/V2/leg/leg_droi.php

<http://www.culture.gouv.fr/culture/infos-pratiques/droits/protection.htm>



Institut Supérieur de Génie Mécanique et Productique

THESE

Présentée à



Université Paul Verlaine - Metz

Par

Luis Ricardo CASTRO MARTINEZ

Pour l'obtention du grade de :

Docteur de l'Université Paul Verlaine – Metz

Discipline : Mécanique

Spécialité : Mécanique – Productique

**IDENTIFICATION DES SOURCES DE VIBRATION EN
USINAGE. ETUDE EXPERIMENTALE ET NUMERIQUE**

Soutenue le 08 décembre 2006 devant le jury composé de :

Paul LIPINSKI	(ENIM – Metz)	Directeur de thèse
Pascal VIEVILLE	(ENIM – Metz)	Co-Encadrant Scientifique
Alphonse MOISAN	(ENSAM – Paris)	Rapporteur
Jean-François RIGAL	(INSA – Lyon)	Rapporteur
François GARCIN	(Sneema Moteurs – Paris)	Examineur
Alain MOLINARI	(Université Paul Verlaine – Metz)	Examineur

Laboratoire de Physique et Mécanique des Matériaux, U.M.R., C.N.R.S. n°7554, I.S.G.M.P.,
Ecole Nationale d'Ingénieurs de Metz, Île du Saulcy, 57045 Metz cedex 01, France.

A ma femme

A ma fille

A ma mère

A mon père

REMERCIEMENTS

Ce travail de recherche a été réalisé au sein de l'ENIM et du LPMM. Il n'aurait pu aboutir sans la contribution et le soutien de nombreuses personnes que je tiens à remercier ici.

Je souhaite d'abord remercier tout particulièrement mes directeurs de thèse Paul LIPINSKI et Pascal VIEVILLE pour la qualité de leur encadrement, leur soutien inconditionnel et la confiance qu'ils m'ont accordée pendant ces années de thèse.

Je remercie ensuite Alphonse MOISAN, Professeur émérite à l'ENSAM de Cluny, et Jean-François RIGAL, Professeur des Universités à l'INSA de Lyon, d'avoir bien voulu être rapporteurs de cette thèse et d'avoir apporté leur caution scientifique.

J'adresse aussi mes remerciements à Alain MOLINARI, Professeur des Universités à l'Université Paul Verlaine de Metz pour avoir présidé mon jury de thèse et à François GARCIN, Ingénieur chez SNECMA Moteurs pour sa participation à mon jury.

Je voudrais témoigner ma reconnaissance à Monsieur le Professeur Pierre PADILLA, Directeur de l'ENIM pour tous les moyens qu'il a mis à disposition pour la réussite de ce projet.

De plus, je souhaite témoigner ma reconnaissance à la « Universidad de los Andes » et en particulier au « Departamento de Ingeniería Mecánica » pour leur soutien et pour m'avoir offert l'opportunité de réaliser cette thèse.

J'adresse mes plus sincères remerciements à mes collègues et amis David MOULIN et Juan David PUERTA pour l'intérêt qu'ils ont porté à ce sujet et pour leur précieuse contribution à ce travail.

Je tiens à remercier tout aussi sincèrement Sebastien AUCHET et David STINGER, mes amis et collègues de bureau qui m'ont supporté et grandement aidé durant ces dernières années.

Mes remerciements vont également à mes amis thésards, spécialement Cynthia, Audrey, David et Mamadou pour leur concours linguistique et pour tous les bons moments que l'on a passé ensemble et ceux qui sont sans doute à venir.

Je remercie également toutes les personnes de l'ENIM et du LPMM qui m'ont apporté une aide technique, administrative ou scientifique et tout particulièrement à Madame Cathy JUNG pour sa sympathie et sa disponibilité.

Je voudrais enfin remercier de tout mon cœur Yaneth pour m'avoir accompagné et soutenu aussi bien matérielle que moralement pendant ces années de thèse.

SOMMAIRE

INTRODUCTION	1
1. SYSTEMES DE MESURE D'EFFORT EN USINAGE	5
1.1. Applications de la mesure des efforts de coupe	6
1.2. Types de systèmes de mesure d'effort	7
1.2.1. Systèmes de mesure indirecte des efforts de coupe	7
1.2.2. Systèmes de mesure directe des efforts de coupe	10
1.2.3. Dynamomètres piézoélectriques	12
1.2.3.1. Compensation accélérométrique	17
1.2.3.2. Compensation accélérométrique à partir de la FRF	20
1.3. Discussion des systèmes de mesure d'effort	23
1.4. Méthode de correction des mesures d'effort	24
1.4.1. Evaluation dynamique des systèmes de mesure d'effort	25
1.4.1.1. Définition de la Transmissibilité	25
1.4.1.2. Méthode expérimentale d'estimation de la Transmissibilité	26
1.4.1.3. Dispositif expérimental d'estimation de la Transmissibilité	29
1.4.1.4. Résultats de la Transmissibilité expérimentale	30
1.4.1.5. Influence des sous-systèmes sur les mesures	33
1.4.2. Détermination des efforts corrigés	37
1.4.2.1. Calcul à partir du signal global	38
1.4.2.2. Calcul à partir des signaux individuels	38
1.4.2.3. Démarche de validation de la méthode de correction	40
1.4.3. Application de la méthode de correction	43
1.4.3.1. Méthode d'excitation	44
1.4.3.2. Evaluation du montage d'excitation	46

1.4.3.3.	Essai d'usinage	48
1.4.3.4.	Calcul du spectre de l'effort corrigé	49
1.5.	Conclusions	50
	Références	53
2.	MECANISMES D'EXCITATION EN USINAGE	57
2.1.	Définition des paramètres généraux	58
2.2.	Formation du copeau dentelé	59
2.2.1.	Formation du copeau dentelé des alliages de titane	60
2.2.1.1.	Principe de formation du copeau	60
2.2.1.2.	Mécanisme de formation du copeau	61
2.2.1.3.	Mode de déformation du copeau	63
2.2.1.4.	Caractéristiques de la zone secondaire	66
2.2.1.5.	Interprétation de la morphologie du copeau dentelé	66
2.2.1.6.	Comportement des efforts de coupe	69
2.2.2.	Formation du copeau dentelé des aciers	71
2.2.2.1.	Principe de formation du copeau	72
2.2.2.2.	Mécanisme de formation du copeau	72
2.2.2.3.	Mode de déformation du copeau	74
2.2.2.4.	Caractéristiques de la zone secondaire	76
2.2.2.5.	Interprétation de la morphologie du copeau dentelé	76
2.3.	Vibrations liées au broutage	78
2.4.	Identification du mécanisme d'excitation	87
2.4.1.	Caractérisation de la dynamique de la structure	88
2.4.2.	Mesures des vibrations en usinage	90
2.5.	Conclusions	92
	Références	96
3.	DEMARCHE EXPERIMENTALE	99
3.1.	Caractérisation de la dynamique de la structure	100
3.2.	Série d'essais de coupe oblique	101
3.2.1.	Dispositif expérimental des essais d'usinage	102

3.2.2.	FRF expérimentale de la dynamique de la structure	103
3.2.3.	Résultats des mesures d'accélération	104
3.2.4.	Résultats de l'analyse topographique	106
3.3.	Série d'essais d'usinage en fonction de la vitesse de coupe	107
3.3.1.	Dispositif expérimental des essais d'usinage	108
3.3.2.	FRF expérimentale de la dynamique de la structure	110
3.3.3.	Mesures d'accélération de l'outil	112
3.3.3.1.	Domaine temporel	112
3.3.3.2.	Domaine fréquentiel	114
3.3.4.	Morphologie du copeau	117
3.3.5.	Topographie des surfaces usinées	123
3.3.6.	Composantes constantes de l'effort de coupe	125
3.4.	Plan d'expériences d'usinage	127
3.4.1.	Méthode Taguchi	128
3.4.2.	FRF expérimentale de la dynamique de la structure	130
3.4.3.	Mesures d'accélération de l'outil	131
3.4.4.	Résultats de l'analyse topographique	134
3.4.5.	Composantes constantes de l'effort de coupe	135
3.5.	Conclusions	137
	Références	140
4	MODELISATION DE LA DYNAMIQUE DE L'OUTIL EN USINAGE	141
4.1.	Conception du modèle	142
4.1.1.	Définition du mécanisme de formation du copeau dentelé	142
4.1.2.	Modèle Stick-slip	144
4.1.3.	Modèle proposé	147
4.1.3.1.	Définition des paramètres du modèle	147
4.1.3.2.	Mécanique du modèle	149
4.1.4.	Algorithme de calcul	151
4.2.	Identification des paramètres du modèle	155
4.2.1.	Conditions de coupe	155

4.2.2. Propriétés du matériau	155
4.2.3. Propriétés dynamiques de la machine-outil	157
4.2.4. Paramètres de calcul	157
4.3. Résultats des simulations	159
4.3.1. Influence des conditions de coupe et du matériau	160
4.3.2. Influence des propriétés dynamiques de la machine-outil	164
4.4. Discussion des résultats du modèle	166
4.5. Conclusions et perspectives	169
Références	171
 CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES	 173

INTRODUCTION

L'usinage par enlèvement de copeaux est un des procédés les plus utilisés dans la fabrication et finition de pièces mécaniques. Ainsi, l'optimisation des procédés d'usinage dans le but d'augmenter la productivité tout en assurant la qualité est une priorité au regard de l'industrie et de la recherche. L'usinage est souvent confronté aux vibrations qui entraînent des problèmes de qualité de surface sur la pièce usinée, d'usure prématurée de l'outil et d'endommagements de la machine. Actuellement, ce problème de vibrations occupe une position déterminante dans deux axes de recherche: l'usinage à grande vitesse (UGV) et l'usinage de matériaux spéciaux comme les alliages de titane ou de nickel utilisés dans le secteur aéronautique. Dans ces deux types d'usinage les conditions de coupe sont sévères, ce qui entraîne des instabilités ou des vibrations stables mais inadmissibles durant la coupe. L'objectif principal de ce projet est d'apporter des informations destinées à clarifier la physique des vibrations en usinage à partir de la coupe orthogonale en tournage.

Le premier chapitre porte sur la caractérisation des procédés d'usinage à partir des efforts de coupe. Ces mesures permettent de superviser et d'analyser l'évolution de l'usinage, ainsi que de comprendre la physique du processus. Parmi les applications nous avons : la caractérisation de l'usinabilité des matériaux, l'estimation de la puissance requise durant l'usinage, la surveillance de l'usure de l'outil, la prédiction de l'état de surface, la validation des modèles mécaniques de la coupe, etc. La mesure des efforts de coupe en présence de vibrations est complexe. L'apparition de phénomènes comme le broutage, la formation de la bande de cisaillement ou le glissement du copeau du type stick-slip, peut exciter le système de

mesure à des fréquences qui dépassent sa bande passante et par conséquent perturber les données relevées.

L'objectif général de cette étude est lié aux vibrations en usinage, nous nous sommes donc intéressés aux mesures des grandeurs dynamiques. Dans un premier temps, nous comparons les différentes méthodes de mesure d'effort en usinage, en analysant notamment leur bande passante. Dans un second temps, nous réalisons une évaluation dans le domaine fréquentiel des dynamomètres piézoélectriques et de l'influence des composants de montage, ce qui dévoile les problèmes des mesures dynamiques. Finalement, nous proposons une méthode de correction sur les mesures des dynamomètres piézoélectriques au-delà de la bande passante du capteur dans son environnement et nous présentons également une application de cette méthode.

Le second chapitre est consacré à la compréhension des sources de vibration en coupe orthogonale. Leurs effets dépendent des propriétés dynamiques de la machine. Les vibrations peuvent être provoquées par des excitations comme le frottement entre le copeau et l'outil, la variation de l'épaisseur du copeau, le dégagement de la matière lorsque le phénomène d'arête rapportée se présente, les hétérogénéités du matériau, les instabilités produites à l'intérieur de la coupe liées aux propriétés thermomécaniques du matériau, etc. Nous analysons spécialement la formation du copeau segmenté dentelé et son évolution en fonction des conditions de coupe, puisque le rôle de ce phénomène comme source d'excitation n'est pas suffisamment éclairé dans la littérature. De plus, nous discutons les effets des excitations régénératives (broutage), qui dépendent de l'interaction entre les conditions de coupe et de la réponse structurelle de la machine-outil.

Le troisième chapitre comprend l'étude expérimentale. Le but principal de cette étude est d'identifier les causes des vibrations durant l'usinage. Nous avons réalisé trois campagnes d'essais d'usinage en assurant l'apparition du broutage. L'analyse a été faite à partir des accélérations et des efforts mesurés pendant l'usinage, ainsi que du post traitement des surfaces usinées et des copeaux. Cette analyse des essais d'usinage a été conduite en parallèle de la caractérisation dynamique de la machine-outil. Les techniques expérimentales et la corrélation entre les différents paramètres mesurés, nous ont permis d'identifier les informations nécessaires pour approfondir l'interprétation de la physique des essais d'usinage. A partir de nos résultats et de ceux de la littérature, nous avons identifié et caractérisé la formation du copeau dentelé et la réponse dynamique de la machine-outil, ce qui nous a permis de proposer un modèle global de la dynamique de l'outil.

Le dernier chapitre porte sur la modélisation. Elle contribue à l'éclaircissement de la physique du processus de coupe. Elle peut être utilisée pour étudier des aspects de l'usinage comme l'usure de l'outil, la finition des pièces ou le respect des tolérances. Nous proposons un modèle général de la dynamique de l'outil semi-analytique à un degré de liberté. Cette dynamique est estimée en fonction de l'interaction entre les excitations générées par la segmentation du copeau et la réponse structurelle de la machine. Le modèle permet de prévoir l'évolution des paramètres physiques en fonction des conditions de coupe, des propriétés du matériau et des propriétés dynamiques de l'ensemble machine-outil.

Chapitre 1

SYSTEMES DE MESURE D'EFFORT EN USINAGE

La mesure des variables physiques durant l'usinage est un outil fondamental pour la compréhension, la caractérisation et la modélisation de la mécanique de la coupe. Les variables les plus utilisées en raison de leur accessibilité et de leur performance, sont les efforts de coupe, les accélérations de l'outil et de la pièce, les déplacements de l'outil et de la pièce et la température de coupe. Une autre source d'information employée pour l'analyse de la coupe est l'imagerie, spécialement au niveau de la recherche. Ces images peuvent être en particulier des séquences prises par une camera rapide durant l'usinage ou des photographies d'essais d'usinage interrompus.

Chaque type de mesure a ses applications, ses avantages et ses limitations. La plupart des systèmes de mesure sont performantes en conditions quasi-statiques. Cependant afin d'atteindre l'objectif général de cette étude lié aux phénomènes vibratoires, nous nous sommes intéressés aux mesures des grandeurs dynamiques. Nous présentons dans une première partie de ce chapitre une comparaison des différentes méthodes de mesure d'effort en usinage, en analysant notamment leur bande passante. Ensuite, une évaluation dans le domaine fréquentiel des dynamomètres piézoélectriques et de l'influence des composants de montage, sont énoncées. A la fin de cette première partie nous développons une méthode de

correction sur les mesures des dynamomètres piézoélectriques au-delà de leur bande passante, ainsi qu'une application de cette méthode.

1.1. Applications de la mesure des efforts de coupe

La mesure des efforts de coupe occupe une place spéciale du fait de ses nombreuses applications. Elle est utilisée pour caractériser l'usinabilité des matériaux, connaître la puissance requise durant l'usinage, surveiller l'usure de l'outil, prédire l'état de surface, tester les modèles mécaniques de la coupe, etc.

Cependant, il est difficile de mesurer les efforts de coupe. Lors des opérations d'usinage de certains matériaux, spécialement ceux utilisés dans l'industrie aéronautique, la coupe présente plusieurs phénomènes qui peuvent exciter la structure du système de mesure. La coupe intermittente, la formation de la bande de cisaillement ou le glissement du copeau du type stick-slip, sont des sources d'excitation. Ces excitations peuvent avoir une fréquence qui dépasse la bande passante du système de mesure et perturber les données relevées.

Afin d'identifier et de caractériser les phénomènes de la coupe, il est recherché expérimentalement les fréquences d'apparition et les amplitudes. Toutefois, il est essentiel d'établir comment les valeurs des mesures décrivent la physique des phénomènes ou comment les lectures sont influencées par la réponse dynamique du système de mesure. En conséquent, nous comparons la performance des systèmes de mesure d'effort sous conditions d'excitation dynamique. Pour cette raison, la bande passante du système de mesure devient le critère principal d'évaluation.

1.2. Types de systèmes de mesure d'effort

Indépendamment du procédé d'usinage, nous divisons les systèmes de mesure d'effort en deux groupes. Le premier correspond aux mesures indirectes, où les efforts sont mesurés à partir de l'intensité du courant ou des tensions électriques émises par le système d'asservissement de la machine outil [1.1-1.5]. Le deuxième groupe comprend les mesures directes, qui utilise des capteurs fixés sur l'outil ou dans le montage de la pièce de travail [1.6-1.23].

1.2.1. Systèmes de mesure indirecte des efforts de coupe

Une première approche proposée par Altintas [1.1] utilise le courant directement consommé par le moteur d'avance d'un axe d'une fraiseuse pour estimer les efforts de coupe. Il emploie le fait que le courant consommé par le stator du moteur (I) est proportionnel à son couple (T_m). Dans la totalité du couple moteur, l'auteur identifie le couple dépensé pour accélérer le système de transmission responsable de l'avance (J_e inclut l'arbre du moteur), vaincre l'amortissement visqueux (B) et les pertes par friction (T_f), ainsi que répondre au couple propre de la coupe (T_c). Ainsi :

$$T_m = K_t I = J_e \frac{d\omega}{dt} + B\omega + T_f + T_c \quad (1.1)$$

Cette méthode est limitée à cause de la bande passante du capteur du courant, elle est estimée fiable pour des fréquences comprises entre 0 et 20 Hz.

La même démarche est employée par Kim et al. [1.2, 1.3] en utilisant de servomoteurs à courant alternatif pour surveiller et contrôler le processus de fraisage. Les mêmes termes de l'équation (1.1) sont employés, mais l'amortissement visqueux est négligé. La figure 1.1

montre un schéma des composantes prises en compte. Ces mesures sont utilisées pour comparer deux méthodes d'estimation des efforts de coupe. La première méthode emploie un filtre du type Kalman et la deuxième utilise la technique des Réseaux de Neurones Artificiels (RNA). Les deux démarches sont validées avec un dynamomètre. Ce travail élargit la bande passante jusqu'à 70 Hz.

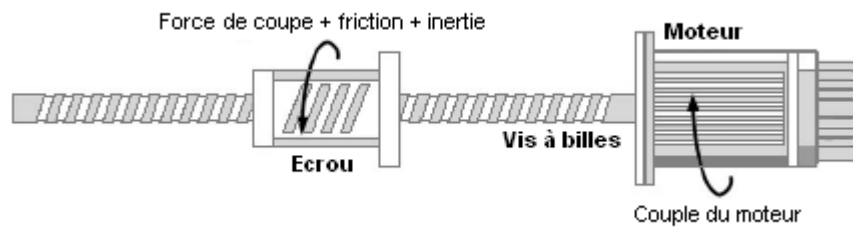


Figure 1.1 : Modèle du système de transmission [1.4]

Plus tard, Jeong et Cho [1.4] ajoutent à la méthode le signal du moteur fixe, celui qui commande la direction perpendiculaire à l'axe de l'avance. Un schéma du dispositif expérimental de mesure indirecte est présenté sur la figure 1.2. Un dynamomètre est utilisé comme système de référence ainsi qu'un capteur de courant ayant une bande passante plus performante, qui permet d'atteindre une bande passante de 130 Hz.

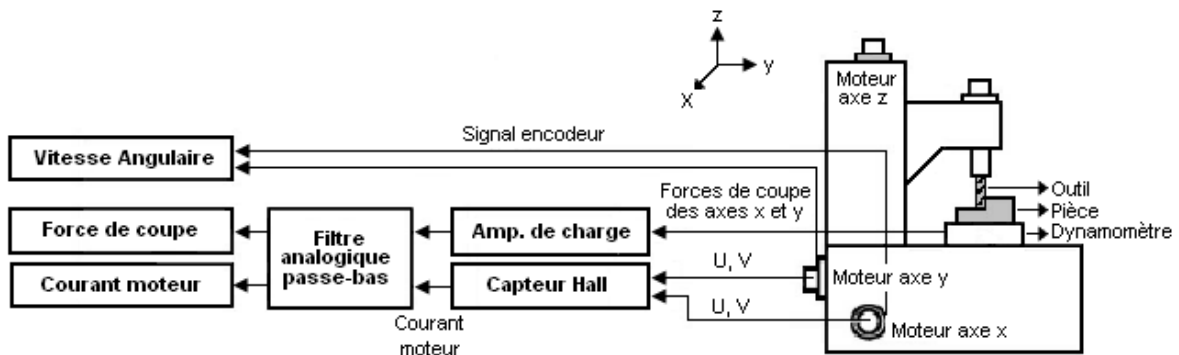


Figure 1.2 : Dispositif expérimental de mesure d'efforts à partir des courants d'asservissement [1.4]

Les travaux antérieurement cités ont l'avantage de ne pas changer la structure ni de la machine-outil, ni du montage de la pièce de travail (figure 1.2). Cependant, l'application de ces méthodes ne reste appropriée que pour l'usinage conventionnel en raison de leurs faibles bandes passantes.

Dans la même catégorie de mesures indirectes, Auchet et al. [1.5] estiment les efforts de coupe en fraisage à partir du déplacement du rotor de la broche. La broche utilisée est équipée de Paliers Magnétiques Actifs (PMA), lesquels ont pour fonction de maintenir la position du rotor grâce à une boucle de contrôle fermée. Les forces de positionnement du rotor sont appliquées par les électroaimants alimentés par les amplificateurs de puissance (figure 1.3). Afin d'estimer les efforts, la Fonction de Réponse en Fréquence (FRF) entre les efforts au bout de l'outil et les tensions de commande fournies par les capteurs de position, est évaluée. Ensuite, un calcul inverse à partir des tensions est utilisé pour estimer les efforts de coupe. La méthode augmente la bande passante jusqu'à 4000 Hz, toutefois elle est limitée aux broches à paliers magnétiques.

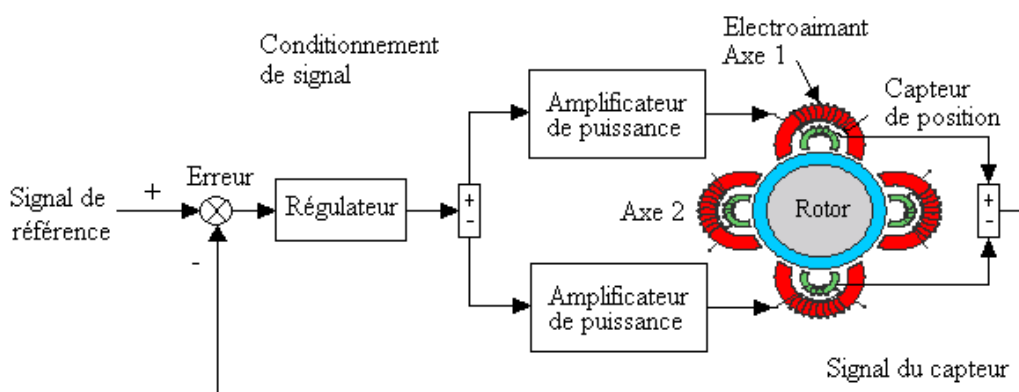


Figure 1.3 : Principe de fonctionnement des paliers magnétiques actifs

1.2.2. Systèmes de mesure directe des efforts de coupe

Dans ce type d'instrumentation, Albretch et al. [1.6] proposent une méthode de compensation des mesures d'effort au moyen d'un filtre de perturbation type Kalman en fraisage. Ce filtre est conçu également à partir de la FRF entre la force au bout de l'outil et le déplacement radial δ_x de l'axe de la broche (figure 1.4). La bande passante de cette méthode dépend de l'invariabilité de la phase de la FRF du système de référence, qui, dans ce cas, est un dynamomètre arrivant à une fréquence de 1000 Hz.

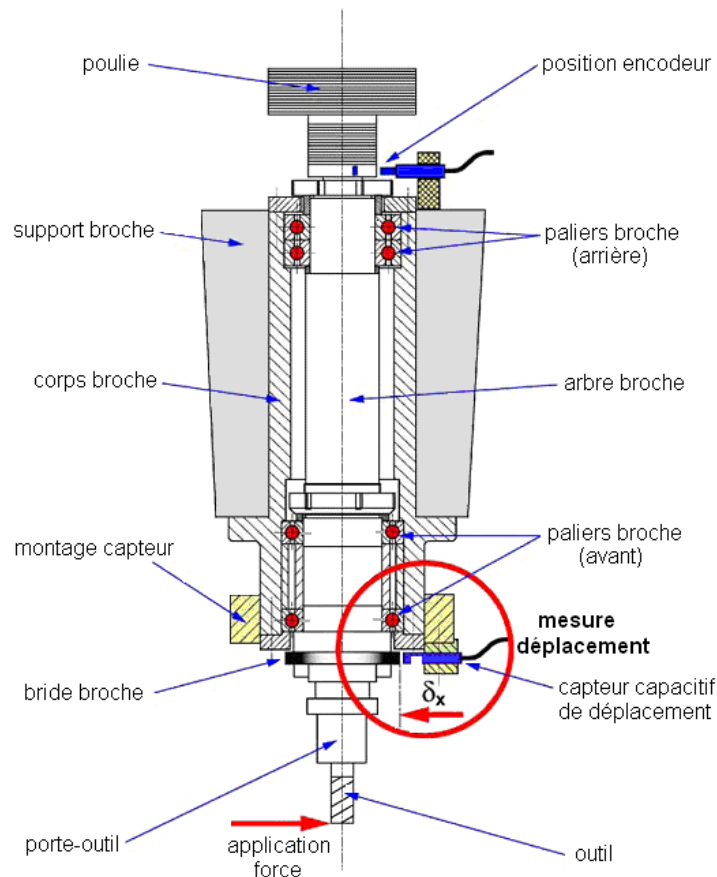


Figure 1.4 : Schéma du montage du capteur de déplacement sur la broche [1.6]

Dans le même groupe de mesures directes, les jauges de déformation jouent un rôle important [1.7-1.11]. Scheffer et Heyns [1.7] collent directement les jauges sur le corps d'un outil de tournage installé radialement. Ce montage a l'avantage de ne pas changer

significativement les propriétés dynamiques du système, tout en favorisant la bande passante. La fréquence de 3000 Hz est ainsi atteinte, mais le système n'est pas assez sensible suivant la direction radiale. Il existe aussi un problème de facilité d'usage, car le montage ne permet pas le changement d'outil.

Ce problème peut être résolu par l'emploi de dynamomètres d'utilisation générale instrumentés avec des jauges de déformation [1.8, 1.9]. Cependant, la recherche d'une bonne sensibilité du dynamomètre implique des changements sur la conception de la structure, ce qui a pour conséquence de diminuer la raideur et de faire chuter la bande passante. Korkut [1.8] utilise une structure d'anneaux octogonaux pour construire son dynamomètre (figure 1.5). Il estime la fréquence propre du dynamomètre à 192.2 Hz.

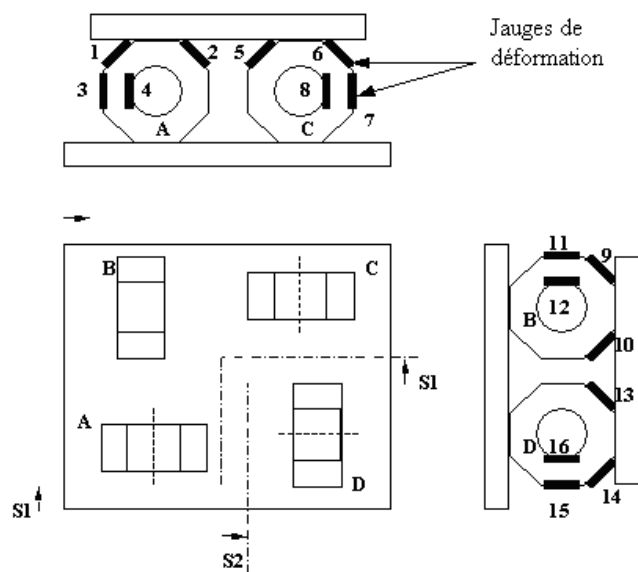


Figure 1.5 : *Dynamomètre de jauges de déformation sur des anneaux octogonaux*

Jin et al. [1.12] évaluent l'effort en tournage en direction de la vitesse de coupe à partir de la déformation élastique de l'outil. Cette déformation correspond au déplacement d'un point

du corps de l'outil, lequel est mesuré à travers d'un capteur optique. La fréquence de résonance du système de mesure est identifiée à 950 Hz.

Chung et Spiewak [1.13, 1.14] instrumentent une fraiseuse avec un accéléromètre tri-axial. Les signaux sont d'abord traités avec un filtre auto-adaptatif puis doublement intégrés, pour obtenir les déplacements. Ces derniers sont proportionnels aux efforts de coupe. Cette méthode a une bonne performance à fréquences élevées, mais ne permet pas de mesurer les efforts statiques ou quasi-statiques.

1.2.3. Dynamomètres piézoélectriques

Les dynamomètres piézoélectriques sont des dispositifs qui font partie du groupe des appareils de mesure directe. Nous nous sommes intéressés spécialement à ce type d'instrumentation puisque ces dispositifs d'application générale sont les plus utilisés pour mesurer les efforts de coupe en usinage [1.15-1.24]. Nous étudions les dynamomètres piézoélectriques composés de quatre capteurs à trois composantes (figure 1.6a). Cependant, la démarche d'évaluation et de correction des mesures peut être appliquée aux autres types de systèmes de mesure d'effort.

Les capteurs piézoélectriques sont disposés entre une plaque de base et une plaque de recouvrement. Les deux plaques sont parallèles pour éviter la diaphonie. Elles sont précontraintes afin de transmettre les forces de frottement.

Chaque capteur est composé de trois paires de plaquettes de cristal de quartz (figure 1.6b). Deux paires sont sensibles au cisaillement F_x et F_y , alors que l'autre est sensible à la compression F_z (figure 1.6c). La direction de la sensibilité est fonction de l'orientation des

cristaux de quartz. La force appliquée sur un cristal de quartz le déforme et lui fait produire une charge électrique proportionnelle à cette déformation. Ainsi, lorsqu'une force avec une direction quelconque est appliquée sur la plaque de recouvrement, elle est répartie sur les quatre capteurs qui envoient chacun trois signaux correspondants aux trois axes orthogonaux. Les sorties des capteurs sont interconnectées à l'intérieur du dynamomètre de façon à permettre les mesures de l'effort sur les trois composantes.

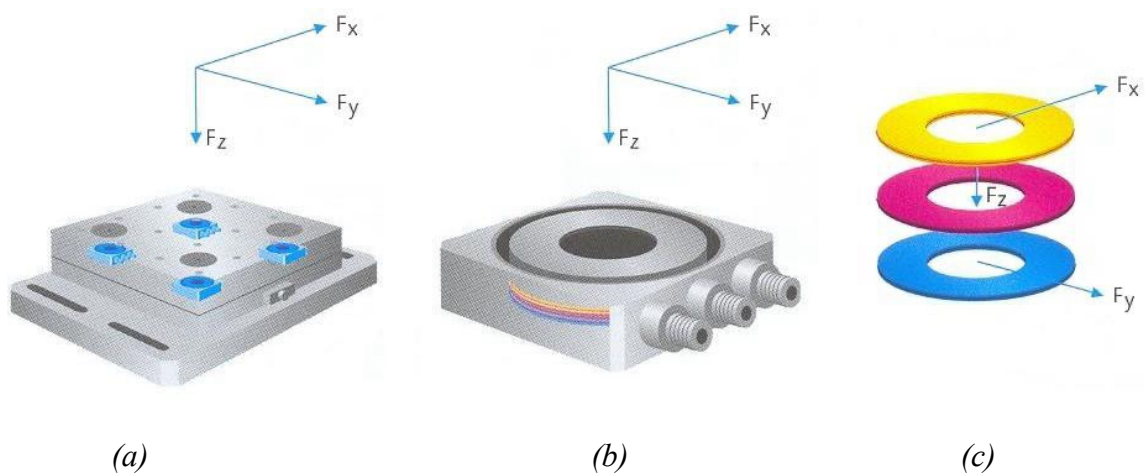


Figure 1.6 : Dynamomètre à trois composantes, (a) Dynamomètre, (b) Capteur, (c) Disques piézoélectriques

Les dynamomètres piézoélectriques disposent d'un bon compromis entre la raideur et la sensibilité. Cependant, la bande passante n'est pas suffisante pour mesurer les efforts durant l'Usinage à Grande Vitesse (UGV), ou pour l'usinage qui présente des phénomènes d'auto-excitations ou des instabilités. La bande passante ne dépend pas que des propriétés dynamiques du dynamomètre. Elle est aussi fonction des propriétés dynamiques de l'ensemble mécanique qui accueille le dynamomètre, ce qui conduit à une diminution de cette bande passante.

Le fabricant des dynamomètres Kistler* définit la gamme de fréquence utilisable ou bande passante comme une valeur d'un tiers de la fréquence propre du dynamomètre (figure 1.7). Le tableau de la figure montre l'estimation générale des erreurs d'amplitude en fonction de la fréquence, où f_0 correspond à la fréquence propre du dynamomètre. Cependant, ces valeurs correspondent à une évaluation sous conditions idéales. Il n'y a pas de pièce de travail sur le dynamomètre et celui est monté sur une masse au moins dix fois supérieur à la sienne. Le fabricant recommande de faire une analyse du comportement dynamique du système complet de mesure dans les cas de travaux critiques en termes de fréquence.

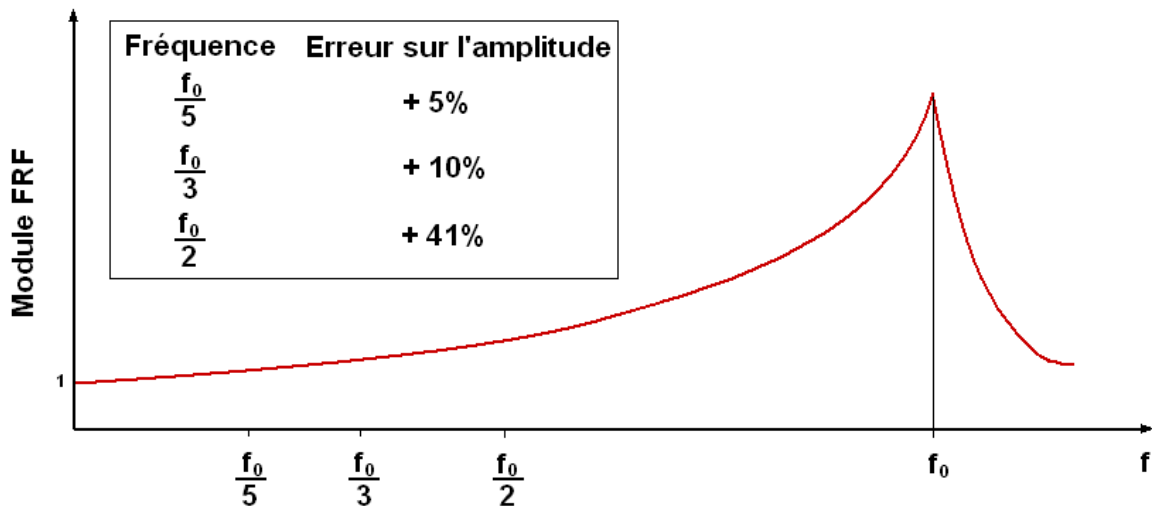


Figure 1.7 : Courbe d'étalonnage fournie par le fabricant du dynamomètre

Le comportement du dynamomètre Kistler 9257B a été analysé par son constructeur en usine dans les cas du fraisage et du tournage (figure 1.8). Pour introduire la force, un marteau d'impact est utilisé, il sert aussi de capteur de référence. Les résultats sont spécifiques des montages des tests réalisés par l'entreprise, et les valeurs sont par conséquent inexploitable. Cependant, il est possible de constater que la performance dynamique du système de mesure

* Les noms de marques sont donnés pour une information complète sur les moyens expérimentaux. Elles n'engagent ni l'auteur ni les entreprises citées.

dépend aussi des propriétés dynamiques particulières des éléments mécaniquement liés au dynamomètre [1.24].

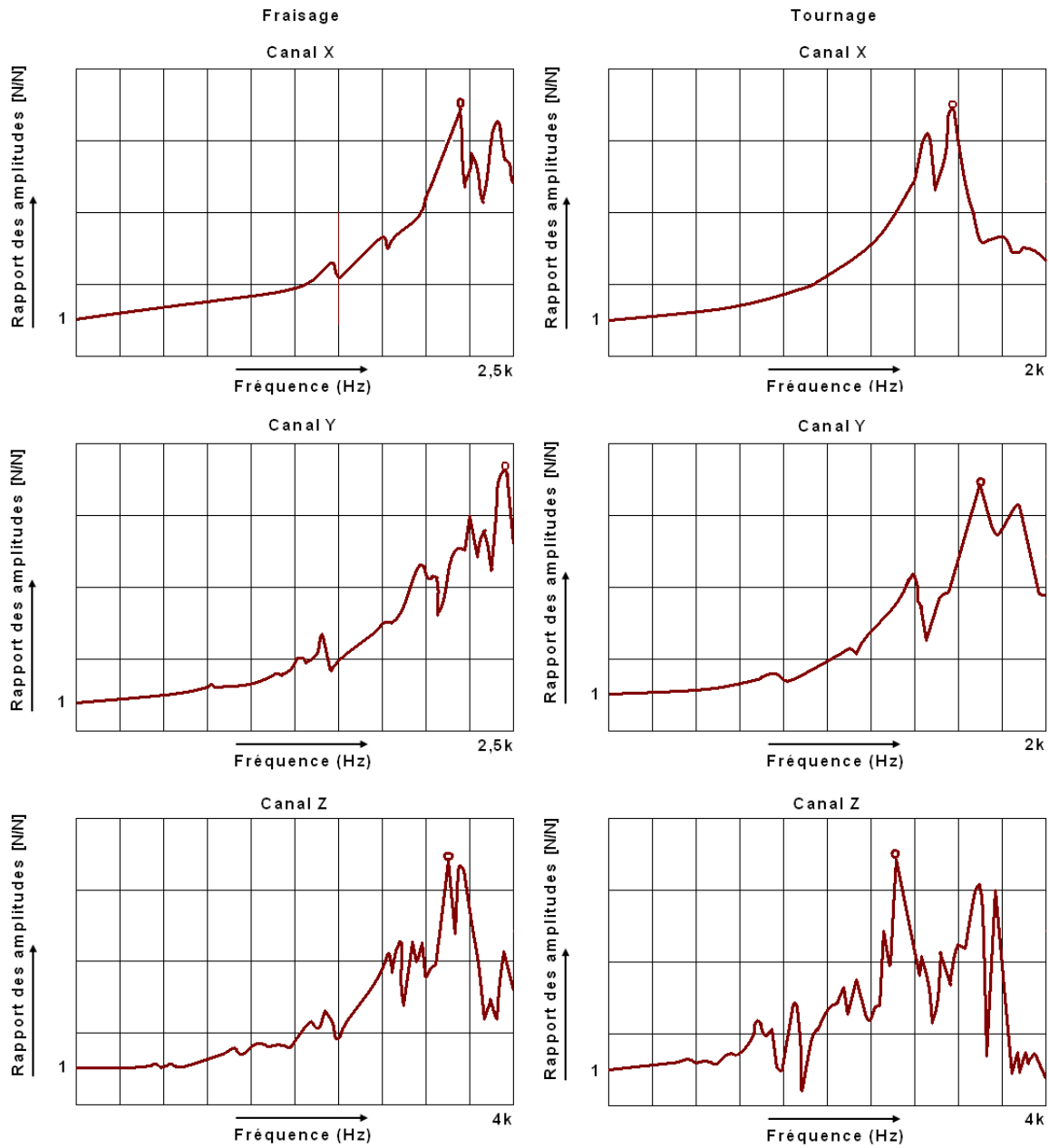


Figure 1.8 : Courbes d'étalonnage du dynamomètre 9257B en usine

La figure 1.9 montre une comparaison dans le domaine temporel entre les mesures faites avec un capteur de référence et celles obtenues avec le dynamomètre monté sur la machine (le

dispositif expérimental est expliqué ultérieurement), cet exemple illustre bien les problèmes de mesure associés à une excitation qui dépasse la bande passante. La figure 1.9a montre que pour une excitation aléatoire filtrée entre 0 et 400 Hz les différences entre les deux systèmes de mesure sont négligeables. Cependant pour une excitation sinusoïdale entre 1200 et 1600 Hz les différences sont trop importantes (figure 1.9b). Il faut noter que cette dernière bande d'excitation est atteinte en fraisage à une vitesse de broche entre 18000 et 24000 tours par minute avec un outil à quatre dents.

Plusieurs démarches sont employées pour résoudre le problème des mesures qui dépassent la bande passante [1.18-1.22]. Avant d'expliquer notre méthode de correction, nous discutons deux démarches de compensation accélérométrique d'abord dans le domaine temporel, puis dans le domaine fréquentiel à partir d'une FRF.

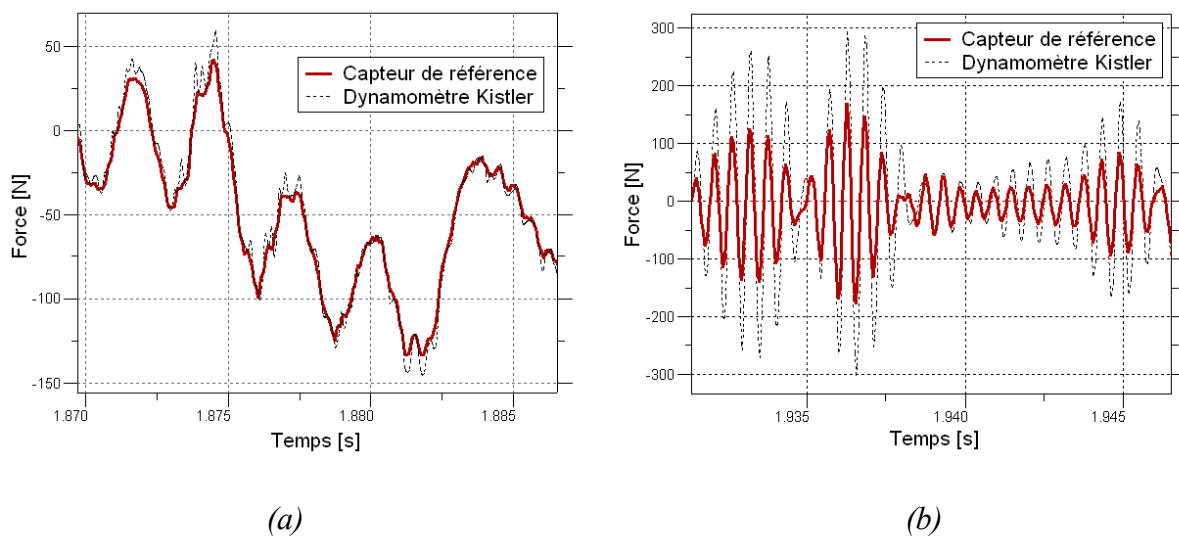


Figure 1.9 : Comparaison dans le domaine temporel entre le capteur de référence et le dynamomètre, (a) Excitation aléatoire filtrée entre 0-400 Hz, (b) Excitations sinusoïdales entre 1200-1600 Hz

1.2.3.1. Compensation accélérométrique

Cette méthode est initialement proposée par Lapoujolade et al. [1.18-1.19]. Ils mesurent les accélérations de la plaque supérieure du dynamomètre, ils estiment une masse équivalente de l'ensemble et finalement ils enlèvent les composantes inertielles des efforts mesurés avec le dynamomètre. Pour cela, ils simplifient la structure du système de mesure d'effort et la modélisent comme un système masse-ressort (figure 1.10).

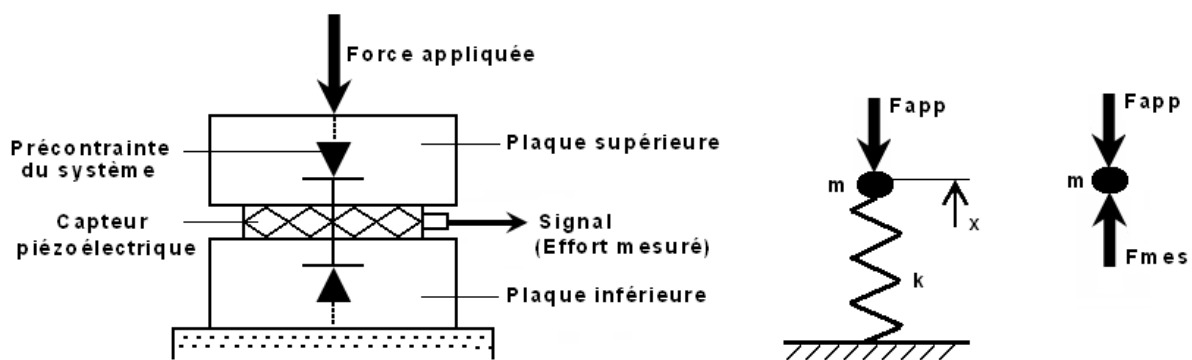


Figure 1.10 : Modèle proposé par Lapoujolade [1.18]

Les erreurs des mesures dynamiques sont attribuées à un phénomène de résonance de la plaque supérieure du dynamomètre ainsi qu'aux mouvements de la plaque inférieure. La figure 1.11 montre la réponse du dynamomètre à une excitation du type échelon et la décomposition des deux phénomènes. Il faut clarifier que ce qui est désigné comme un phénomène de résonance correspond plutôt à la réponse d'une des composantes du système.

La plaque supérieure du dynamomètre est modélisée comme un solide rigide indéformable. Cette masse est attachée à un ressort de raideur équivalente aux capteurs piézoélectriques. Ils estiment que le système répond à l'équation :

$$m \cdot \ddot{d}_G = \sum_{j=1}^4 F_{mes_j} + F_{app} \quad (1.2)$$

où m représente la matrice des masses équivalentes, \ddot{d}_G est le vecteur des accélérations du centre de gravité, F_{mes_j} correspond au vecteur des efforts mesurés sur les trois axes (x, y et z) à partir des quatre capteurs ($j = 1..4$) et finalement F_{app} est le vecteur des efforts appliqués ou de coupe.

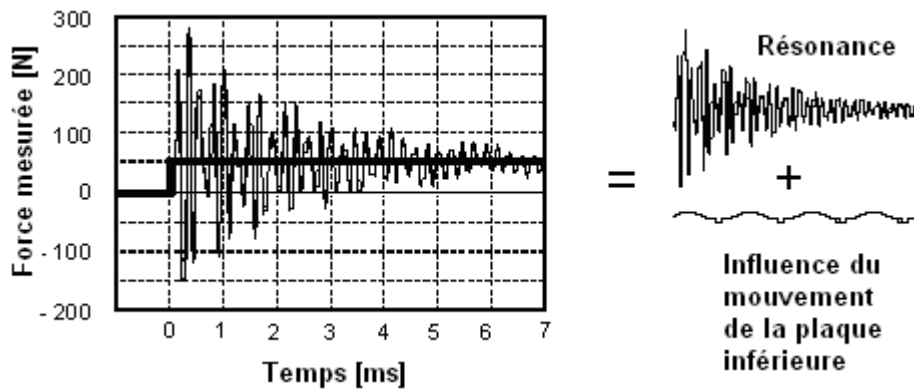


Figure 1.11 : Réponse du dynamomètre à une excitation échelon [1.18]

Les accélérations sont mesurées en utilisant des accéléromètres disposés stratégiquement d'un point de vue géométrique dans le but d'établir l'accélération du centre de gravité sur les trois directions. La position du centre de gravité et les masses équivalentes du système sont évaluées expérimentalement. La partie du signal utilisée pour la mesure est celle où l'effort appliqué est nul. Elle correspond à la réponse du système après excitation, par exemple avec un marteau d'impact. L'équation (1.2) devient alors :

$$m \cdot \ddot{d}_G - \sum_{j=1}^4 F_{mes_j} = 0 \quad (1.3)$$

cette équation n'est pas parfaitement vérifiée à cause des erreurs de mesure et des approximations du modèle. Donc les paramètres sont obtenus par une méthode de moindres carrés en minimisant l'expression :

$$\sum_{i=1}^N \left(m \cdot \ddot{d}_G - \sum_{j=1}^4 F_{mes_j} \right)^2 \quad (1.4)$$

où i correspond à la liste des points mesurés dans le domaine temporel. Afin de pouvoir utiliser le modèle, une distribution symétrique autour d'un plan est utilisée pour les masses, ainsi que pour les paramètres des capteurs (raideurs, amortissements et sensibilités). Les auteurs présument également qu'il n'y a pas d'interaction entre les directions du dynamomètre, que l'effort est appliqué dans un seul plan et que la plaque inférieure du dynamomètre reste immobile. Ces hypothèses, le montage des accéléromètres, ainsi que la démarche d'obtention des masses et de la position du centre de gravité rendent la méthode moins fiable et difficile à mettre en place.

La modélisation du système de mesure de cette démarche de compensation est excessivement simplifiée. Le modèle de la figure 1.10 et l'équation (1.2) correspondent à un système avec un degré de liberté même si les auteurs sont conscients du mouvement de la plaque inférieure (figure 1.11). Dans le cas réel, la structure de l'ensemble est complexe, elle présente plusieurs modes qui influencent significativement les mesures.

La précision de la démarche est assez sensible à la méthode d'estimation de la masse équivalente et de la position du centre de gravité. Ces problèmes sont amplifiés par la contrainte du montage des accéléromètres sur le dynamomètre aux conditions réelles de travail.

Dans les résultats présentés pour valider la méthode, les mesures après compensation accélérométrique sont comparées avec les mesures brutes du dynamomètre. Cependant, il serait intéressant d'évaluer la méthode avec un effort externe connu.

1.2.3.2. Compensation accélérométrique à partir de la FRF

La deuxième démarche est proposée par Tounsi et Otho [1.20, 1.21]. Elle se base sur l'estimation de la FRF qui synthétise le comportement dynamique du dynamomètre dans les trois directions. Les neuf composantes de cette matrice sont utilisées pour compenser les mesures des efforts de coupe.

Le système est modélisé selon le schéma de la figure 1.12. Lorsqu'une force \vec{f}_a est appliquée, le centre de gravité de la plaque supérieure du dynamomètre se déplace d'un vecteur \vec{x}_1 et celui de la base se déplace d'un vecteur \vec{x}_2 . Alors, l'équation d'équilibre peut être écrite comme :

$$[M]\ddot{\vec{x}}_1 + [C](\dot{\vec{x}}_1 - \dot{\vec{x}}_2) + [K](\vec{x}_1 - \vec{x}_2) = \vec{f}_a \quad (1.5)$$

où $[M]$ est la matrice d'inertie, $[C]$ la matrice d'amortissement et $[K]$ la matrice de raideur. Les signaux envoyés par le dynamomètre sont proportionnels au terme $[K](\vec{x}_1 - \vec{x}_2)$ et désignés par \vec{f}_m .

Les vecteurs $\ddot{\vec{x}}_1$ et $\ddot{\vec{x}}_2$ correspondent respectivement à l'accélération des plaques supérieure et inférieure du dynamomètre. Ces accélérations sont mesurées à l'aide d'accéléromètres.

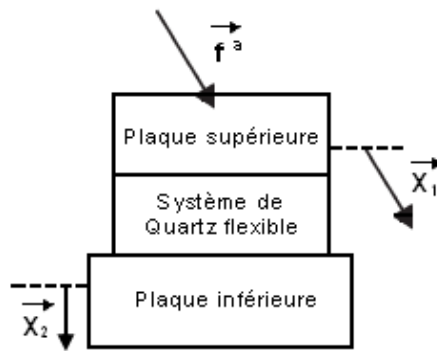


Figure 1.12 : Modèle proposé par Tounsi et Otho [1.20]

Lorsque la force d'inertie ($[M]\ddot{x}_1$) et la force d'amortissement ($[C](\dot{x}_1 - \dot{x}_2)$) sont négligeables par rapport au terme de la raideur $[K](x_1 - x_2)$, le signal envoyé par le dynamomètre est égal à la force appliquée. Cependant, expérimentalement ce n'est pas le cas puisque les forces mesurées ne sont pas nulles quand les forces appliquées sont égales à zéro (figure 1.13).

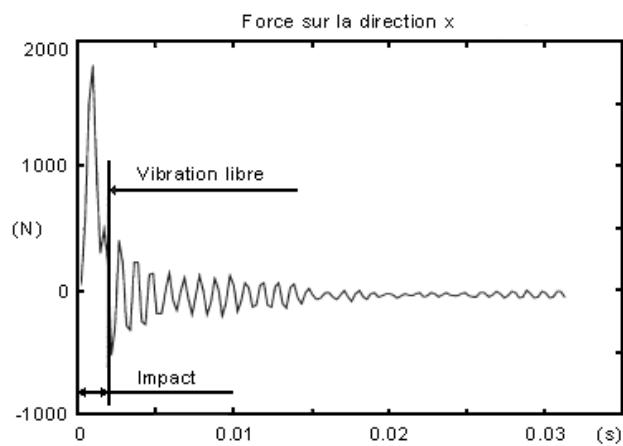


Figure 1.13 : Signal d'un choc mesuré par le dynamomètre [1.20]

Le terme ($[C]\dot{x}_2$) est négligé, alors l'expression (1.5) dévient :

$$[M]\ddot{x}_1 + [C](\dot{x}_1) + \vec{f}_m = \vec{f}_a \quad (1.6)$$

la transformée de Fourier sur cette équation donne :

$$\left([M] + \frac{[C]}{j \cdot \omega} \right) \cdot [\ddot{X}_1] + [F_m] = [F_a] \quad (1.7)$$

alors :

$$[K_{is}][\ddot{X}_1] + [F_m] = [F_a] \quad (1.8)$$

où $[K_{is}]$ désigne la matrice de transfert du dynamomètre. La vibration libre du système est utilisée pour évaluer les composantes de la matrice, donc :

$$[K_{is}][\ddot{X}_1] + [F_m] = 0 \quad (1.9)$$

Pour l'excitation, les auteurs emploient des essais de coupe intermittente avec un outil à une dent sur une pièce comportant un voile de 4 mm. Ceci dans le but d'exciter le système sur une large bande.

Une fois connues les composantes de la matrice, elle est employée dans l'équation 1.9 pour compenser les efforts de coupe. La précision de cette méthode dépend aussi de l'estimation expérimentale de la position du centre de gravité.

D'après la cohérence, la méthode semble limitée à 700 Hz. A cette fréquence le système montre apparemment des non linéarités (figure 1.14). Cependant, ces problèmes peuvent résulter de la méthode d'excitation, qui ne garantit pas l'excitation de tous les modes.

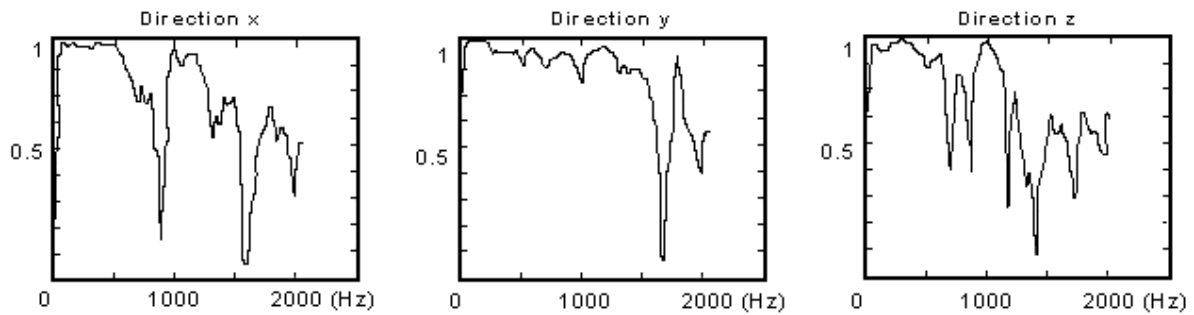


Figure 1.14 : Cohérences estimées par Tounsi et Otho [1.21]

1.3. Discussion des systèmes de mesure d'effort

Nous avons constaté sur la plupart des différents systèmes de mesure d'effort présentés, qu'ils sont limités en fréquence ou que leur mise en œuvre est complexe. Les dynamomètres piézoélectriques constituent une option intéressante de mesure due à leur flexibilité de montage, ce qui fait qu'ils soient largement employés. Cependant, les dynamomètres piézoélectriques sont aussi limités en fréquence.

Le problème de mesure des efforts dynamiques des dynamomètres a été déjà identifié et plusieurs travaux proposent une méthode de compensation des mesures. Cependant, cette méthode utilise un modèle d'un seul degré de liberté modal, ce qui simplifie excessivement la réponse réelle de la structure. De plus, l'implémentation de la méthode est délicate du fait que la fiabilité des résultats dépend du bon positionnement et du nombre des accéléromètres.

Dans la suite, nous allons proposer une méthode de correction des efforts à des fréquences qui dépassent la bande passante suggérée par le fabricant et qui prend en compte la totalité de la réponse de la structure. Cette méthode est résumée dans Castro et al. [1.25].

1.4. Méthode de correction des mesures d'effort

Le diagramme de la figure 1.15 montre la séquence de la méthode de correction. D'abord, il est nécessaire d'estimer la FRF entre un capteur de référence et le dynamomètre monté sur la machine outil. Cette phase permet de quantifier l'erreur de mesure. Ensuite, cette erreur est enlevée des mesures en utilisant une démarche mathématique.

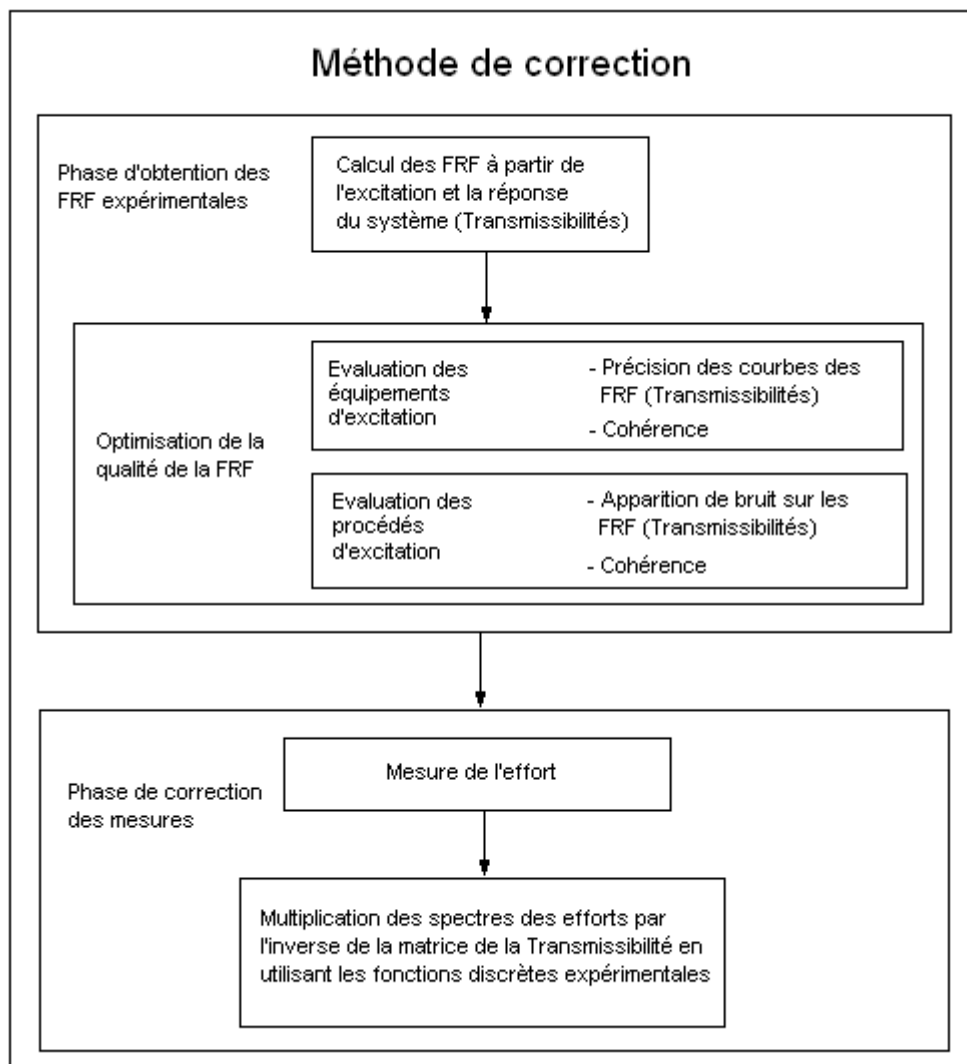


Figure 1.15 : Diagramme de la méthode de correction

1.4.1. Evaluation dynamique des systèmes de mesure d'effort

Comme il a été énoncé dans le paragraphe 1.2.3. sur les dynamomètres piézoélectriques, la bande passante du système de mesure dépend de l'environnement d'accueil. Pour cette raison, il est nécessaire d'évaluer la bande passante du système de mesure une fois le dynamomètre monté sur la machine. Cette évaluation est faite en utilisant la transmissibilité, qui est la FRF entre un capteur d'effort de référence et le signal donné par le dynamomètre.

1.4.1.1. Définition de la Transmissibilité

La matrice de la FRF est estimée expérimentalement. La précision des composantes de la matrice est très importante, puisque cette matrice est utilisée non seulement pour l'évaluation du système de mesure, mais aussi dans la méthode de correction des efforts. Alors, afin de maximiser la précision de la FRF plusieurs évaluations expérimentales sont nécessaires.

La démarche expérimentale utilisée en analyse modale pour la caractérisation de structures est employée dans le but de déterminer la matrice de la FRF $T [j\omega]$. Cependant, dans notre cas, la réponse du système correspond aux efforts mesurés avec le dynamomètre, et non aux signaux d'accéléromètres ou de capteurs de déplacement.

L'ensemble mécanique lié au dynamomètre (selon le montage : outil, porte-outil, dynamomètre, machine, etc.) est modélisé comme un système linéaire défini par l'expression :

$$\{K(j\omega)\} = [T(j\omega)]\{F(j\omega)\} \quad (1.9)$$

où la variable d'entrée $\{F(j\omega)\}$ est le vecteur de la transformée de Fourier des signaux d'excitation (les efforts du capteur de référence durant la phase d'obtention de la FRF ou les

efforts réels de coupe durant la phase de correction). La variable de sortie $\{K(j\omega)\}$ correspond au vecteur de la transformée de Fourier des signaux de réponse donnés par le dynamomètre. D'après la méthode d'analyse modale, il est possible de définir un élément général de la matrice $T_{mn}(j\omega)$ ainsi :

$$T_{mn}(j\omega) = \frac{K_m(j\omega)}{F_n(j\omega)} \quad (1.10)$$

où m et n indiquent les degrés de liberté de la réponse et l'excitation respectivement.

Il faut remarquer que le vecteur d'effort $\{F(j\omega)\}$ est connu durant la phase d'obtention de la matrice de la FRF, puisque il est mesuré par le capteur de référence. Par contre, durant les procédés d'usinage, ce vecteur contient les efforts de coupe réels que nous cherchons. Pour cette raison, il est nécessaire d'inverser l'équation (1.9) afin de retrouver les efforts de coupe corrigés. Ainsi, ils sont calculés à partir des mesures du dynamomètre $\{K(j\omega)\}$ et de la fonction de transfert $[T(j\omega)]$.

1.4.1.2. Méthode expérimentale d'estimation de la Transmissibilité

Afin d'obtenir la matrice de la transmissibilité, plusieurs expériences avec une force d'excitation connue sont nécessaires. Dans un premier temps, il faut définir le système d'excitation en fonction de la qualité de la FRF. La qualité de la FRF est évaluée avec le niveau de bruit présent, mais aussi avec la fonction cohérence qui établit le niveau de relation entre les signaux de l'entrée et de la sortie (Ewins [1.26] explique la procédure de calcul de la FRF et de la cohérence à partir de données expérimentales).

Le système de mesure peut être excité avec un marteau d'impact ou à travers d'un pot vibrant instrumenté avec un capteur d'effort piézoélectrique. Le marteau d'impact n'a pas besoin d'un montage spécial. Cependant, les valeurs mesurées sont moins précises et l'excitation est plus limitée en fréquence. Pour cette raison la démarche de correction est développée en utilisant des pots vibrants.

La deuxième étape consiste à établir les conditions d'excitation du pot afin de maximiser la précision de la FRF. Il existe plusieurs méthodes de génération de l'excitation en analyse modale. Parmi les plus utilisées, nous avons le balayage avec des fonctions sinusoïdales et le bruit blanc large bande. Dans ce travail nous proposons une technique intermédiaire, avec une excitation aléatoire par Bandes de Fréquence Localisées (BFL). Cette technique élimine les désagréments produits par le réglage de la vitesse de balayage dans le cas des fonctions sinusoïdales [1.27]. Dans le cas du bruit blanc, la largeur de la bande d'excitation est un paramètre essentiel dans la qualité de la FRF. A mesure que la largeur des BFL diminue, la FRF est moins bruitée et sa précision augmente, donc la qualité de la cohérence s'améliore. Cependant, la largeur des BFL ne peut pas être réduite infiniment puisque les mesures et l'analyse deviendraient trop longues. Alors, il faut trouver le compromis adéquat entre le nombre d'essais et la qualité de la FRF.

La figure 1.16 présente une comparaison des FRF et de leurs respectives cohérences, obtenues à partir de différentes BFL d'excitation. La bande de fréquence exposée est un zoom des bandes excitées. Les essais montrent que l'excitation faite avec la BFL la plus étroite (2000 – 2400 Hz) est la plus précise et sur laquelle la cohérence se rapproche de l'unité. Par contre, pour les deux autres essais (0–3200 et 0–6400 Hz), la FRF est bruitée et la cohérence

montre des non linéarités associées à un problème d'excitation. Ce que confirme la nécessité de diviser la bande d'excitation.

La troisième phase comprend l'exécution des essais. Chaque essai comprend l'excitation à régime constant dans la plage de la BFL. Il est nécessaire de faire des essais avec des BFL adjacentes jusqu'à balayer toute la plage de fréquence requise pour la correction des mesures d'effort. Ainsi, le nombre d'essais correspond à la bande de fréquence totale d'excitation divisée par la BFL sélectionnée.

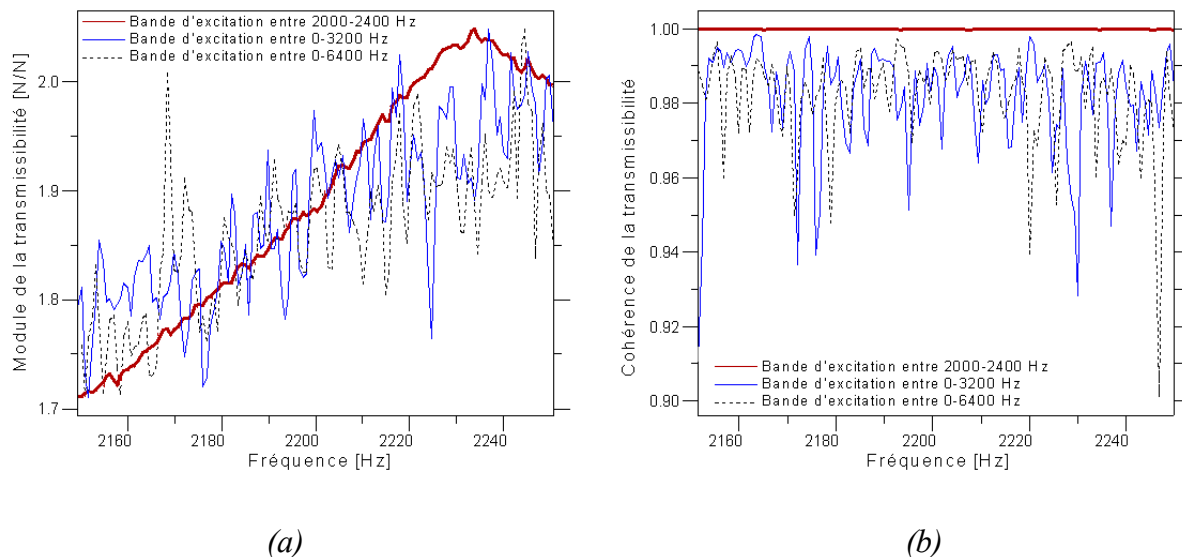


Figure 1.16 : Comparaison de la qualité de la FRF et de la cohérence en fonction de la largeur de la bande d'excitation, (a) Module de la transmissibilité, (b) Cohérence de la transmissibilité

Durant les essais, les signaux de l'excitation et de la réponse sont mesurés (capteur de référence et dynamomètre respectivement). Le traitement des données correspond à l'estimation des FRF et des cohérences entre les deux signaux. La FRF utilisée est du type H_1 , laquelle calcule le rapport entre l'interspectre entrée-sortie (G_{FK}) et l'autospectre de l'entrée (G_{FF}). Cette fonction minimise l'erreur du signal de la réponse.

Finalement, les composantes de la matrice de la FRF sont construites à partir de la combinaison de tous les essais. Chaque essai contribue avec sa BFL d'excitation. La cohérence est obtenue de la même façon.

1.4.1.3. Dispositif expérimental d'estimation de la Transmissibilité

La méthode antérieurement présentée a été développée et mis au point dans une machine de fraisage, puisque ce type d'usinage est spécialement concerné par le problème de mesure d'efforts. La configuration de la machine facilite le montage du système d'excitation. La figure 1.17 montre un schéma du dispositif expérimental.

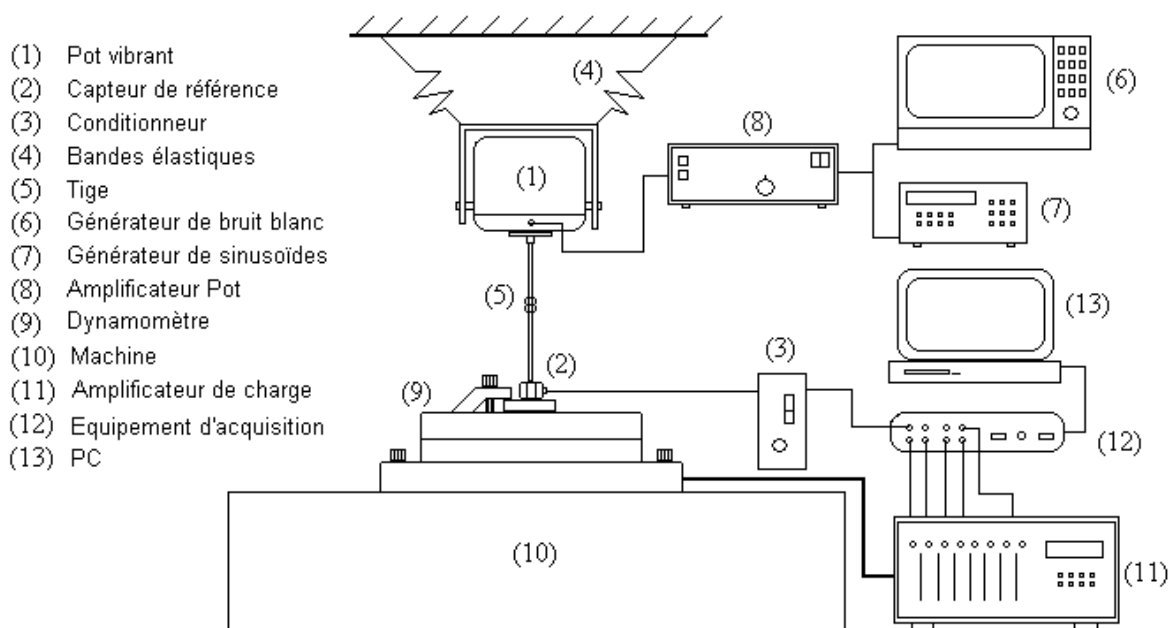


Figure 1.17 : Dispositif expérimental d'évaluation de la Transmissibilité

La force d'entrée est générée par un pot vibrant électromagnétique (1) instrumenté avec un capteur piézoélectrique de référence (2). Le capteur est régulé avec un conditionneur (3). Le pot vibrant est suspendu par deux bandes élastiques de très faible raideur (4). Le pot vibrant est attaché au capteur d'effort par une tige mince (5) flexible dans les directions radiales afin

d'éviter des excitations non désirées. Le pot vibrant est contrôlé en utilisant deux types de générateurs. Le premier est un analyseur en mode générateur (6), lequel est utilisé pour créer le bruit blanc filtré dans la plage de la BFL requise. Le deuxième générateur (7) est utilisé pour produire les fonctions sinusoïdales composées durant la phase de validation de la méthode. Ces signaux de contrôle sont gérés par l'amplificateur du pot vibrant (8).

La réponse du système est obtenue à partir des signaux du dynamomètre piézoélectrique à trois composantes (9), qui est monté sur la table de la machine de fraisage Gambin* 120 CR (10). Les signaux du dynamomètre sont transformés par un amplificateur de charge (11). Finalement, l'acquisition et l'analyse des données sont réalisées avec un équipement de huit voies (12) et un ordinateur portable (13). Les modèles des équipements utilisés sont détaillés dans le tableau 1.1.

Tableau 1.1 : Liste des équipements utilisés durant la phase d'obtention de la FRF

Equipements d'excitation et de mesure	Référence*	Chaîne d'acquisition	Référence*
Pot vibrant	LDS V400	Conditionneur ICP	PCB 488A22
Capteur d'effort	PCB 208C03	Amplificateur du dynamomètre	Kistler 5017
Générateur de bruit	B&K 2032	Equipement d'acquisition et d'analyse	LMS Pimento – 8 canaux
Générateur de fonctions	HP 8904A	PC	DELL Latitude
Amplificateur du pot	LDS P500		
Dynamomètre	Kistler 9255B		

1.4.1.4. Résultats de la Transmissibilité expérimentale

La FRF exposée dans la suite correspond au rapport entre le capteur de référence et le signal global du dynamomètre dans la direction Z. La FRF, ainsi que la cohérence ont été

* Les noms de marques sont donnés pour une information complète sur les moyens expérimentaux. Elles n'engagent ni l'auteur ni les entreprises citées.

évaluées entre 0 et 4000 Hz. La largeur de la BFL a été de 400 Hz, laquelle offre un bon compromis entre le nombre d'essais et la qualité. La combinaison de ces conditions de bande d'intérêt et de BFL impose 10 essais. La figure 1.18 présente un exemple de cohérence obtenue à partir d'une BFL d'excitation entre 2000 et 2400 Hz, où il est possible de constater une excellente performance. La juxtaposition des 10 essais permet d'obtenir la transmissibilité et la cohérence définitives sur la gamme de fréquence 0 – 4000 Hz (figures 1.19 et 1.20 respectivement).

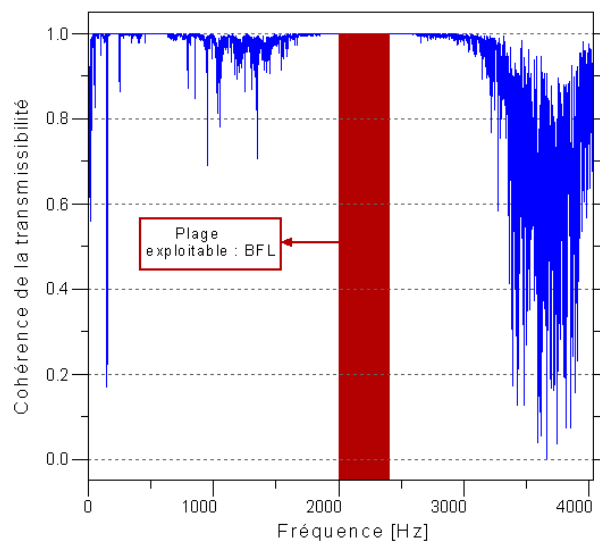
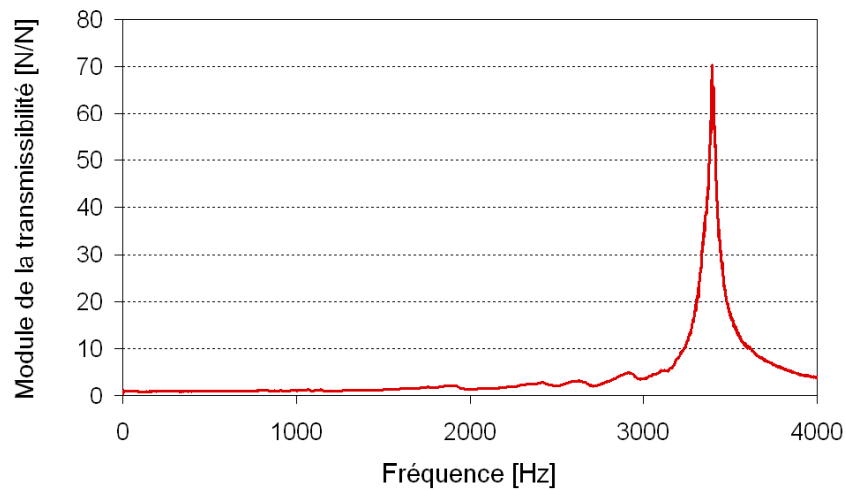
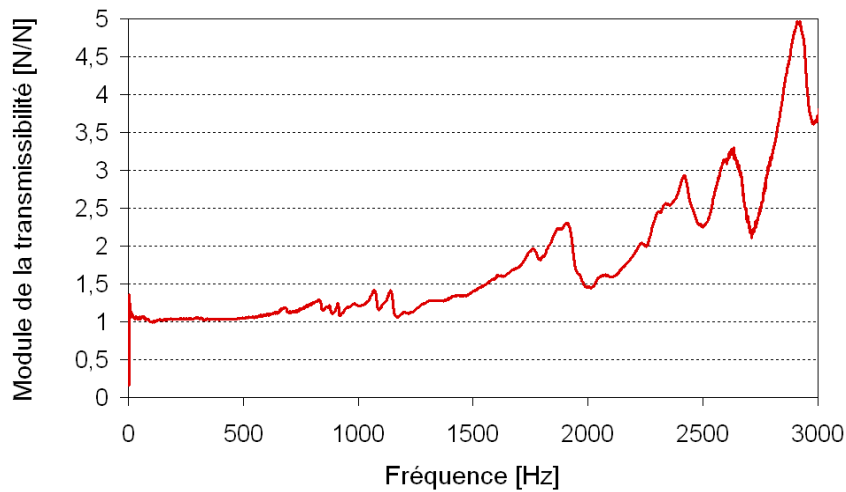


Figure 1.18 : Cohérence de la transmissibilité correspondante à une excitation avec une BFL entre 2000-2400 Hz

Cette FRF permet d'évaluer l'erreur du système de mesure quand il est soumis à des excitations dynamiques. Il faut remarquer que le module de la FRF dans le cas quasi statique se rapproche de l'unité (figure 1.19). Cependant, le zoom de la figure 1.19b repère une erreur proche de 50 % à proximité de 1000 Hz. Il faut rappeler que cette FRF sera aussi utilisée pour corriger les efforts.



(a)



(b)

Figure 1.19 : Module de la Transmissibilité entre le capteur de référence et le dynamomètre, cette FRF représente l'inverse du module de la fonction de correction, ainsi que l'évolution de l'erreur de mesure, (a) Sur toute la plage de fréquence 0-4000 Hz, (b) Sur la bande de fréquence 0-3000 Hz

La cohérence de la figure 1.20 prouve la très haute qualité de l'évaluation de la FRF, puisque la valeur la plus basse (très localisée) reste supérieure à 0.95. Ce fait indique que le système peut être modélisé en supposant un comportement linéaire et que la démarche expérimentale a été correctement exécutée.

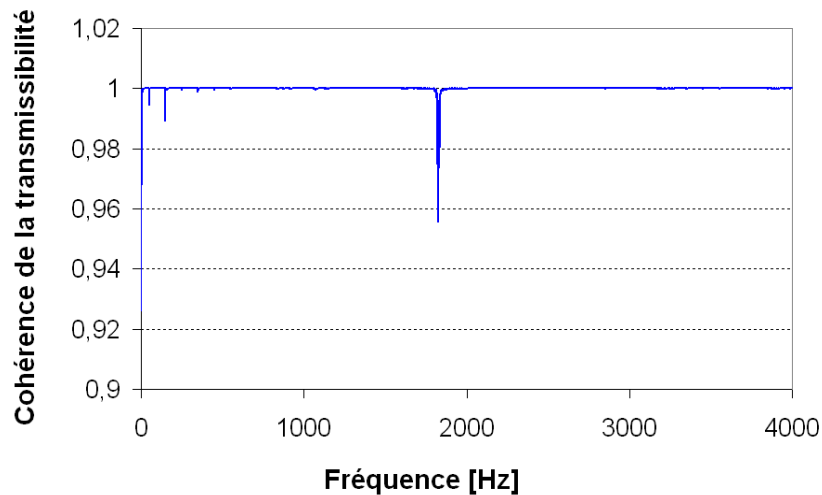


Figure 1.20 : Cohérence de la Transmissibilité entre le capteur de référence et le dynamomètre

1.4.1.5. Influence des sous-systèmes sur les mesures

Les différences entre la FRF estimée par le fabricant du dynamomètre (figure 1.7) sous conditions de montage idéales et celle obtenue sous les conditions de montage réelles (figure 1.8), sont provoquées par l'influence des éléments mécaniques liés au dynamomètre. Ces éléments sont connus comme sous-structures ou sous-systèmes dans le domaine d'analyse modale de structures couplées. Nous allons présenter une démarche expérimentale qui permet d'identifier les sous-systèmes et d'estimer leur influence dans l'ensemble de la structure. Cette approche est résumée dans Castro et al. [1.28].

Afin de faciliter la démarche expérimentale, nous avons choisi l'accélération comme FRF. Celle-ci permet d'identifier et d'estimer l'influence des sous-systèmes du système de mesure. La figure 1.21 présente une partition en sous-systèmes d'un ensemble de fraisage pour un degré de liberté (i). Le système est excité par une force, qui en usinage est une des composantes de l'effort de coupe et qui dans la démarche d'évaluation correspond au capteur

d'effort de référence. La liaison élastique entre les sous-systèmes II et III correspond aux capteurs piézoélectriques du dynamomètre.

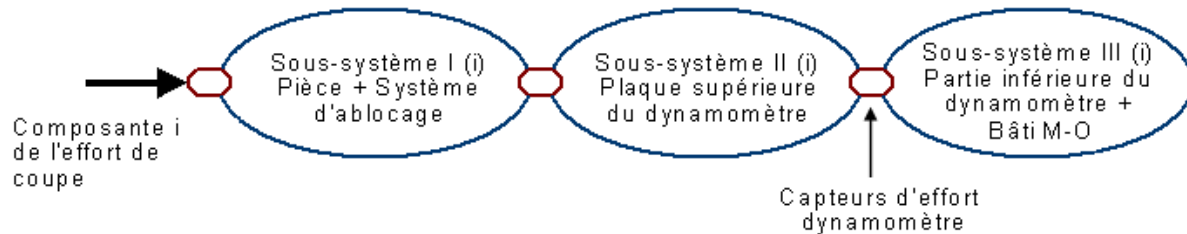
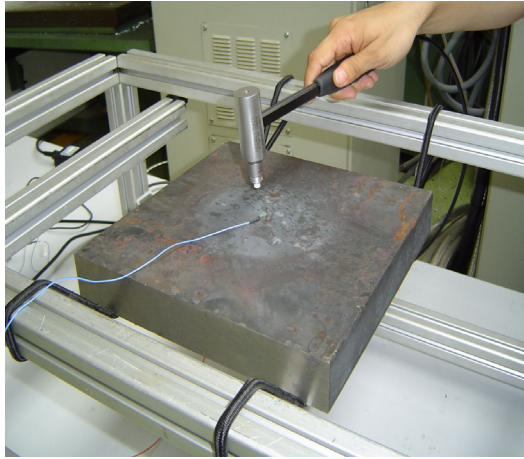


Figure 1.21 : Modélisation par sous-systèmes d'un ensemble de fraisage

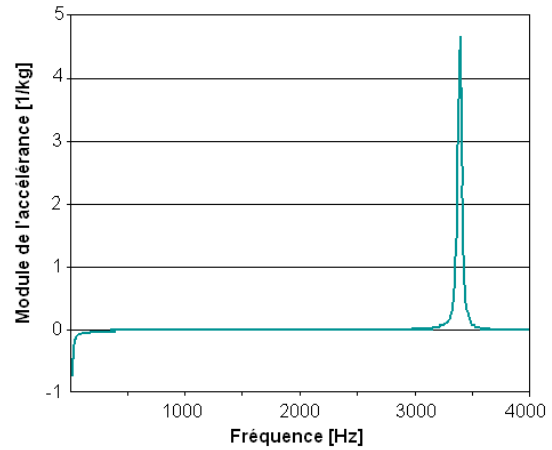
Dans le montage expérimental d'évaluation, le système d'assemblage entre le capteur d'effort de référence et la plaque supérieure du dynamomètre est choisi le plus rigide possible. Sa masse est négligeable par rapport à celle de la plaque. Ainsi, le sous-système I est négligé, ce que simplifie la démarche. Celle-ci peut être ainsi accomplie à partir de trois FRF.

D'abord la FRF de la plaque supérieure du dynamomètre (sous-système II) est estimée. Cette FRF est obtenue grâce à une plaque d'essais de géométrie et propriétés similaires à celles de la plaque supérieure du dynamomètre. L'excitation est réalisée avec un marteau d'impact et la réponse est mesurée avec un accéléromètre (figure 1.22a). La figure 1.22b montre la FRF résultante. Deuxièmement, la FRF de la table et du bâti de la machine (sous-système III) est estimée (figure 1.23). L'excitation est réalisée en utilisant le dispositif expérimental de la figure 1.17. Le capteur d'effort est monté directement sur la table de la machine et non sur la partie inférieure du dynamomètre, pour éviter le démontage des pièces du dynamomètre. Cette simplification ne prend pas en compte la partie inférieure du dynamomètre. Toutefois, cette pièce et son système d'assemblage sur la table sont assez

rigides et la masse est négligeable par rapport à celle de la table, ce qui diminue les conséquences de cette simplification.



(a)



(b)

Figure 1.22 : Accélération de la plaque de simulation, (a) Dispositif expérimental, (b) Module de l'accélération

Finalement, la FRF de tout l'ensemble est repéré. L'excitation est faite sur le dynamomètre monté sur la table de la machine (figure 1.24a), ce que comprend les sous-systèmes II et III. Les modes compris dans les zones 1 et 2 sur la FRF de la figure 1.24b ne sont pas visibles à cause de l'échelle, ils sont présentés sur la figure 1.25.

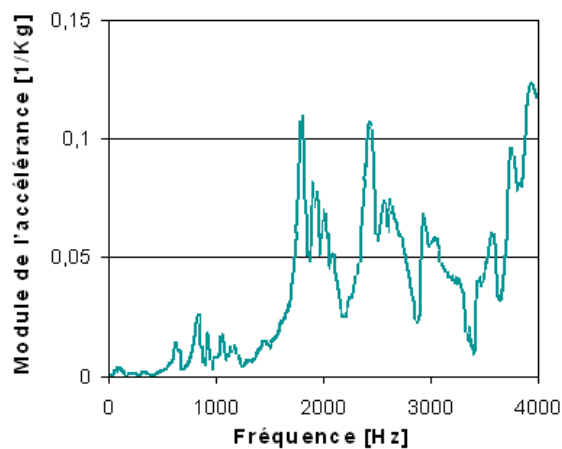
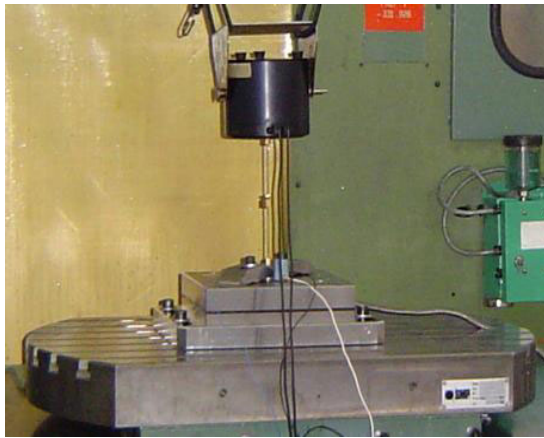
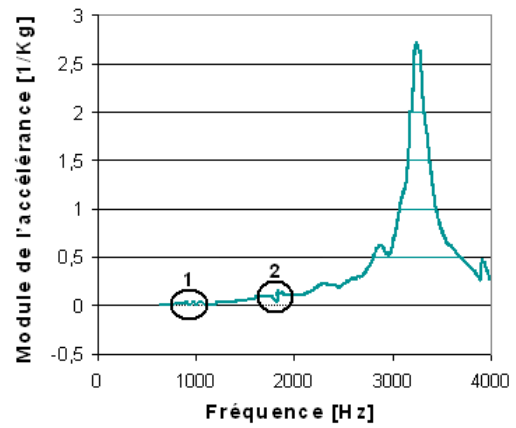


Figure 1.23 : Module de l'accélération du sous-système III (table et bâti de la machine outil)



(a)



(b)

Figure 1.24 : Accélération du système complet (dynamomètre, table et bâti de la machine outil), (a) Dispositif expérimental, (b) Module de l'accélération

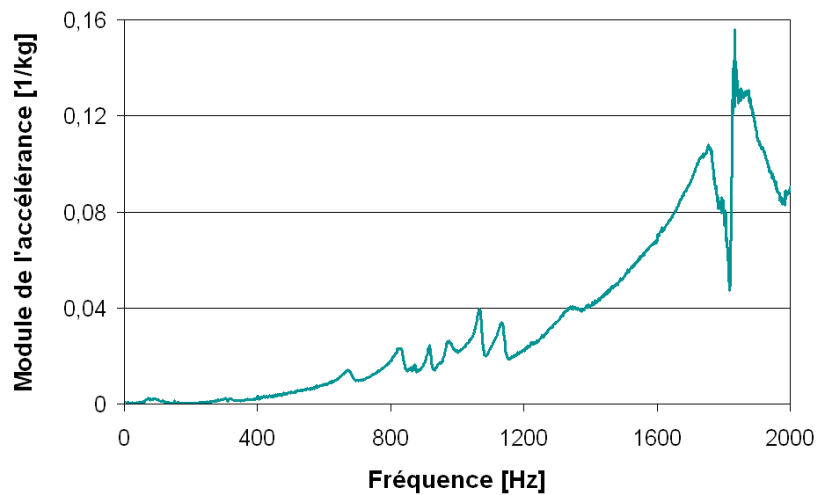


Figure 1.25 : Module de l'accélération du système complet (dynamomètre, table et bâti de la machine outil) entre 0-2000 Hz

La comparaison des fréquences et des amplitudes entre les trois FRF montre que la structure de la machine contribue dans la zone de basses fréquences (zones 1 et 2 sur la figure 1.23b) et que le premier mode en flexion du dynamomètre apporte le mode dominant du système à haute fréquence. Ces résultats confirment que la performance du système de mesure d'effort est affectée par les éléments mécaniques environnant le dynamomètre. Donc, les

mesures doivent être corrigées, même aux basses fréquences : une erreur de 20 % est déjà présent vers 700 Hz, dans la zone d'influence de la machine (figure 1.19).

1.4.2. Détermination des efforts corrigés

Pendant l'usinage, les signaux émis par le dynamomètre sont enregistrés et postérieurement corrigés en utilisant la matrice de la FRF. Ainsi, l'équation 1.9 doit être inversée afin de trouver une expression pour les efforts de coupe à partir des signaux du dynamomètre et de la matrice des FRF. Cependant, si le système est redondant, la matrice de la transmissibilité $[T]$ devient rectangulaire et ne peut pas être inversée directement. Pour cette raison il faut multiplier l'équation 1.9 par la matrice transposée de la transmissibilité afin d'obtenir une matrice carrée. Par ailleurs, cette matrice est complexe, ce qui implique l'utilisation de la matrice hermitienne à la place de la matrice ordinaire. Pour obtenir la matrice hermitienne transposée, il faut d'abord remplacer chaque terme de la matrice de la fonction complexe par sa conjuguée. Ensuite, il est possible d'obtenir la matrice transposée. Alors, ${}^H[T]=[\overline{T}]^T$ où le terme conjugué de la fonction complexe T_{mn} est écrit comme \overline{T}_{mn} . Ce qui donne :

$${}^H[T]\{K\}={}^H[T][T]\{F\} \quad (1.11)$$

avec deux nouvelles matrices :

$$\{Y\}={}^H[T]\{K\} \quad (1.12)$$

$$[A]={}^H[T][T] \quad (1.13)$$

alors, nous avons :

$$\{F\}=[A]^{-1}\{Y\} \quad (1.14)$$

Ce procédé de calcul des efforts peut être développé de deux façons différentes. La première utilise le signal global du dynamomètre calculé arithmétiquement à partir de la combinaison des quatre capteurs piézoélectriques. La deuxième emploie les signaux des quatre capteurs d'une manière individuelle. Dans la suite, les deux cas sont comparés dans la direction Z du dynamomètre.

1.4.2.1 Calcul à partir du signal global

Cette méthode correspond au cas plus simple puisque nous avons seulement une composante. L'effort corrigé peut être obtenu directement du procédé mentionné auparavant, ou à travers l'inversion de l'équation 1.9 et la multiplication par la conjuguée, ce qu'élimine le terme imaginaire du dénominateur. Alors :

$$F_z = \frac{\overline{T_z} K_z}{T_z T_z} \quad (1.15)$$

où la transmissibilité est obtenue à partir de la réponse globale T_z et du signal global du dynamomètre K_z .

1.4.2.2. Calcul à partir des signaux individuels

Dans cette démarche de calcul qui utilise les quatre signaux indépendants, le système devient redondant. Le nombre de composantes ou degrés de liberté des variables inconnues, dans ce cas le vecteur $\{F\}$, est inférieur au nombre de composantes du vecteur $\{T\}$. Alors, le système a plus d'une solution. Afin de résoudre ce problème, le système est traité en utilisant la méthode des moindres carrés, comme proposé par Auchet et al. [1.5].

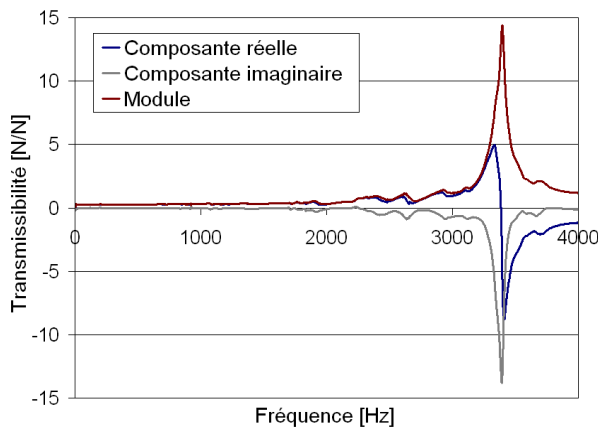
La démarche de calcul est développée pour la composante Z, cependant elle peut être étendue aux autres axes de la même façon. Puisque le vecteur $\{K(j\omega)\}$ a quatre composantes, chaque capteur est considéré comme un degré de liberté du système et parce que le vecteur $\{F(j\omega)\}$ est réduit à une composante $F_z(j\omega)$, l'équation (1.9) dévient :

$$\{K_m(j\omega)\} = \{T_{mz}(j\omega)\} F_z(j\omega) \quad (1.16)$$

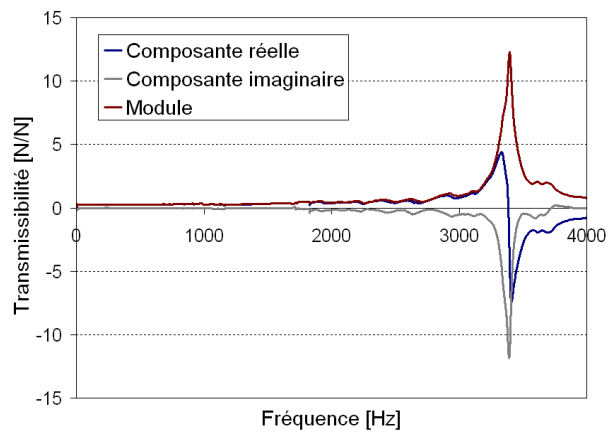
où $\{K_m(j\omega)\}$ correspond au vecteur du dynamomètre qui contient les composantes sur Z des quatre capteurs, $\{T_{mz}(j\omega)\}$ est le vecteur composé par les quatre FRF entre chaque capteur du dynamomètre et le capteur d'effort de référence dans la direction Z (figure 1.26), et $\{F_z(j\omega)\}$ est la composante à estimer sur l'axe z. A partir des équations 1.11 – 1.16, la solution de ce système est donnée par :

$$F_z(j\omega) = \frac{\bar{T}_{z1}K_1 + \bar{T}_{z2}K_2 + \bar{T}_{z3}K_3 + \bar{T}_{z4}K_4}{T_{z1}T_{1z} + T_{z2}T_{2z} + T_{z3}T_{3z} + T_{z4}T_{4z}} \quad (1.17)$$

laquelle a la même utilité de l'équation 1.15, mais qui emploie la combinaison des quatre capteurs et non le signal global.



(a)



(b)

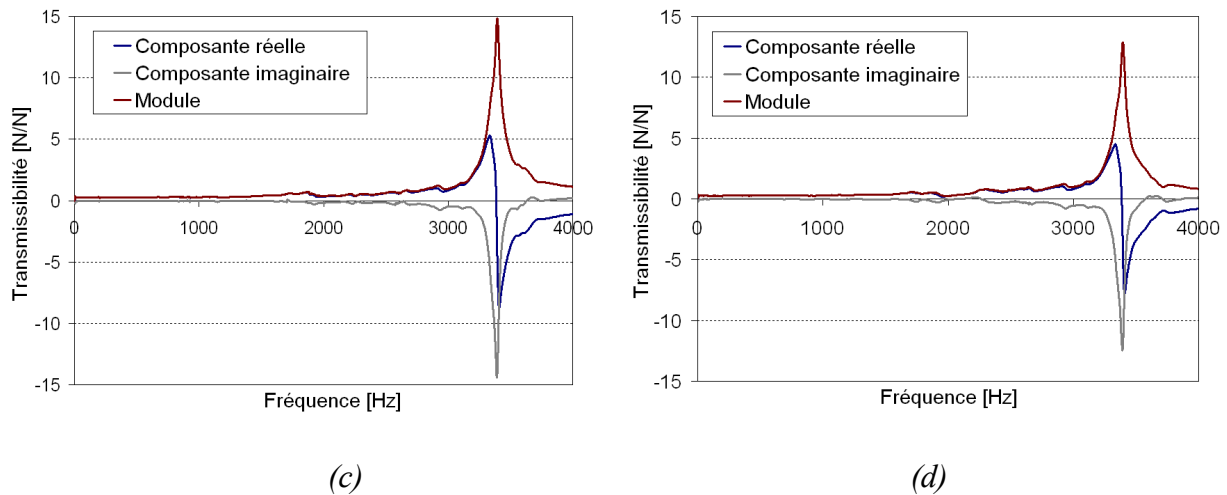


Figure 1.26 : Transmissibilités entre le capteur de référence et les quatre capteurs du dynamomètre, (a) Premier capteur, (b) Deuxième capteur, (c) Troisième capteur, (d) Quatrième capteur

1.4.2.3. Démarche de validation de la méthode de correction

Le dispositif expérimental utilisé pour cette phase de validation de la méthode de correction, est le même employé durant la phase d'obtention des FRF (figure 1.17). L'effort transmis par le capteur d'effort remplace l'effort de coupe sur l'axe Z et sert de référence pour comparer les mesures du dynamomètre corrigées.

L'excitation du système est faite avec la somme de plusieurs fonctions sinusoïdales afin de simuler le comportement des efforts de coupe en fraisage (figure 1.27). Cependant, il faut remarquer que les transmissibilités sont obtenues en utilisant des excitations de bruit blanc. Alors, chaque type d'excitation périodique peut être corrigé sur toute la largeur de la bande de fréquence.

Les signaux individuels et le signal global sont enregistrés et opérés dans les équations 1.15 et 1.17 respectivement, ainsi que les composantes des transmissibilités et leurs conjuguées, dans le but d'obtenir les spectres des efforts corrigés.

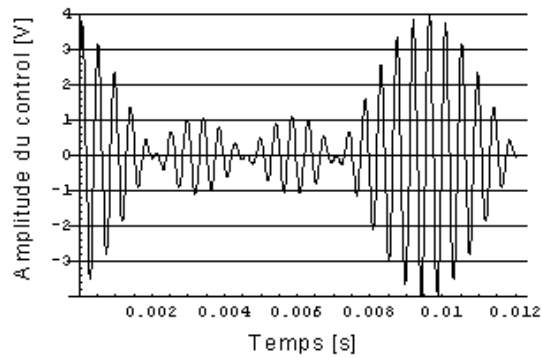


Figure 1.27 : Exemple de fonction sinusoïdal d'excitation durant la phase de validation

L'efficacité de la méthode de correction est évaluée pour plusieurs essais avec des fonctions sinusoïdales d'excitation variées en fréquence et en amplitude. Les essais balayent toute la plage de fréquence entre 0 et 4000 Hz. La figure 1.28 montre un exemple qui compare l'amplitude du module des spectres du capteur d'effort de référence avec celui du dynamomètre, avant et après correction. La fonction d'excitation correspond à celle de la figure 1.27. L'excellente correspondance entre les spectres de la figure 1.28b certifie la qualité de la méthode de correction proposée.

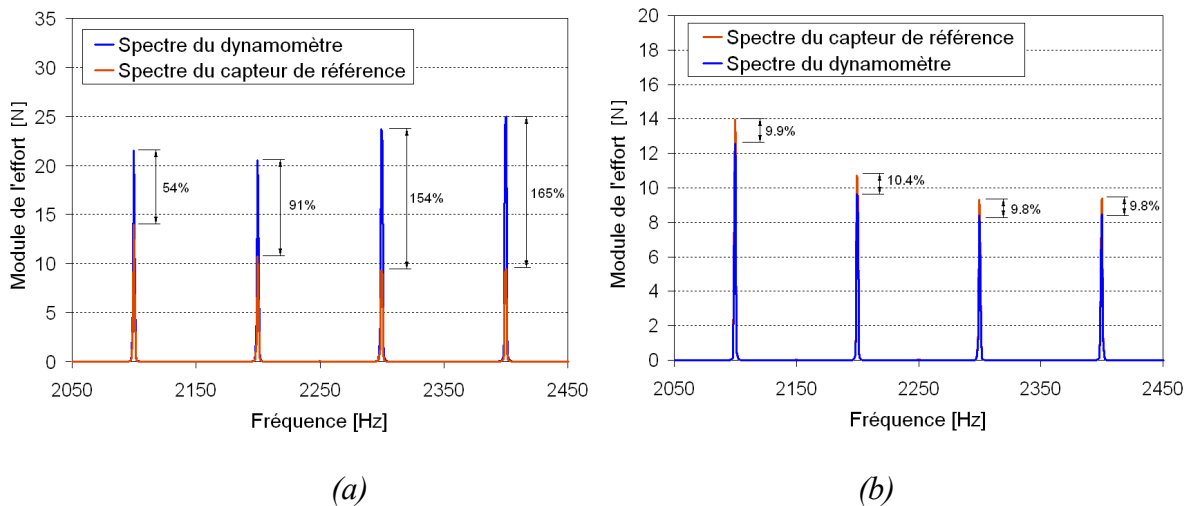


Figure 1.28 : Comparaison des modules des spectres entre le capteur de référence et le dynamomètre, (a) avant correction, (b) Après correction

La figure 1.29 présente le bilan de performance de la méthode de correction quand elle utilise les signaux individuels sur toute la plage de fréquence. Cette figure expose en pourcentage les différences d'amplitude du module entre les spectres du capteur d'effort de référence et celui du dynamomètre, sans et avec la correction. Il est possible de constater que la méthode de correction améliore d'une façon importante la précision des mesures d'effort sur toute la plage de fréquence analysée. Les ordres de grandeur de l'erreur sont différents avec la correction et sans la correction. L'erreur maximale du spectre corrigé reste assez basse, elle reste inférieure à 20 % (figure 1.29a). Par contre, l'erreur de mesure sans correction peut atteindre 50 fois la mesure à proximité de la zone de résonance (figure 1.29b).

La figure 1.30 montre la comparaison entre l'application de la méthode de correction à partir des quatre signaux individuels et celle qui utilise le signal global. La technique des signaux individuels présente une meilleure performance à basses fréquences, cependant la différence entre les deux méthodes n'est pas significative.

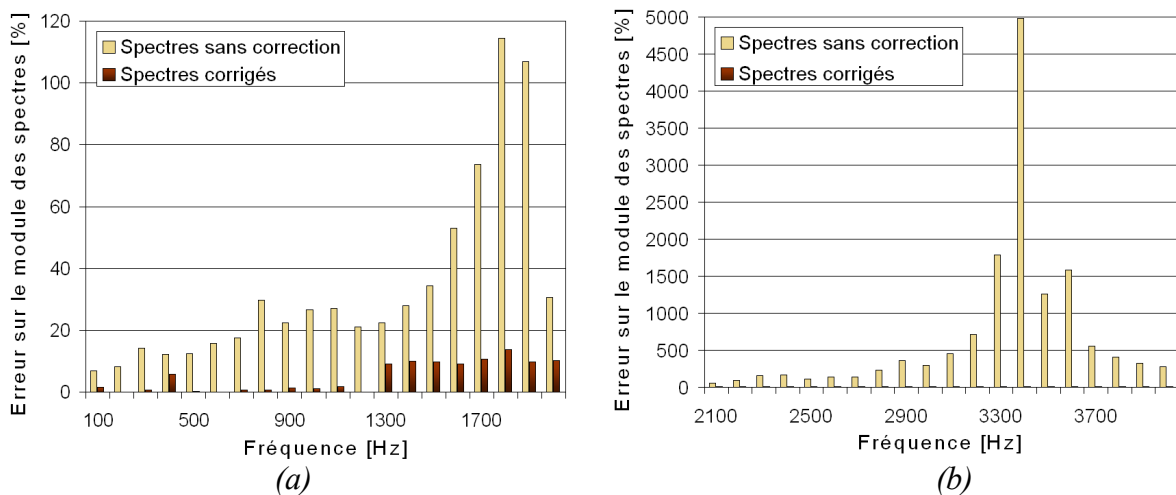


Figure 1.29 : Comparaison des erreurs sur les modules des spectres sans correction et avec correction, (a) Bande 0-2000 Hz, (b) Bande 2000-4000 Hz

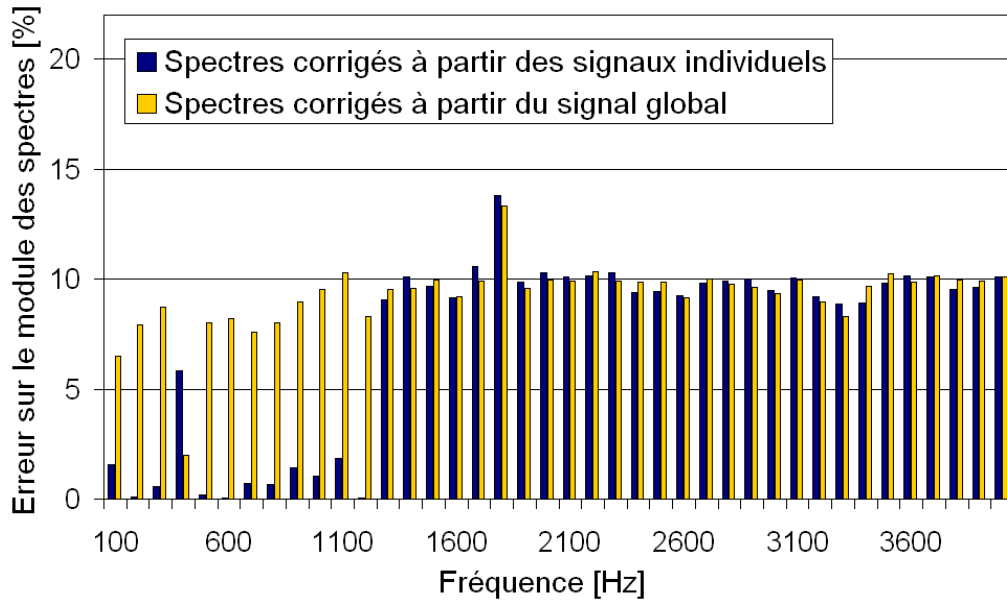


Figure 1.30 : Comparaison des erreurs sur les modules des spectres entre les mesures corrigées à partir des signaux individuels et celles corrigées à partir du signal global

1.4.3. Application de la méthode de correction

Cette application comprend la détermination de la FRF sous les conditions de montage d'usinage, l'estimation de l'influence du montage du pot vibrant et l'application de la méthode sur un essai de tournage en coupe orthogonale. La démarche est résumée dans Castro et al. [1.29]. La méthode est présentée uniquement dans la direction axiale, c'est à dire de l'avance, cependant la démarche est exactement la même pour le deuxième axe. La figure 1.31 montre le montage utilisé pendant l'usinage, cet essai fait parti de la campagne d'essais et sera expliqué et analysé en détail ultérieurement.

Pour cette application, afin de simplifier le calcul, nous négligeons le couplage entre les trois directions, ce qui permet d'avoir une matrice diagonale. Les trois éléments de la matrice des trois directions sont définis par l'équation 1.10. Nous utilisons pour cette application la composante de la direction axiale.

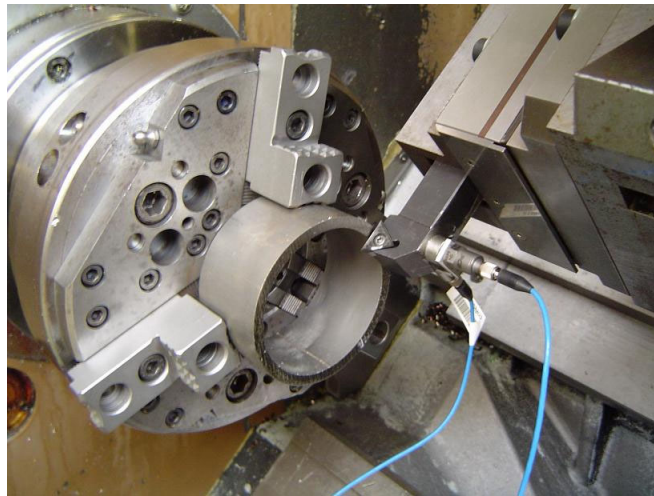


Figure 1.31 : Montage des essais d'usinage

La qualité de la FRF est un paramètre important car elle est utilisée pour corriger les efforts de coupe. Pour cette raison le procédé d'excitation est optimisé et postérieurement évalué.

1.4.3.1. Méthode d'excitation

Durant la phase d'obtention de la FRF, la structure du système de mesure (outil, porte-outil, dynamomètre et machine outil) a été excitée par un pot vibrant libre lié au capteur d'effort de référence, lequel est vissé sur une pièce attachée à l'outil (figure 1.32). Cette pièce remplace la plaquette, pour cette raison elle a été dessinée de façon à garder au maximum la géométrie originale (figure 1.33).

L'excitation du système est choisie par bandes localisées de bruit blanc de 400 Hz, sur un domaine entre 0 et 4000 Hz. Les figures 1.34 et 1.35 comparent la FRF et la cohérence respectivement entre l'excitation par bandes localisées et celle large bande. La diminution de la largeur de la bande d'excitation augmente la qualité de la FRF et de la cohérence.

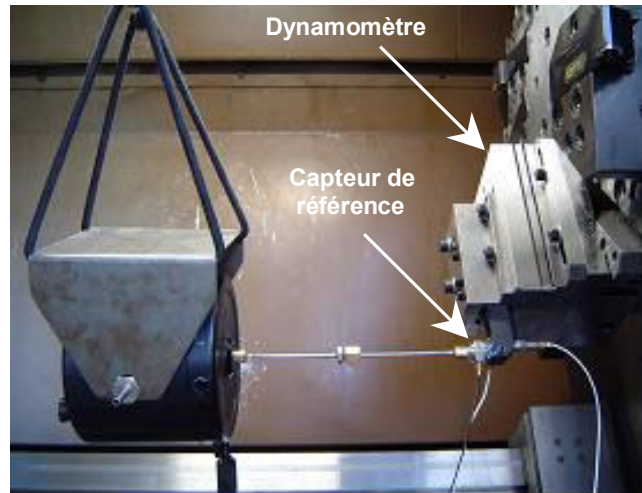


Figure 1.32 : Montage du pot vibrant utilisé pour exciter le système de mesure

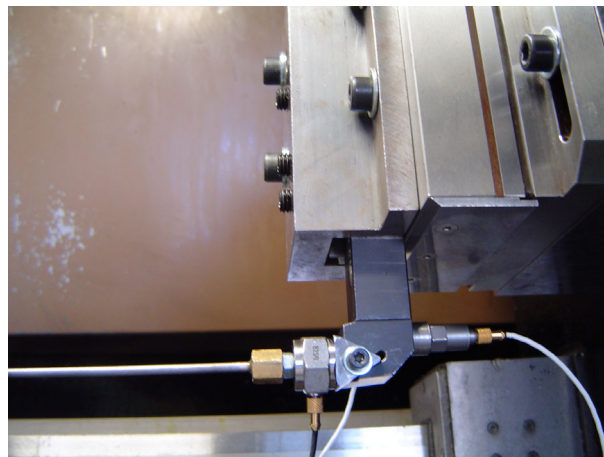


Figure 1.33 : Pièce de montage entre le capteur de référence et l'outil

La FRF obtenue montre que le dynamomètre, une fois monté sur le tour, a de problèmes de mesure à partir de 500 Hz (figure 1.34).

La chute de la cohérence vers 2300 Hz indique l'existence d'une non linéarité (figure 1.35). Ce phénomène est associé à une antirésonance de la structure, comme constaté sur la FRF (figure 1.34).

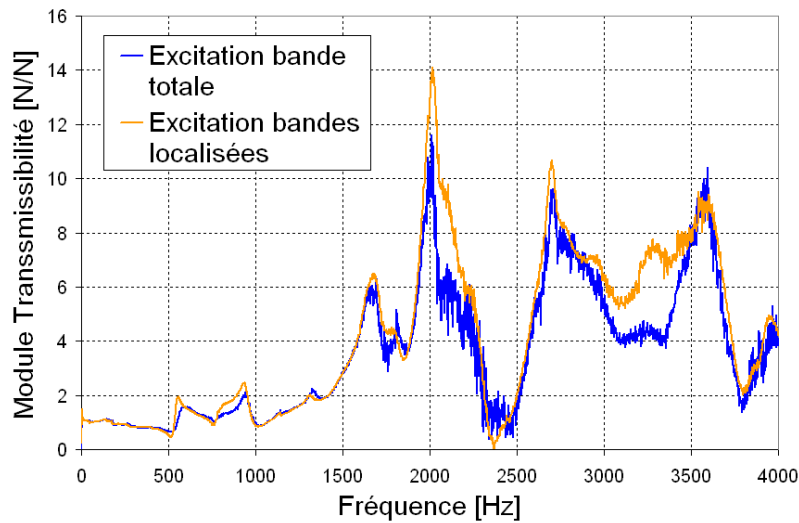


Figure 1.34: Comparaison de la qualité de la FRF obtenue à partir deux techniques de d'excitation

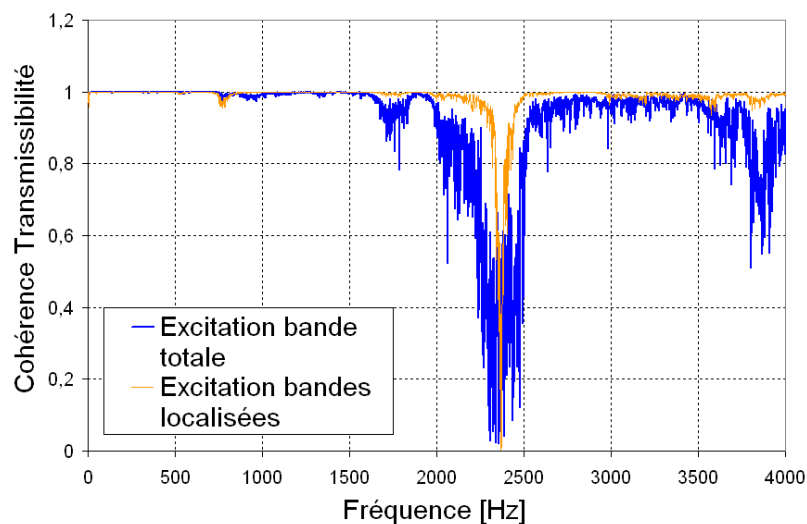


Figure 1.35 : Comparaison de la qualité de la cohérence obtenue à partir deux techniques d'excitation

1.4.3.2. Evaluation du montage d'excitation

Durant la phase d'obtention de la FRF, le pot vibrant introduit les excitations. Le montage exige une pièce supplémentaire pour connecter le pot vibrant à l'ensemble : outil, porte-outil, dynamomètre et machine outil (figure 1.33). Cette pièce remplace l'outil, il est donc nécessaire d'évaluer son éventuelle influence. Dans ce cadre, l'accélération du système

original avec l'outil est estimée en utilisant un marteau d'impact comme excitateur. Cette FRF est comparée avec celle du montage de la pièce supplémentaire, obtenue de la même façon (figure 1.36). Les FRF montrent que le montage du pot vibrant n'introduit pas de modes additionnels jusqu'à 2300 Hz. Par contre, il existe une différence d'amplitude à partir de 2300 Hz attribuable à la faible performance du marteau d'impact à ces fréquences.

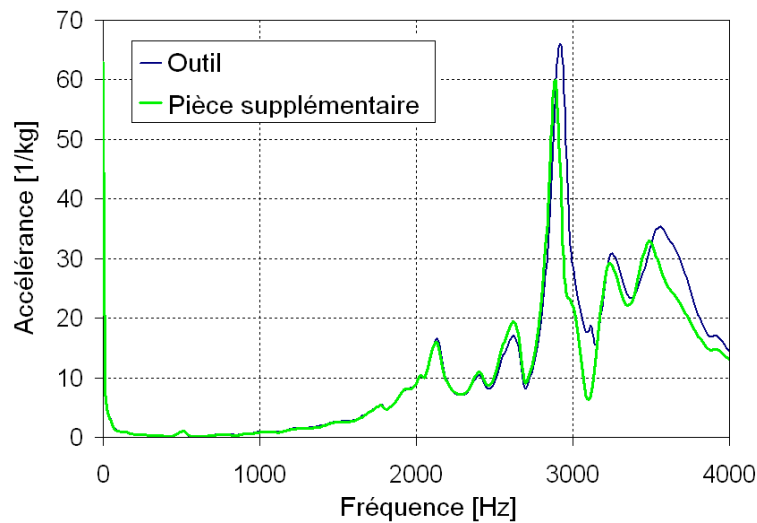


Figure 1.36 : Comparaison des accélérations des montages de l'outil et de la pièce supplémentaire

La figure 1.37 présente les spectres de l'impact et de l'accélération de l'essai du montage. Il est possible d'apprécier que la zone d'application du marteau n'est acceptable que jusqu'à environ 2000 Hz. Dans ce test d'impact, il est possible d'identifier un mode à la même fréquence de 500 Hz sur le spectre de l'accélération (figure 1.37).

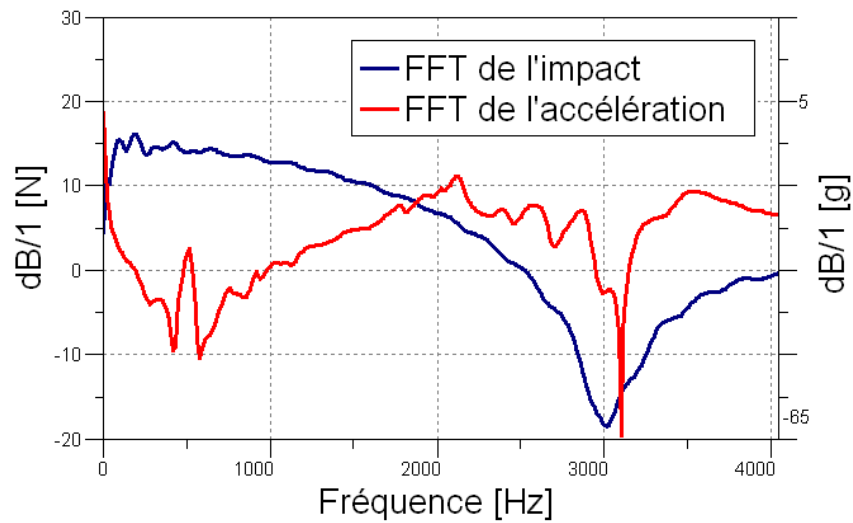


Figure 1.37 : Spectres de l'excitation et de la réponse du test effectué sur le montage de la pièce supplémentaire

1.4.3.3. Essai d'usinage

Les conditions de coupe de l'essai qui garantissent l'apparition de vibrations pendant la coupe sont : une vitesse de coupe de 20 m/min, une profondeur de passe de 5 mm et une avance de 0,12 mm/tour. Le matériau de la pièce est un alliage de titane Ti-6Al-4V. La figure 1.38 illustre l'effort mesuré avec le dynamomètre durant l'usinage.

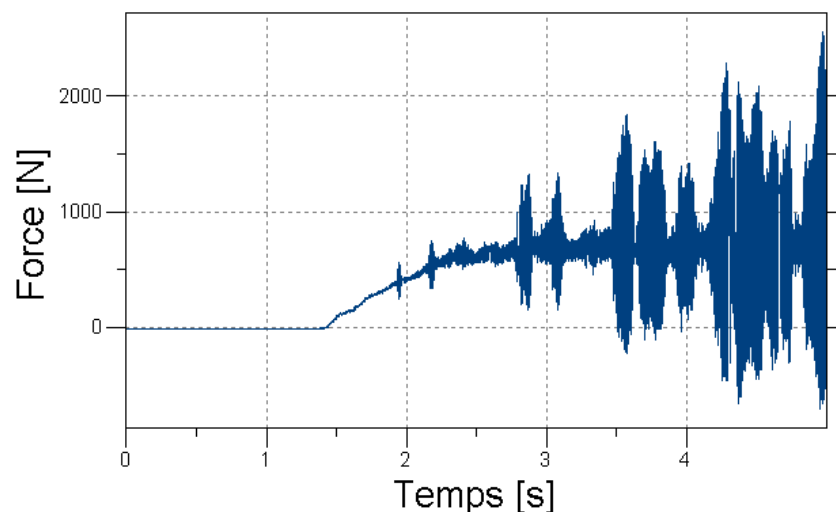


Figure 1.38 : Mesure de l'effort axial réalisée par le dynamomètre pendant la coupe

1.4.3.4. Calcul du spectre de l'effort corrigé

La FRF, ainsi que le spectre de l'effort mesuré dans la même direction sont remplacés dans l'équation 1.15, pour obtenir finalement le spectre de l'effort corrigé. La figure 1.39 compare le spectre de l'effort sans corriger en trait orange au nouveau spectre corrigé représenté en trait bleu. Il est possible de constater que sans la correction la composante à 2850 Hz est surévaluée de 400% sur le module. Cette expérience confirme de façon claire la nécessité de corriger les mesures fournies directement par le dynamomètre.

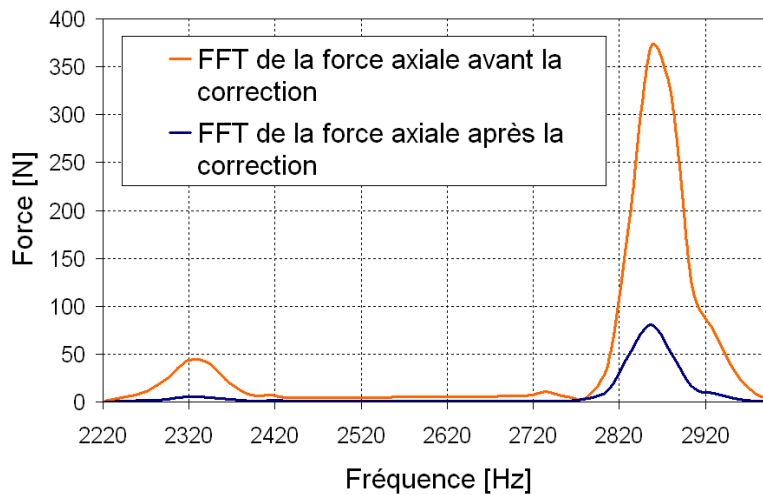


Figure 1.39 : Comparaison des spectres de la mesure de l'effort axial sans correction et avec correction

Par contre, le résultat de la correction vers 2330 Hz n'est pas fiable à cause de la non linéarité liée au phénomène d'antirésonance, laquelle est identifiée sur la FRF et la cohérence (figures 1.34 et 1.35 respectivement). Ce problème, malheureusement incontournable puisque un phénomène de comportement structurel, pourrait être limité par l'utilisation d'une excitation en bande très localisée.

1.5. Conclusions

Il a été constaté expérimentalement que l'apparition d'excitations dynamiques à fréquences supérieures à la bande passante des dynamomètres, cause des erreurs significatives sur les mesures d'effort. Ce problème a été déjà identifié par plusieurs auteurs [1.5, 1.6, 1.18-1.23], qui proposent différentes démarches pour le résoudre. Cependant, dans le domaine de l'usinage il y a de travaux qui négligent le phénomène [1.15-1.17]. Pour cette raison, nous voulons insister sur le fait que pour mesurer les efforts de coupe à hautes fréquences, au moyen de dynamomètres piézoélectriques, il est nécessaire d'appliquer une méthode de correction.

La méthode de compensation accélérométrique [1.18-1.21] diminue les effets dynamiques sur les mesures d'effort. Cependant, le modèle est trop simplifié, il utilise une masse équivalente qui ne permet de tenir compte que d'un seul degré de liberté modal, ce qui n'est pas suffisant puisque la structure est complexe. Ensuite, la masse mobile est considérée comme un corps rigide indéformable, ce qui néglige les déformations élastiques des sous-systèmes.

Dans la littérature nous trouvons aussi des auteurs qui proposent l'utilisation des jauges de déformation [1.7-1.9]. Scheffer et Heyns ont choisi les jauges puisque leur bande passante est plus élevée. Cependant, les jauges mesurent la déformation élastique d'un élément d'un système, laquelle est fonction des efforts de coupe, mais aussi de l'accélération des sous-systèmes liés mécaniquement à l'élément de mesure. En conséquent, ce type de mesure exige également une évaluation et une éventuelle démarche de correction.

L'influence des sous-systèmes est un point qui doit être évalué. La géométrie et les propriétés mécaniques de la pièce de travail ou de l'outil selon le cas, changent la réponse dynamique du système, donc la bande passante. Pour cette raison, même si la bande passante du dynamomètre donnée par le fabricant est suffisante pour une application d'usinage, il est nécessaire de la vérifier une fois le dynamomètre monté sur l'environnement de travail. Dans le but de faciliter l'analyse des différentes configurations, Park et al. [1.30] proposent la technique de couplage analytique qui permet d'évaluer et de quantifier l'influence d'une pièce ou d'un outil.

Dans notre travail, une méthode expérimentale pour estimer la transmissibilité entre un capteur de référence et les capteurs du dynamomètre a été développée. Cette FRF permet d'évaluer la performance des dynamomètres. Egalement, la méthode peut être utilisée pour évaluer les différents systèmes de mesure d'effort. Les FRF estimées ont montré une bonne répétitivité. Le montage du pot vibrant n'a pas présenté une influence significative sur les FRF, contrairement aux résultats énoncés par Chung et Spiewak [1.13]. La différence est attribuée au fait que le pot n'a pas été monté sur la structure excitée.

La méthode d'excitation proposée est une combinaison de la technique de balayage par sinus et celle de bruit blanc. Cette démarche est capable de transmettre assez d'énergie sur toute la plage de fréquence en assurant l'excitation de tous les modes existants. Afin d'incrémenter la précision de la transmissibilité à proximité des modes, la largeur de BFL d'excitation peut être diminuée. Cette méthode d'excitation peut être appliquée aussi dans le domaine de l'analyse modale de structures.

Une évaluation du procédé de calcul des efforts corrigés a été réalisée. Les techniques du signal global conventionnel et des signaux individuels ont été comparées. L'estimation à partir des signaux individuels présente une meilleure performance à basses fréquences, cependant les différences ne sont pas significatives.

La démarche de correction de la mesure des efforts de coupe a été appliquée sur un essai dans les conditions de broutage. Les résultats de l'application prouvent la nécessité d'utiliser cette démarche de correction pour obtenir des résultats qui rendent compte de la réalité de la physique. Le spectre des efforts de coupe ne peut pas être utilisé directement dans la validation de modèles ou dans la comparaison entre phénomènes situés à fréquences différentes. La méthode de correction peut être limitée localement par la présence de non linéarités (problème d'anti-résonance).

Références

- [1.1] Y. Altintas, Prediction of cutting forces and tool breakage in milling from feed drive current measurement, ASME, Journal of Engineering for Industry 114 (1992) 386–392.
- [1.2] T.Y. Kim, J. Kim, Adaptive cutting force control for a machining centre by using indirect cutting force measurements, International Journal of Machine Tools & Manufacture 36 (1996) 926–937.
- [1.3] T.Y. Kim, J. Woo, D. Shin, J. Kim, Indirect cutting force in multiaxis simultaneous NC milling processes, International Journal of Machine Tools & Manufacture 39 (1999) 1717–1731.
- [1.4] Y.H. Jeong, D.W. Cho, Estimating cutting force from rotating and stationary feed motor currents on a milling machine, International Journal of Machine Tools & Manufacture 42 (2002) 1559–1566.
- [1.5] S. Auchet, P. Chevrier, M. Lacour, P. Lipinski, A new method of cutting force measurement based on command voltages of active electro-magnetic bearings, International Journal of Machine Tools & Manufacture 44 (2004) 1441–1449.
- [1.6] A. Albretch, S.S. Park, Y. Altintas, G. Pritschow, High frequency bandwidth cutting force measurement in milling using capacitance displacement sensors, International Journal of Machine Tools & Manufacture 45 (2005) 993–1008.
- [1.7] C. Scheffer, P.S. Heyns, An industrial tool wear monitoring system for interrupted turning, Mechanical Systems and Signal Processing 18 (2004) 1219–1242.
- [1.8] I. Korkut, A dynamometer design and its construction for milling operations, Materials & Design 24 (2003) 631–637.
- [1.9] U. Seker, A. Kurt, I. Ciftci, Design and construction of a dynamometer for measurement of cutting forces during machining with linear motion, Materials & Design 23 (2002) 355–360.
- [1.10] P.O.H. Stureson, L. Hakansson, I. Claesson, Identification of statistical properties of cutting tool vibrations in a continuous turning operation-correlation to structural properties, Mechanical Systems and Signal Processing 11 (3) (1997) 459–489.
- [1.11] J. Kim, D. Kim, Development of a combined-type tool dynamometer with a piezo-film accelerometer for an ultra-accuracy lathe, Journal of Materials Processing Technology 71 (1997) 360–366.
- [1.12] W.L. Jin, P.K. Venuvinod, X. Wang, An optical fibre transducer based cutting force measuring device, International Journal of Machine Tools & Manufacture 35 (6) (1995) 877–883.
- [1.13] Y.L. Chung, S.A. Spiewak, A model of high performance dynamometer, Journal of Engineering for Industry 116 (1994) 279–288.

- [1.14] S.A. Spiewak, Acceleration based indirect force measurement in metal cutting processes, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 35 (1) (1995) 1–17.
- [1.15] K.A. Risbood, U.S. Dixit, A.D. Sahasrabudhe, Prediction of surface roughness and dimensional deviation by measuring cutting forces and vibrations in turning processes, *Journal of Materials Processing Technology* 132 (2002) 203–214.
- [1.16] D.A. Axinte, W. Belluco, L. De Chiffre, Evaluation of cutting uncertainty components in turning, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 41 (2000) 719–730.
- [1.17] S. Sastry, S.G. Kapoor, R.E. DeVor, Compensation of progressive radial run-out in face-milling by spindle speed variation, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 40 (2000) 1121–1139.
- [1.18] F. Lapoujolade, Measuring of cutting forces during fast transient periods, 1ier French and German Conference on High Speed Machining, June, 1997, pp. 372–376.
- [1.19] F. Lapoujolade, G. Coffignal, J. Pimont, Cutting forces evaluation during high speed milling, 2ème Conf. Int. IDMME'98 Compiègne - France, 27–29 May, 1998.
- [1.20] N. Tounsi, A. Otho, Dynamic cutting force measuring, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 40 (2000) 1157–1170.
- [1.21] N. Tounsi, A. Otho, Identification of machine-tool-workpiece system dynamics, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 40 (1999) 1367–1384.
- [1.22] S. Chen, Q. Luo, P.W. Wagstaff, J.C. Henrio, Caractérisation des forces dynamiques de coupe en usinage a l'aide des mesures indirectes, Actes de 4ième Congres Franc- ais d'Acoustique, Marseille, 14–18 Avril, 1997, pp. 1331–1334.
- [1.23] M.T. Hayajneh, V.P. Astakhov, M.O.M. Osman, An analytical evaluation of the cutting forces in orthogonal cutting using a dynamic model of the shear zone with parallel boundaries, *Journal of Materials Processing Technology* 82 (1999) 61–77.
- [1.24] I. Minis, B.S. Berger, Modeling, analysis, of characterization of machining dynamics, in: F.C. Moon (Ed.), *Dynamics and Chaos in Manufacturing Processes*, Wiley - New York, 1998.
- [1.25] L.R. Castro, P. Viéville, P. Lipinski, Correction of dynamic effects on cutting force measurements with a piezoelectric dynamometer, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 46 (2006) 1707-1715.
- [1.26] Ewins D.J., *Modal Testing : Theory, Practice and Application*. Second Edition, Research Studies Press LTD., Baldock-Hertfordshire- England, 2000.
- [1.27] A. Girard, E. Cavro, Identification modale d'un spécimen sur vibreur, Actes du XV^e Colloque Vibrations Chocs et Bruit, Lyon-France, 14-16 juin 2006.

[1.28] L. Castro, P. Viéville, P. Lipinski, Experimental methodology destined to establish the Frequency Response Function (FRF) between a dynamic force and the signals emitted by a piezoelectric dynamometer, Materials Science Forum, Advances in Materials Processing Technologies: Proceedings of The First Manufacturing Engineering Society International Conference (In press).

[1.29] L. Castro, P. Viéville, P. Lipinski, Correction des efforts de coupe dynamiques en tournage à partir de la Fonction de Réponse en Fréquence (FRF) entre un capteur de force de référence et un dynamomètre piézoélectrique, Actes du XV^e Colloque Vibrations Chocs et Bruit, Lyon-France, 14-16 juin 2006.

[1.30] S.S. Park, Y. Altintas, M. Movahhedy, Receptance coupling for end mills, International Journal of Machine Tools & Manufacture 43 (2003) 889–896.

Chapitre 2

MECANISMES D'EXCITATION EN USINAGE

La recherche en usinage est focalisée sur l'extension des procédés à différents matériaux avec la réduction des coûts de fabrication en augmentant les débits d'enlèvement de matière, en maximisant la durée de vie des outils, sans pour autant négliger l'amélioration des niveaux de précision des pièces. Cet objectif implique aux fabricants de travailler à la limite des capacités des machines outil, en augmentant les vitesses de rotation et d'avance. A la différence de l'usinage conventionnel, ces techniques modernes de fabrication sont fortement dynamiques. La compréhension de la mécanique de la coupe sous ces conditions, en présence de vibrations, est fondamentale pour l'augmentation de la productivité. La dynamique du processus d'usinage est complexe. Elle dépend des propriétés dynamiques de la machine, de la dynamique de la coupe (liée aux propriétés thermomécaniques du matériau) et des excitations externes et internes comme la rupture du copeau, le dégagement de la matière lorsque le phénomène d'arête rapportée se présente, le frottement entre le copeau et l'outil ou les hétérogénéités du matériau. Dans ce chapitre nous allons discuter de deux phénomènes physiques présents dans ce type de coupe sévère et faisant partie des mécanismes d'excitation en usinage. Nous commençons par la formation du copeau segmenté dentelé, ensuite, nous exposons les effets des excitations régénératives (broutage). L'étude est réalisée sur la coupe orthogonale, qui simplifie la mécanique, mais qui permet en même temps d'analyser la physique des procédés d'usinage.

2.1. Définition des paramètres généraux

Avant de discuter de la mécanique de la coupe, nous définissons les paramètres de base. Comme il a été énoncé, nous étudions la coupe orthogonale (figure 2.1). Dans ce processus la matière est enlevée par une arête droite perpendiculaire à la vitesse de coupe V (vitesse relative entre l'outil et la pièce de travail) et à l'avance. L'épaisseur h répond dans la littérature au terme de copeau non déformé, la dimension w mesure la largeur du copeau, comme indiqué sur la figure 2.1a. Les trois zones conventionnelles de déformation de la matière sont identifiées sur la figure 2.1b. La zone primaire est constituée par la bande de cisaillement intense, la zone secondaire est formée par le copeau en contact avec la face coupante de l'outil et la zone tertiaire correspond à la surface usinée qui frotte contre la face de dépouille de l'outil. Finalement, la géométrie de l'outil est définie par les angles de coupe α et de dépouille β (figure 2.1b).

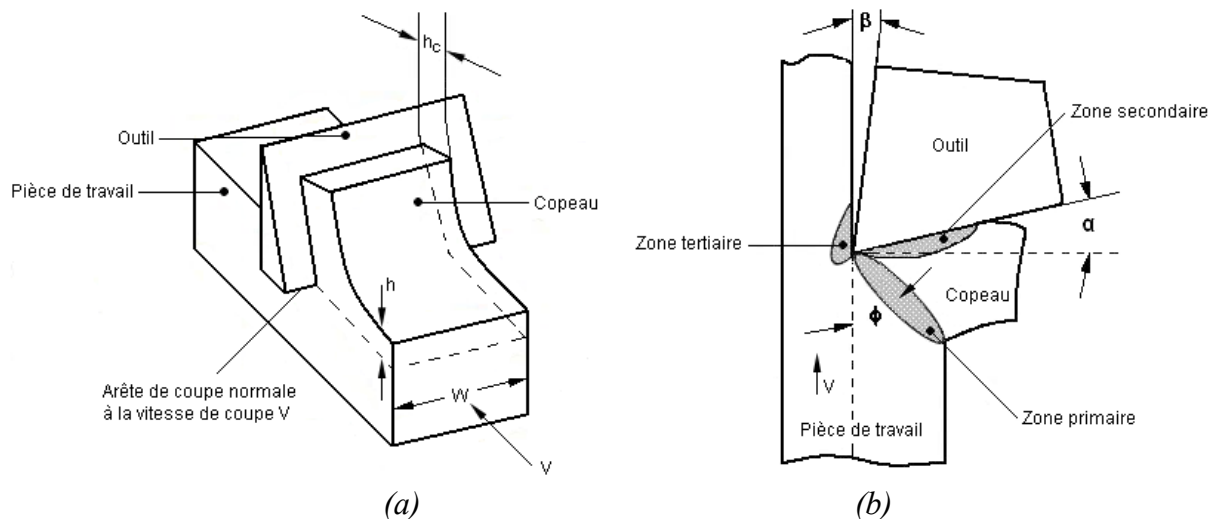


Figure 2.1 : Schéma de la coupe orthogonale, (a) Processus de la coupe [2.1], (b) Zones de déformation [2.2]

Une autre variable importante à définir est le type de copeau. Dans la littérature, plusieurs classifications ont été établies. Cependant, il y a deux types de copeaux qui nous intéressent principalement. Le premier est le copeau continu (figure 2.1) employé comme référence.

Celui-ci est obtenu au cours de l'usinage des matériaux ductiles sous conditions de coupe conventionnelles. Le deuxième type comprend les copeaux avec une forte déformation et/ou cisaillement localisé de segments dentelés (figure 2.2). Ce dernier constitue le centre de notre étude.

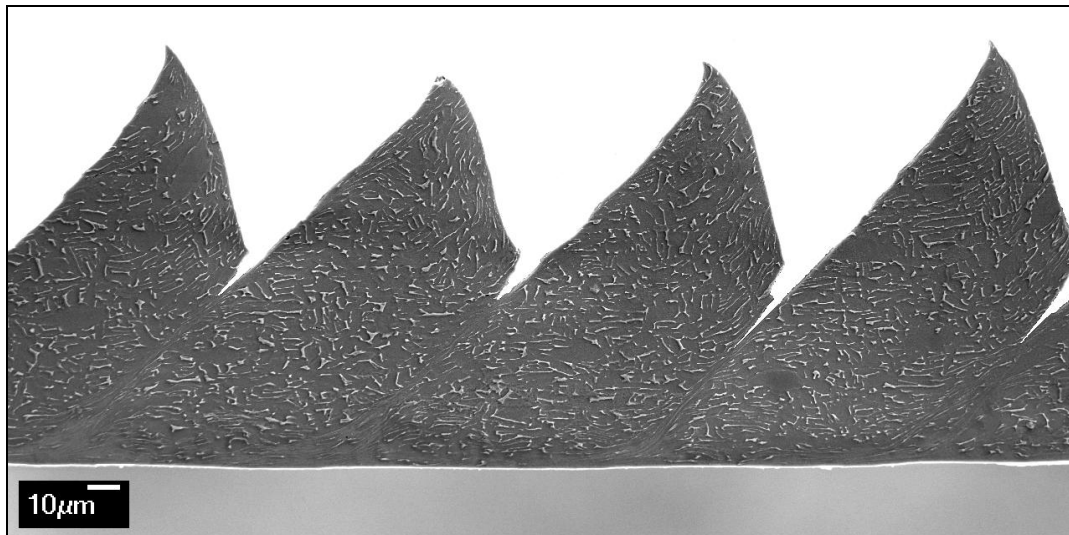


Figure 2.2 : Copeau dentelé du Ti-6Al-4V

2.2. Formation du copeau dentelé

Le copeau dentelé est présent lors de la coupe d'une quantité importante d'alliages aéronautiques et d'aciers trempés et inoxydables. La formation des segments du copeau dentelé est le résultat d'une compétition entre deux phénomènes qui génèrent des instabilités. Nous nous sommes spécialement intéressés à ce sujet puisque le rôle de ces instabilités, comme source des vibrations en usinage, n'a pas été suffisamment éclairé. En même temps, l'influence des propriétés dynamiques de l'ensemble pièce-outil-machine sur la formation de ce type de copeau, n'a pas été évaluée. Au contraire, la formation du copeau dentelé a été largement étudiée pour différents types de matériaux. Nous allons présenter plusieurs points importants des travaux réalisés sur différents matériaux, qui nous permettront de comparer nos résultats expérimentaux et de définir un modèle de la mécanique du copeau dentelé [2.3-2.20].

2.2.1. Formation du copeau dentelé des alliages de titane

Les alliages de titane sont très difficiles à usiner, spécialement à grande vitesse, à cause de l'usure prématurée de l'outil. Le copeau est fortement dentelé. Sa géométrie est en dents de scie et la déformation plastique n'est pas uniformément distribuée. Celle-ci est confinée dans la zone primaire, qui est alors définie par une bande mince qui sépare les segments (figure 2.2). La zone secondaire de déformation est aussi bien démarquée.

Plusieurs travaux exposent des observations qui aident à clarifier la physique de la formation du copeau des alliages de titane [2.3-2.10]. Nous allons énoncer les points fondamentaux qui seront retenus pour la conception de notre modèle.

2.2.1.1. Principe de formation du copeau

L'hypothèse la plus répandue suggère que la formation du copeau dentelé est due à la compétition entre l'adoucissement thermique et l'écrouissage. La concentration du cisaillement est attribuée aux faibles conductivité thermique et chaleur spécifique du matériau, qui causent une concentration d'énergie thermique, puis une bande de forte déformation plastique (fracture ductile) [2.3-2.8]. L'origine des vibrations est attribuée à la variation de la contrainte de cisaillement de la bande entre les deux étapes. Barry et al. [2.6] soulignent que le mécanisme de formation du défaut peut changer à basses vitesses de coupe, au moins dans la partie supérieure du copeau (opposée à la pointe de l'outil). Les images du copeau examiné montrent des indices d'une fracture par clivage. Molinari et al [2.7] confirment que le mécanisme de formation des segments change en fonction de la vitesse de coupe. A basses vitesses de coupe, la segmentation est attribuée à un affaiblissement thermomécanique qui cause des bandes de déformation adiabatiques, où la localisation du

flux plastique n'est pas aussi intense que pour les vitesses de coupe élevées, lesquelles donnent lieu au cisaillement adiabatique.

Contrairement à la plupart des auteurs, Barry et al. [2.6] citent le travail de Vyas et Shaw [2.20], qui soutient que le copeau dentelé résulte d'une fissure périodique formée à l'extérieur du copeau, laquelle se propage vers la pointe de l'outil.

2.2.1.2. Mécanisme de formation du copeau

Le phénomène de cisaillement localisé aussi appelé cisaillement adiabatique est divisé par Komanduri et Von Turkovich [2.3] en deux étapes. Dans un premier temps, une déformation localisée se forme sur le plan de cisaillement. Cette surface commence à la pointe de l'outil dans une direction à peu près parallèle au vecteur de la vitesse de coupe, avec une déformation concave, jusqu'à parvenir à la surface libre. Le défaut de cisaillement du côté externe du copeau apparaît comme une fissure. Sur le côté intérieur, le défaut reste comme une bande fortement déformée (figure 2.3a).

Deuxièmement, le coin adouci est graduellement aplati à cause de la compression appliquée par l'outil avec une faible déformation. La figure 2.3 présente un schéma de la séquence de formation du défaut de cisaillement des alliages de titane. L'accroissement du segment suivant commence avec l'aplatissement du coin contre l'outil (figure 2.3b), qui va générer un nouveau défaut. Le contact initial entre l'outil et le segment est extrêmement court au début, ensuite il augmente à mesure que le coin est aplati par l'outil. Le mouvement relatif entre la base du copeau et l'outil est très faible jusqu'à la fin de l'aplatissement. La formation graduelle d'un bourrelet dans le segment pousse le segment antérieur, ce qui permet d'évacuer le copeau. Le contact entre le segment précédent et celui qui se forme change graduellement.

Celui-ci commence proche de la surface de travail et se déplace vers la face de l'outil au fur et à mesure que l'aplatissement progresse. La vitesse relative entre le copeau et l'outil reste faible et pratiquement constante durant la formation du bourrelet. Cependant, une fois que le défaut se déclenche, il se propage brusquement et le nouveau segment pousse rapidement le segment antérieur. Cette phase du cycle qui inclut le mouvement du copeau sur l'outil est similaire au phénomène oscillatoire stick-slip, mais la force requise pour pousser le segment est très faible.

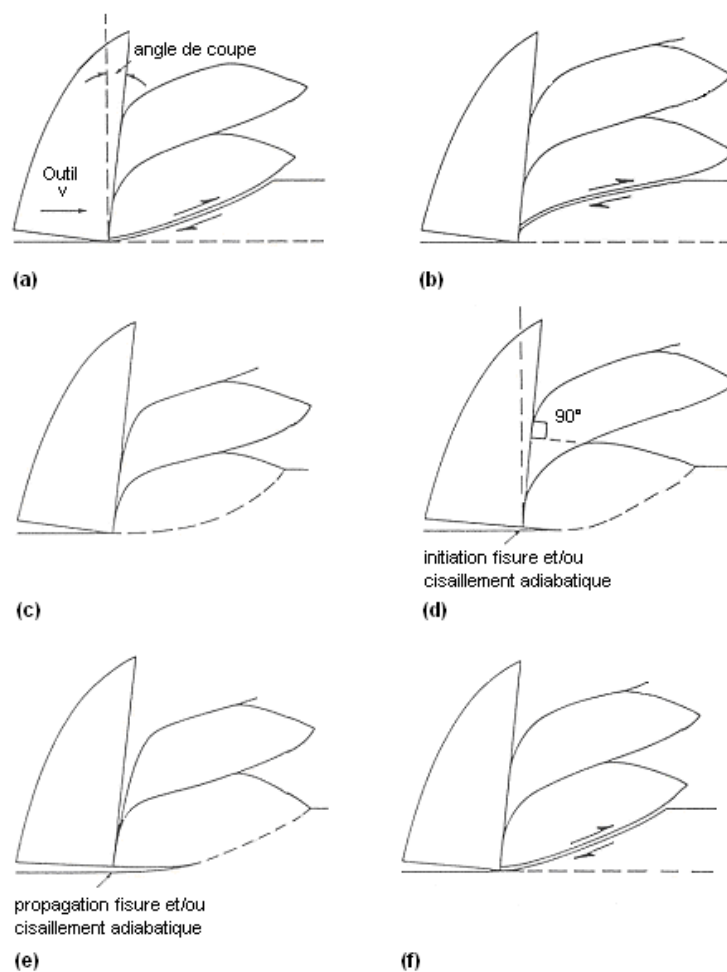


Figure 2.3 : Schéma des étapes de formation du copeau des alliages de titane [2.3]

Ce processus qui vient d'être énoncé a une influence sur la dynamique de la coupe. D'abord, la force principale de coupe augmente pendant la formation du segment, ce qui fait

fléchir l'outil graduellement. Une fois que le déclenchement du cisaillement a eu lieu, la charge sur l'outil disparaît, ce qui fait changer sa cinématique subitement. Cette excitation périodique associée aux propriétés dynamiques de l'ensemble matériau-outil-machine, peut provoquer des vibrations importantes et complexes pendant la coupe.

2.2.1.3. Mode de déformation du copeau

Komanduri et Von Turkovich [2.3] exposent les alternatives des modes de déformation du copeau à partir de la figure 2.4. A mesure que l'outil avance de la position 1 à la position 2, la surface originale 1234 est transformée, soit en (a) 2365 par simple cisaillement, ce qui donne un copeau continu (modèle classique énoncé par Merchant), soit en (b) 237, où la ligne 15 devient 27. Une autre option de transformation de la surface originale est le segment 2398, qui est une combinaison d'une intense déformation et d'un faible cisaillement. La déformation part du point 1, se propage sur la trajectoire 12 et continue à travers 23. La surface du défaut, ou bande adiabatique, est fortement cisailée par un enroulement produit durant la formation du segment suivant.

Durant la phase d'aplatissement du segment, la surface cisailée tourne par rapport à la face de l'outil et le glissement entre le copeau et l'outil est très faible. La surface du copeau en contact avec l'outil fait partie de la couche fortement cisailée du segment précédent. Ça veut dire que la ligne 15 est équivalente à 28 et que la ligne 14 est équivalente à 289. La ligne 34, qui est la surface originale de travail, devient 39 avec une faible déformation.

Pendant le processus d'aplatissement du coin, le segment en formation pousse le segment précédent sur la face de l'outil à la vitesse du copeau. Une fois que le cisaillement débute, le nouveau segment commence à glisser sur l'outil et pousse le précédent à une vitesse beaucoup

plus élevée que celle du copeau. Pour cette raison, la vitesse du copeau sur l'outil fluctue périodiquement dans un cycle asymétrique.

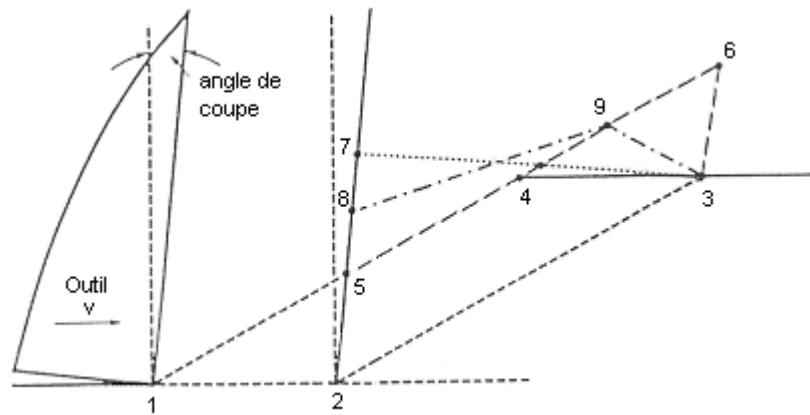


Figure 2.4 : Schéma de comparaison entre les modes de déformation du copeau [2.3]

Le schéma de la figure 2.5 permet d'identifier les surfaces qui interviennent dans le processus de formation du copeau (Komanduri [2.4]) ainsi que l'évolution de leur déformation : 1, surface de travail très peu déformée ; 2, surface fortement cisailée séparée du segment en formation ; 3, bande fortement cisailée créée durant la croissance du segment en formation ; 4, surface fortement cisailée en contact avec l'outil qui subséquemment glisse sur l'outil ; 5, déformation localisée intense dans la zone primaire ; 6, surface usinée.

La figure 2.6 montre une séquence des images de la coupe orthogonale d'un alliage de titane à vitesse modérée. Cette séquence permet de confirmer le mécanisme et le mode de formation du copeau, bien que l'usinage ne soit pas réalisé à grande vitesse.

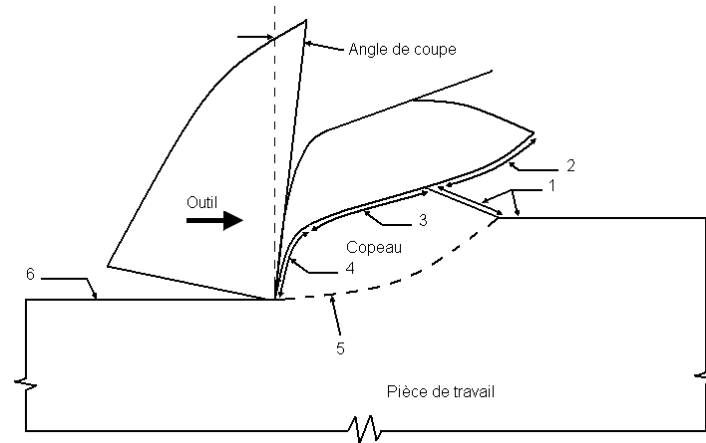


Figure 2.5 : Schéma d'identification des surfaces durant la formation du copeau [2.4]

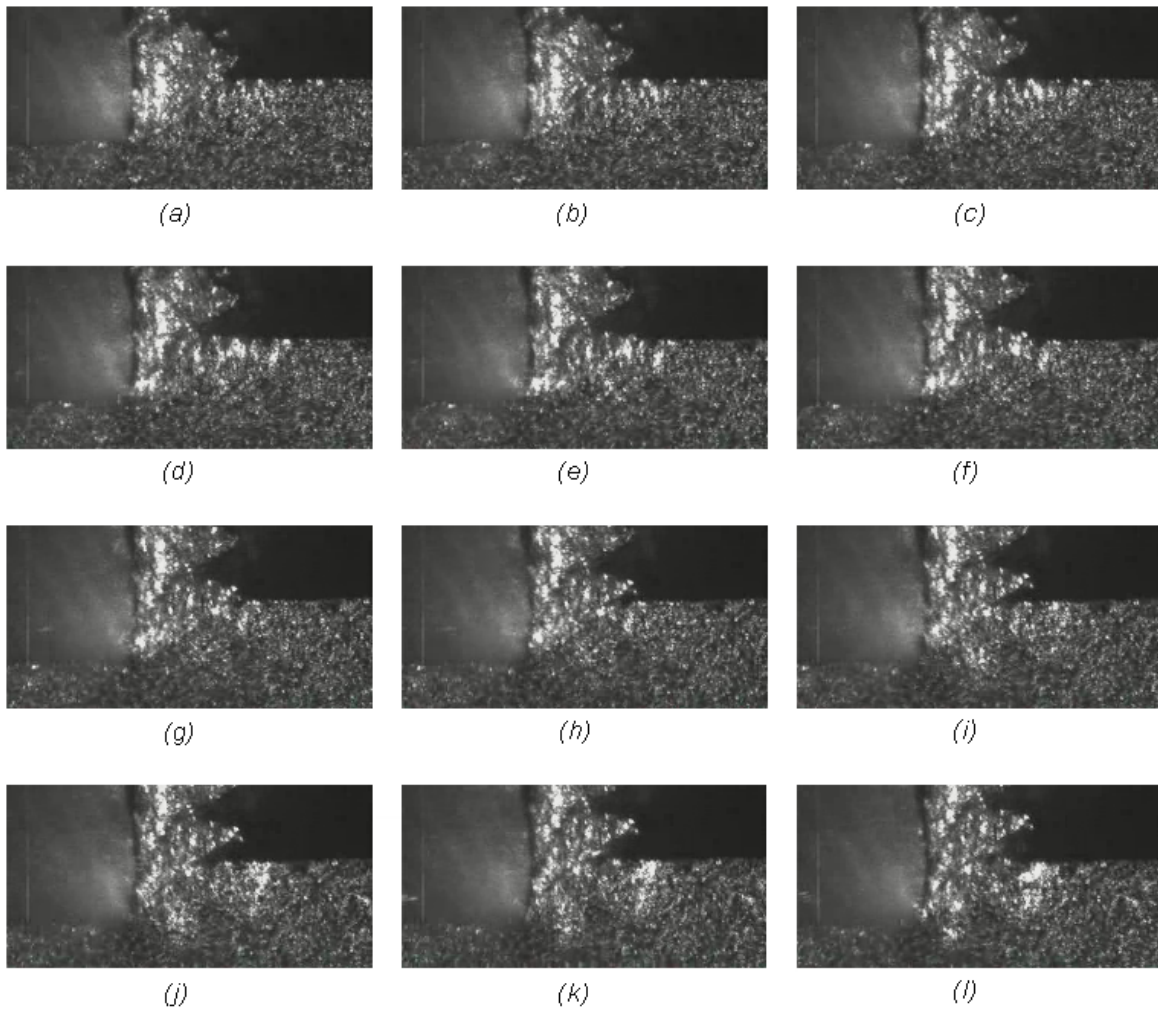


Figure 2.6 : Séquence des images de la coupe orthogonale d'un alliage de titane Ti-6Al-4V, Vitesse de coupe = 4 m/min, Avance = 0.1 mm [2.10]

2.2.1.4. Caractéristiques de la zone secondaire

Dans les alliages de titane on observe une intense déformation sur la zone secondaire (figure 2.2). D'après Komanduri [2.4], l'origine de cette déformation est différente de celle conventionnelle des copeaux continus. Elle ne provient pas du fort frottement entre le copeau et l'outil. Dans ce cas, cette zone est le résultat de l'intense déformation entre le segment précédent et celui en formation. Le segment en formation tourne et glisse sur le segment précédent, c'est à dire que la zone secondaire des alliages de titane est une prolongation de la zone primaire (surface 4 sur la figure 2.5). En conséquence, dans ces alliages, le cisaillement secondaire du copeau sur l'outil n'est pas significatif. Cette hypothèse s'oppose à celle avancée par Bayoumi et Xie [2.5], où la déformation de la zone secondaire est expliquée par le fort frottement entre l'outil et le copeau.

D'autre part, Komanduri [2.4] et Barry et al. [2.6] soulignent la tendance du titane à se souder aussi sur la face de coupe de l'outil. Cependant, ce phénomène, nommé arête rapportée, est différent de celui attribué à la déformation de la zone secondaire.

2.2.1.5. Interprétation de la morphologie du copeau dentelé

Dans le copeau continu, la relation d'épaisseur r est largement employée. Elle est définie comme le rapport entre le copeau non déformé h (déterminé par l'avance en tournage orthogonal) et l'épaisseur du copeau h_c . Une des applications de ce paramètre est le calcul de l'angle de cisaillement ϕ . Puisque le copeau du titane est plus mince que celui des aciers, d'après les résultats expérimentaux, la valeur de r devient proche de l'unité. Par conséquent, les valeurs calculées de l'angle de cisaillement restent comprises entre 40° et 45° . Toutefois, ces valeurs sont fausses [2.4]. En effet, la petite épaisseur du copeau des alliages de titane est due à la faible déformation de chaque segment. En conclusion, les dimensions du copeau

dentelé ne peuvent pas être utilisées directement pour calculer les paramètres qui interviennent dans la modélisation de la coupe, contrairement au cas du copeau continu.

Bayoumi et Xie [2.5] mesurent la distance moyenne entre les bandes de cisaillement. La figure 2.7 montre les effets de la vitesse de coupe et de l'avance (copeau non déformé) sur la fréquence d'apparition des bandes de cisaillement. Les auteurs signalent que cette fréquence augmente à mesure que l'avance s'amplifie et/ou que la vitesse diminue. Cependant, il faut remarquer l'existence de deux imprécisions. Une première est liée à la procédure d'obtention de la fréquence puisque l'utilisation de la distance entre les bandes n'est pas un paramètre suffisant, nous allons expliquer la raison dans le paragraphe 3.3.4. sur la morphologie du copeau. Le deuxième problème correspond à l'interprétation des résultats, car le paramètre des ordonnées de la figure 2.7 (distance entre les bandes) est inverse à la fréquence. Ainsi, cette dernière augmente à mesure que l'avance diminue et/ou que la vitesse augmente, contrairement à la conclusion évoquée par Bayoumi et Xie.

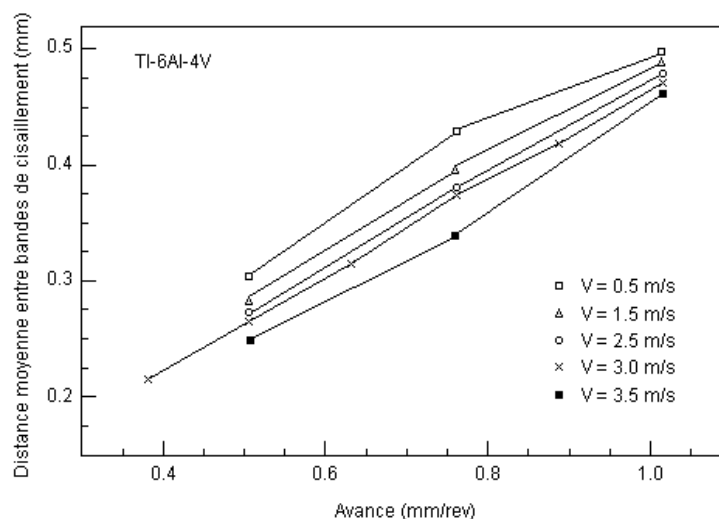


Figure 2.7 : Effets de la vitesse de coupe et de l'avance sur la fréquence d'apparition des bandes de cisaillement [2.5]

Barry et al. [2.6] signalent que la segmentation dentelée du copeau a lieu sur les alliages de titane même sous les conditions d'usinage conventionnelles. La périodicité des segments est fonction de la vitesse de coupe et de l'avance. L'usinage à basse vitesse de coupe, ou avec une faible avance, produit un copeau apériodique. Alors, l'augmentation d'un des deux paramètres provoque une transition de copeau apériodique à périodique (figure 2.8). Les copeaux périodiques marqués avec des points noirs se situent dans la région de hautes vitesses et larges avances (figure 2.8a). Le copeau de l'essai aux vitesses de coupe et avance maximales (3.0 m/s et 100 μm) a la segmentation la plus homogène. Au contraire, celui aux vitesses de coupe et avance minimales (1.0 m/s et 40 μm) est proche du copeau continu et il n'est pas périodique (figure 3.8b). Les auteurs affirment qu'en diminuant l'avance, il est possible d'arriver à un copeau continu indépendamment de la dureté du matériel et de la vitesse de coupe, même pour le Ti-6Al-4V.

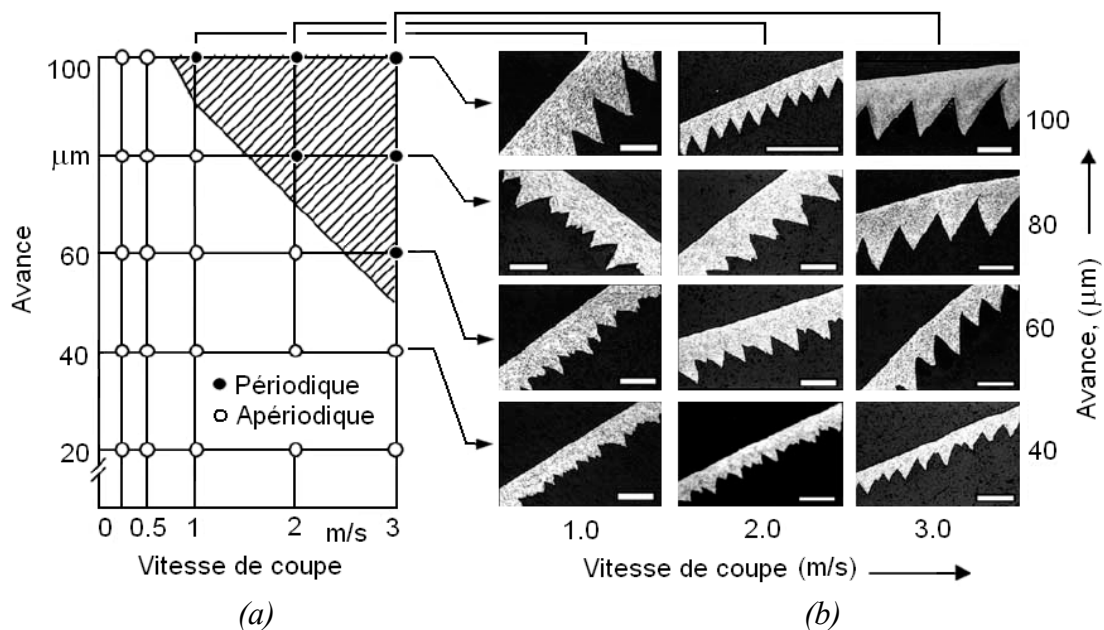


Figure 2.8 : Morphologie du copeau en fonction de la vitesse de coupe et de l'avance en coupe orthogonale sur l'alliage Ti-6Al-4V, toutes les échelles en (b) sont de 100 μm [2.6]

Molinari et al. [2.7] modélisent théoriquement l'épaisseur de la bande de cisaillement et la distance entre ces bandes. Les deux paramètres dépendent essentiellement de la vitesse de coupe. La fréquence théorique des dents $f_t \approx V^{7/4}$ est assez proche de celle trouvée expérimentalement $f_e \approx V^{7/5}$, où la valeur de l'exposant correspond à la pente (figure 2.9a). Ces résultats expérimentaux sont comparés à ceux trouvés sur un acier de carbone moyen (figure 2.9a), où l'exposant a approximativement la même valeur, ce qui suggère que la fréquence de segmentation causée par le cisaillement adiabatique est fonction de la vitesse, indépendamment du matériau et des autres conditions de coupe. De plus, d'après Molinari et al. [2.7], la valeur de la pente expérimentale de 7/5 ne diffère pas significativement par rapport à la pente de 13/10 estimée à partir des résultats obtenus par Bayoumi et Xie [2.5].

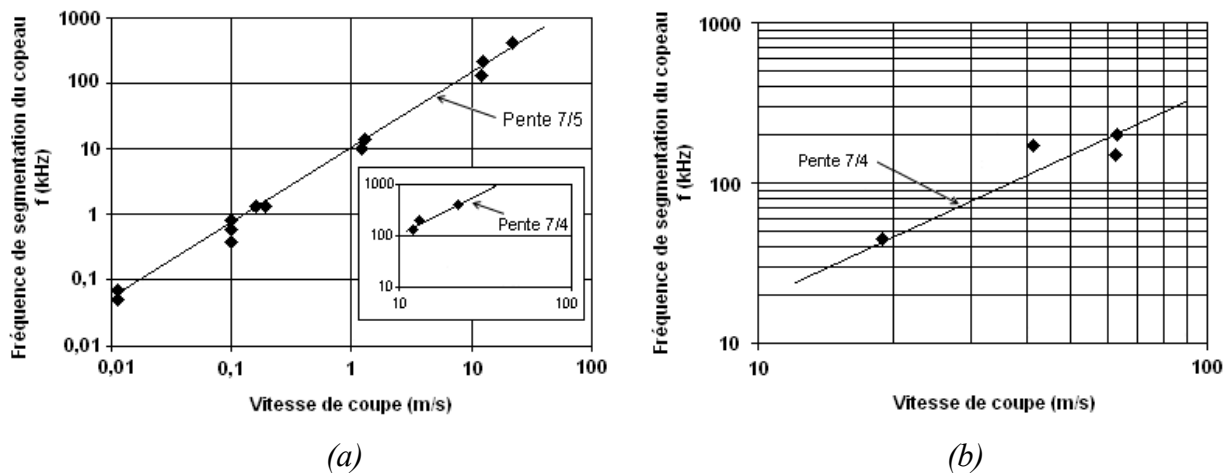


Figure 2.9 : Fréquence de segmentation en fonction de la vitesse, (a) Ti-6Al-4V, (b) Acier de carbone moyen [2.7]

2.2.1.6. Comportement des efforts de coupe

La figure 2.10 présente les composantes de l'effort de coupe mesurées par Barry et al. [2.6], dans les directions de la coupe et de l'avance, en fonction de la vitesse de coupe. Les essais où les segments sont périodiques sont marqués avec une flèche (figure 2.10a). Ces flèches sont accompagnées d'une diminution de l'effort de coupe (direction tangentielle), ce

qui permet de suggérer que la transition du copeau apériodique vers le copeau périodique crée une réduction de l'effort de coupe tangentiel. Le même comportement est retrouvé sur l'acier BS 817M40 (figure 2.10c). Par contre, le comportement de l'effort dans la direction de l'avance du Ti-6Al-4V (figure 2.10b) diffère de celui du BS 817M40 (figure 2.10d). Pour l'alliage de titane, l'effort dans cette direction augmente avec la vitesse de coupe, alors que sur l'acier, l'effort reste constant. Cette différence est attribuée au phénomène d'arête rapportée du copeau de titane sur la face de coupe de l'outil.

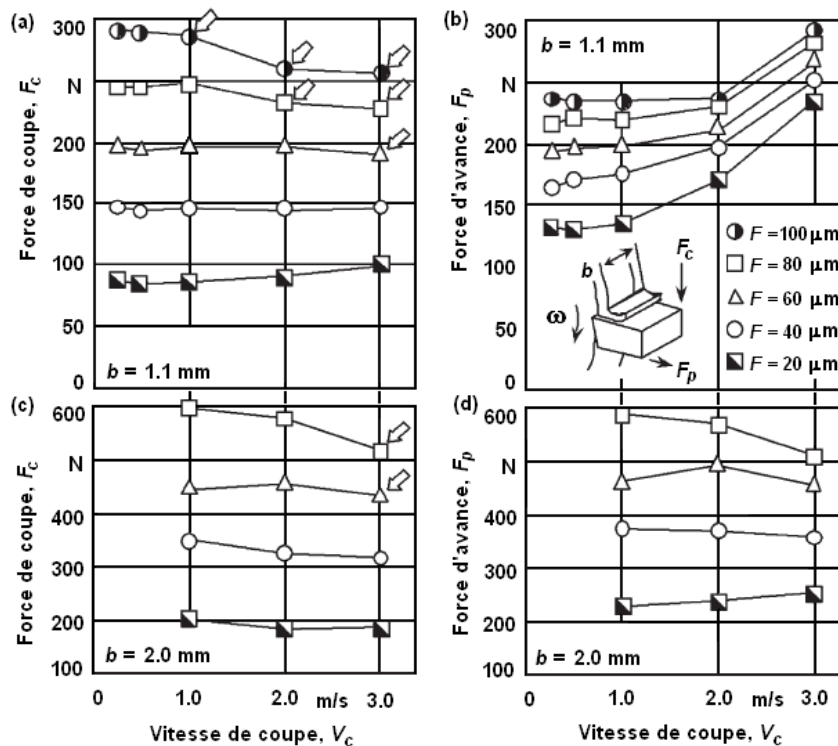


Figure 2.10 : Composantes de l'effort de coupe en fonction de la vitesse de coupe et de l'avance, (a) Effort tangentiel du Ti-6Al-4V, (b) Effort d'avance du Ti-6Al-4V, (c) Effort tangentiel du BS 817M40, (d) Effort d'avance du BS 817M40 [2.6]

Molinari et al. [2.7] évaluent également la tendance de la composante de l'effort dans la direction de la coupe en fonction de la vitesse de coupe (figure 2.11). La diminution de l'effort, à mesure que la vitesse augmente, est attribuée à la réduction du frottement entre le copeau et l'outil, ainsi que par la formation des bandes de cisaillement adiabatique.

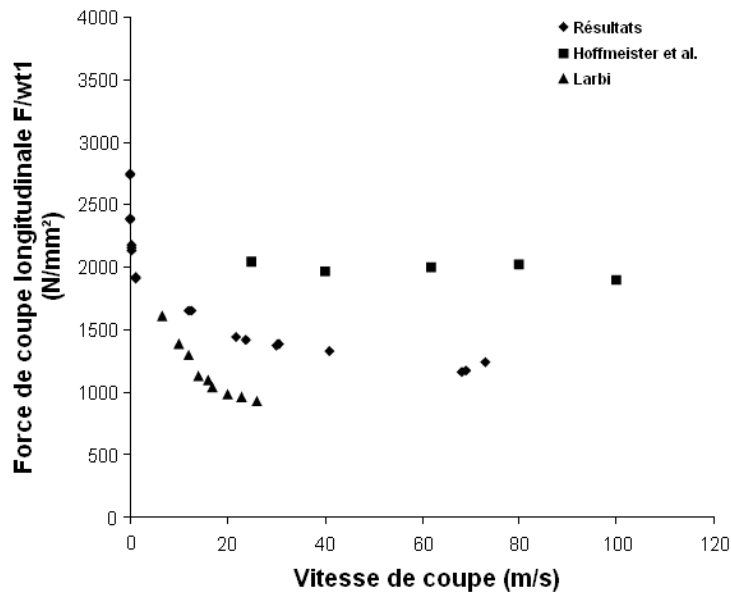


Figure 2.11 : Force de coupe longitudinale en fonction de la vitesse de coupe [2.7]

2.2.2. Formation du copeau dentelé des aciers

Les aciers alliés et les aciers traités thermiquement peuvent présenter un copeau dentelé sous conditions de coupe spécifiques, spécialement à grande vitesse. L'usinage à grande vitesse de ces aciers est difficile à cause de l'usure prématurée de l'outil. Un domaine important de recherche, qui appartient à ce type d'usinage, est le nommé « hard-cutting ». Il est défini comme l'usinage, avec un outil de géométrie déterminée, de plusieurs types de métaux ferreux trempés avec une dureté entre 50 et 65 Rockwell-C (HRC).

La géométrie et le processus de formation du copeau dentelé de ces aciers durs semblent être essentiellement les mêmes que ceux des alliages de titane. Nous allons présenter plusieurs travaux [2.11-2.20] sur les aciers qui confirment cette dernière affirmation et qui nous aident à comprendre la mécanique du copeau dentelé.

2.2.2.1. Principe de formation du copeau

Komanduri et al. [2.11] retrouvent un copeau dentelé sur un acier AISI 4340 trempé. La formation de ce type de copeau est attribuée principalement à une instabilité plastique et une déformation localisée dans la zone primaire qui provoquent un intense cisaillement. Cette concentration de déformation est due à l'affaiblissement de la matière suite à une augmentation localisée de la température. Komanduri et al. [2.11] et Davies [2.15] citent que cette augmentation de la température à l'intérieur des bandes minces peut être produite par le court délai disponible pour la diffusion de la chaleur.

2.2.2.2. Mécanisme de formation du copeau

Komanduri et al. [2.11] soulignent que le mécanisme de formation du copeau de l'acier AISI 4340 trempé est pratiquement le même que celui décrit pour les alliages de titane au paragraphe 2.2.1.2. La présence de l'instabilité plastique et du cisaillement intense dépendent des propriétés de la matière telles que la conductivité thermique, la chaleur spécifique, la masse volumique, la déformation et la sensibilité à la vitesse de déformation. Dans l'usinage à grande vitesse de l'acier AISI 4340, la vitesse nette d'accumulation de la chaleur (vitesse de génération de la chaleur moins la vitesse de dissipation) doit normalement être très élevée. pour que le cisaillement catastrophique se produise. Elle est proche des conditions adiabatiques. Il existe deux conditions pour que la formation du cisaillement catastrophique dans une bande mince soit imminente :

- L'énergie thermique doit être concentrée dans une bande mince à cause de conditions qui ne permettent pas de dissiper la chaleur dans le copeau et/ou la pièce de travail.

- L'effet de la contrainte géométrique et l'état de contrainte dans la zone primaire de cisaillement sont favorables pour la rupture.

Barry et Byrne [2.12] étudient la formation du copeau sur des aciers traités thermiquement avec des duretés entre 45 et 60 HRC. Les auteurs soutiennent que l'instabilité principale dans la zone primaire durant la formation du copeau dentelé correspond à du cisaillement adiabatique, qui commence à la pointe de l'outil et se propage vers la surface libre du copeau (figure 2.12). Pour le mécanisme de formation de la région supérieure du copeau (voisin à la surface libre) deux possibilités sont observées. Dans le cas des conditions sévères de coupe (dureté élevée et grande vitesse), le mécanisme est celui de la fracture ductile. Pour des conditions moins sévères, la formation de cette région se produit par déformation plastique élevée.

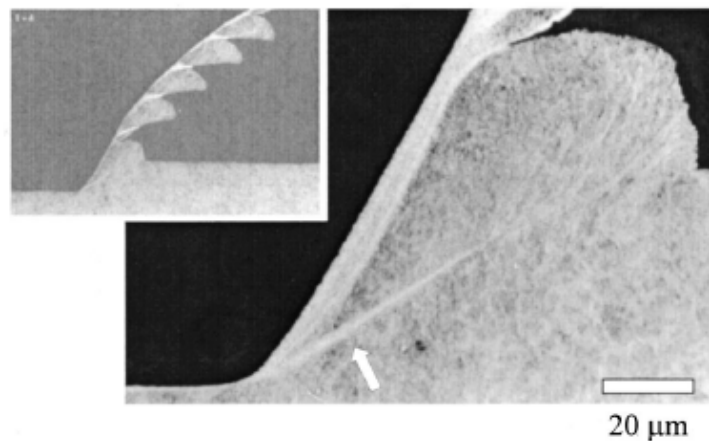


Figure 2.12 : Formation du copeau dentelé par cisaillement adiabatique [2.12]

Au contraire, Shaw et Vyas [2.13] soutiennent que la formation du copeau dentelé est due à une fissure qui se forme d'abord à l'extérieur du copeau et se propage ensuite vers la pointe de l'outil. Pour cette raison, les auteurs estiment que la prédiction du déclenchement du défaut

appartient au domaine de la mécanique de la rupture plutôt qu'à celui de la transmission de chaleur.

D'autre part, Poulachon et Moisan [2.14] estiment qu'il y a une transition entre le cisaillement et la fissuration. La formation des fissures est conditionnée par la vitesse de coupe et la dureté du matériau. La figure 2.13 présente un schéma du mécanisme de formation du copeau dentelé d'après l'hypothèse de fissuration. Une fois la contrainte critique de cisaillement atteinte, la fissure se forme et se propage vers l'outil à travers le volume AA'BB', qui n'a pratiquement subi aucune déformation. Ensuite, ce volume est éjecté et la distance AA' diminue à mesure que l'outil avance. Lorsque cette distance est pratiquement fermée, de grandes déformations plastiques et vitesses d'éjection ont lieu, tandis que la température augmente. Finalement, le champ de contrainte de compression qui avait chuté redevient maximal, engendrant une nouvelle fissure.

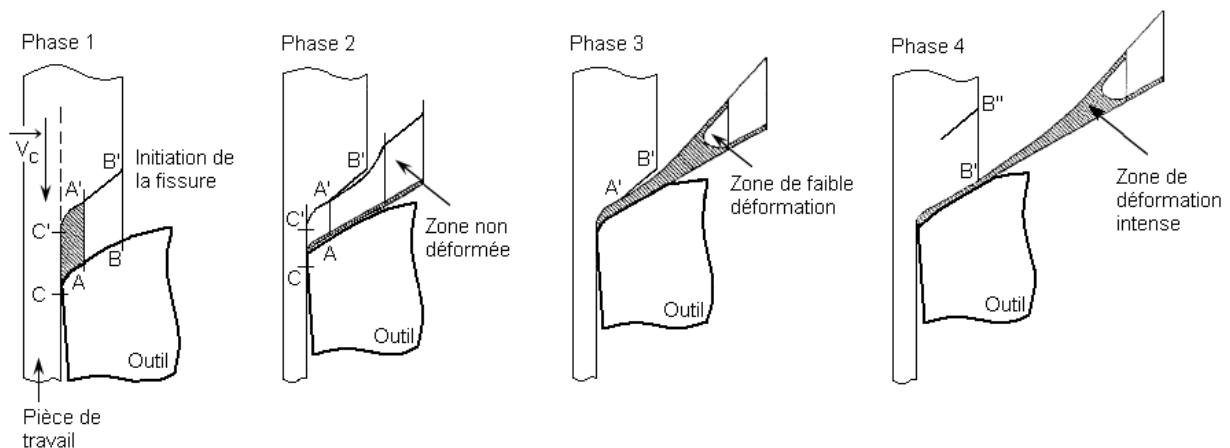


Figure 2.13 : Phases de formation du copeau par fissuration [2.14]

2.2.2.3. Mode de déformation du copeau

Davies [2.15] explique la formation du copeau segmenté à partir de la figure 2.14. Le cisaillement catastrophique commence sur la ligne B'D' (incliné d'un angle θ par rapport à la

surface libre de la pièce de travail) au moment où la pointe de l'outil est en B' . A mesure que la pointe de l'outil se déplace de B' vers A' , la contrainte requise pour faire progresser la déformation dans la zone de cisaillement diminue à cause de l'adoucissement thermique et l'outil subit un déchargement sur BE . Simultanément, les contraintes augmentent au long de AB à mesure que la région $B'AB$ est localement indentée et cisailée. La chaleur générée par l'indentation et la zone de cisaillement se diffuse dans la pièce de travail, en face de l'outil, en diminuant la limite d'élasticité. Cette combinaison d'adoucissement de la pièce et des contraintes appliquées sur AB et BD détermine le moment de formation du segment suivant. L'interaction thermique et élastique entre la zone de cisaillement en formation et la suivante pilote la dynamique du système. Cette dynamique du copeau dentelé a un effet direct sur les efforts de coupe, qui affectent différents paramètres, comme l'usure de l'outil.

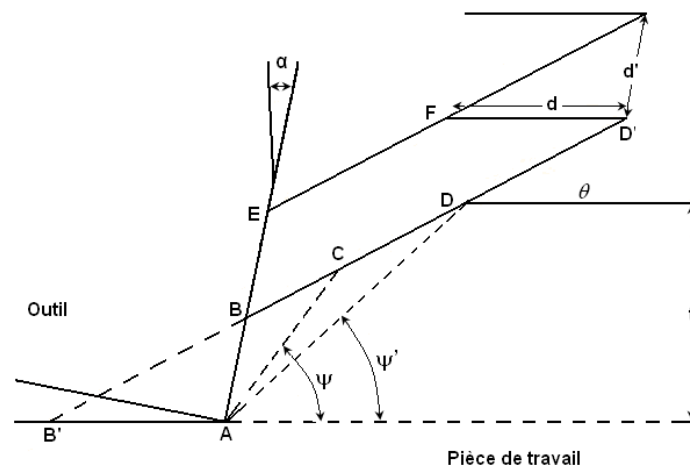


Figure 2.14 : Schéma de formation du copeau dentelé [2.15]

Komanduri et al. [2.11] estiment que la fréquence du cycle de segmentation à grande vitesse est beaucoup plus élevée que celle du premier mode de la machine. Alors, lorsque le système devient instable, l'énergie élastique libérée par la machine n'a pas une influence significative sur la segmentation du copeau. De même, Davies et al. [2.16] trouvent que la

fréquence de segmentation est beaucoup plus élevée que celle de la structure. Cette fréquence est estimée approximativement à 50 kHz, proche de celle des traces laissées sur la pièce de travail.

2.2.2.4. Caractéristiques de la zone secondaire

Komanduri et al. [2.11] soutiennent que le cisaillement secondaire conventionnel du copeau, sur la face de coupe de l'outil, semble avoir un rôle négligeable durant l'usinage à grande vitesse de l'acier AISI 4340, de façon similaire aux alliages de titane.

2.2.2.5. Interprétation de la morphologie du copeau dentelé

Davies [2.15] a fait des essais de coupe orthogonale sur l'acier à roulements AISI 52100 (AFNOR 100C6) avec une dureté approximative de 62 HRC. Les paramètres modifiés durant les essais ont été la vitesse de coupe, l'angle de coupe et l'avance. L'analyse du copeau montre qu'il existe une transition entre les segments obtenus à basse vitesse et ceux formés à grande vitesse. Les premiers sont serrés et hétérogènes, alors que les seconds sont plus espacés et homogènes. Il faut noter que la tendance de la séparation entre les segments varie par rapport à l'avance et à l'angle de coupe, comme on peut le constater sur la figure 2.15. Dans ces essais, la distance entre les segments augmente vis à vis de l'avance et de l'angle de cisaillement négatif. Une transition entre les copeaux continu et segmenté, en fonction de la vitesse de coupe, est aussi soulignée dans le travail sur la coupe orthogonale de Burns et Davies [2.17].

La figure 2.16 compare la numérisation du profil de deux copeaux obtenus à différentes vitesses. Sur la figure 2.16a, le copeau inférieur correspond à la vitesse la plus élevée. Il

témoigne que la périodicité augmente dans le même sens que la vitesse. Ce phénomène se confirme sur les spectres correspondants de la figure 2.16b.

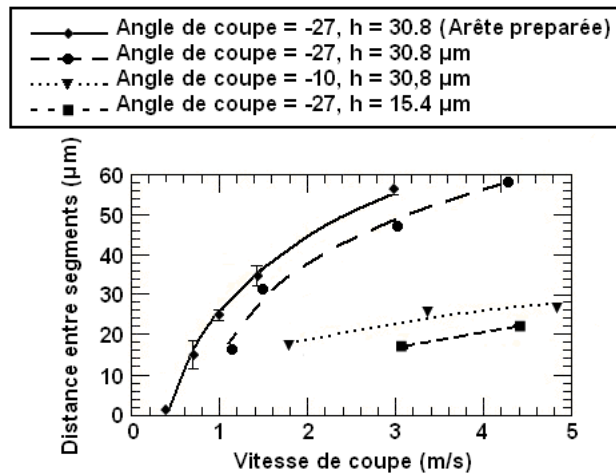


Figure 2.15 : Distance entre les segments en fonction de la vitesse de coupe, l'avance et l'angle de coupe [2.15]

Barry et Byrne [2.12] soutiennent que la transition entre les copeaux continu et dentelé est favorisée par la dureté du matériau, la vitesse de coupe, l'avance (l'épaisseur du copeau non déformé), la distance de contact outil-pièce dans la zone tertiaire et l'angle négatif de coupe.

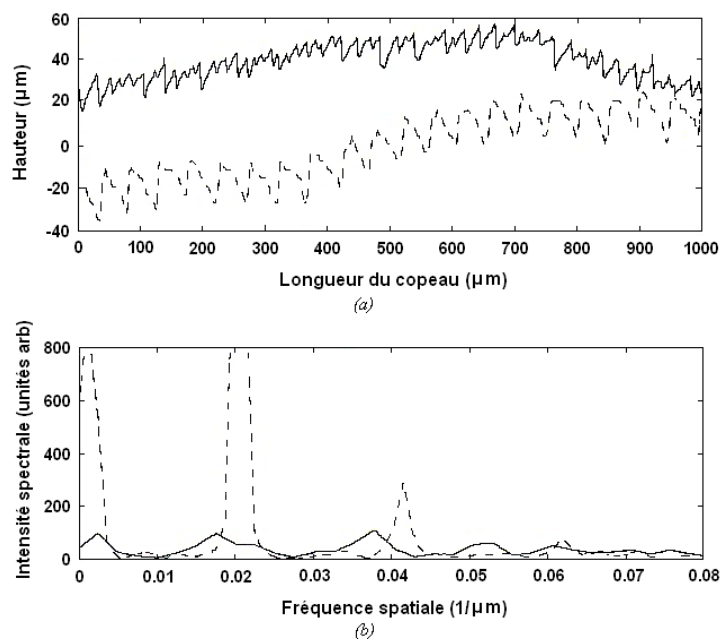


Figure 2.16 : Comparaison entre deux copeaux, (a) Les profils, (b) Les spectres des profils, le profil périodique est obtenu à grande vitesse (ligne segmentée) et celui aperiodique est obtenu à une vitesse inférieure [2.15]

Poulachon et al. [2.18] trouvent un rapport pratiquement linéaire entre l'avance et la fréquence de segmentation. A mesure que l'avance augmente, la fréquence diminue comme on le constate sur la figure 2.17.

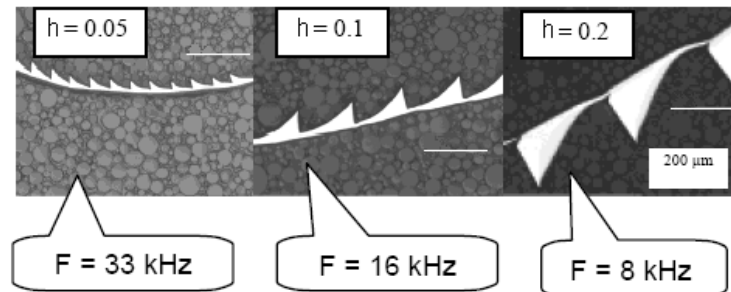


Figure 2.17 : Morphologie du copeau en fonction de l'avance h [mm/tour], vitesse de coupe 100 m/min [2.18]

Dolinsek et al. [2.19] ont réalisé des essais de fraisage sur un acier $X_{63}CrMoV_{51}$ trempé. La transition entre le copeau continu et le copeau segmenté vis à vis de la vitesse est identifiée. Par ailleurs, à mesure que la vitesse de coupe augmente la fréquence de segmentation s'élève et la portion des segments fortement déformée diminue.

2.3. Vibrations liées au broutage

Parmi les types de broutage, le broutage régénératif est le plus présent et génère le plus de problèmes. Il est désigné en anglais comme «regenerative chatter», c'est un phénomène vibratoire auto-excité, conditionné par les diverses caractéristiques dynamiques des systèmes d'usinage. A ce phénomène est attribuée l'apparition de mouvements d'amplitude élevée entre l'outil et la pièce usinée, au point d'interrompre la coupe. La figure 2.18 présente un exemple des essais de broutage régénératif réalisés par Hooke et Tobias [2.22], où l'excitation initiale a été effectuée par un impact de marteau. Cet exemple a été cité par Moon et Jhonson [2.21].

Le broutage limite la productivité, mais il est aussi à l'origine des problèmes de qualité de surface et de dégradation de l'outil et de la machine. Le broutage a été largement étudié et modélisé. La plupart des modèles a pour but d'établir les conditions de coupe (la vitesse de coupe et l'avance) où la coupe est stable en fonction des propriétés dynamiques de l'ensemble pièce-outil-machine. Les limites sont généralement établies en fonction de la largeur de coupe sur des cartes appelées lobes de stabilité [2.22-2.31].

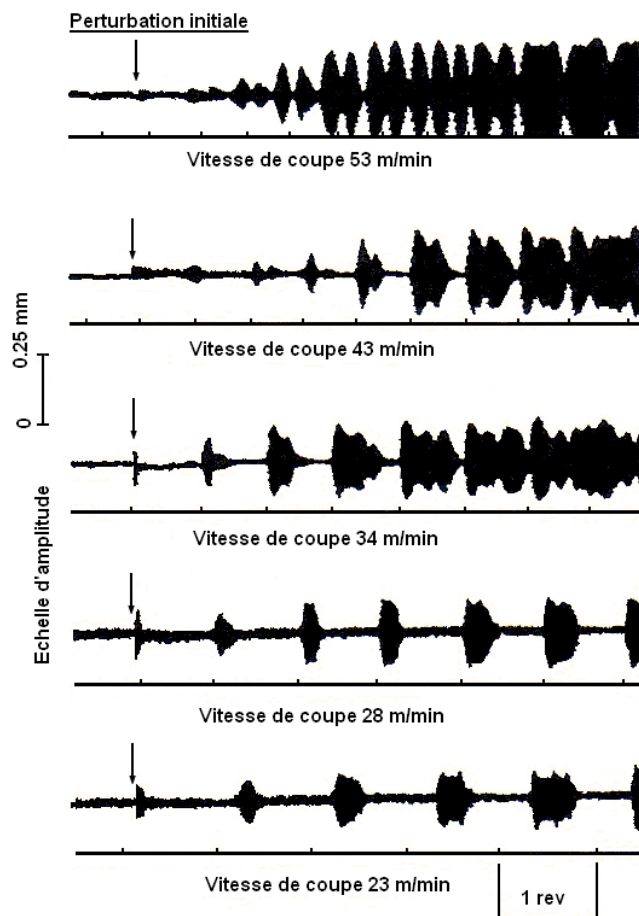


Figure 2.18 : Broutage régénératif provoqué par un impact de marteau [2.21]

Le modèle linéaire de coupe orthogonale sur un degré de liberté est exposé par Altintas [2.2], qui explique d'une façon simple la mécanique du phénomène et la démarche d'obtention des lobes de stabilité à partir des travaux de Tlustý [2.23], Tobias [2.24] et Merrit [2.25].

Initialement, les efforts de coupe excitent un des modes de l'ensemble pièce-outil-machine. Alors, la surface ondulée laissée durant le tour précédent est enlevée durant le tour suivant. Le broutage régénératif est le résultat de la différence de phase entre les deux ondulations successives. Cette différence provoque une variation de l'épaisseur du copeau en fonction de la fréquence des vibrations et de la vitesse de coupe. L'épaisseur peut augmenter indéfiniment lorsque la fréquence du broutage est proche d'un mode prédominant de la structure.

Le modèle d'étude de la stabilité est basé sur la configuration de la coupe orthogonale (figure 2.19). L'arbre est flexible dans la direction de l'avance f . Les variations de l'effort de coupe induits par les variations de f excitent le système. Après le premier tour, la surface devient ondulée à cause du fléchissement de l'arbre. Lorsque le deuxième tour commence, la surface a deux ondulations. La première correspond à la modulation interne $y(t)$ du tour présent et la deuxième, à la modulation externe $y(t-T)$ du tour précédent. Ainsi, l'épaisseur du copeau n'est pas constante : elle est fonction de la fréquence de vibration et de la fréquence de rotation de la pièce usinée.

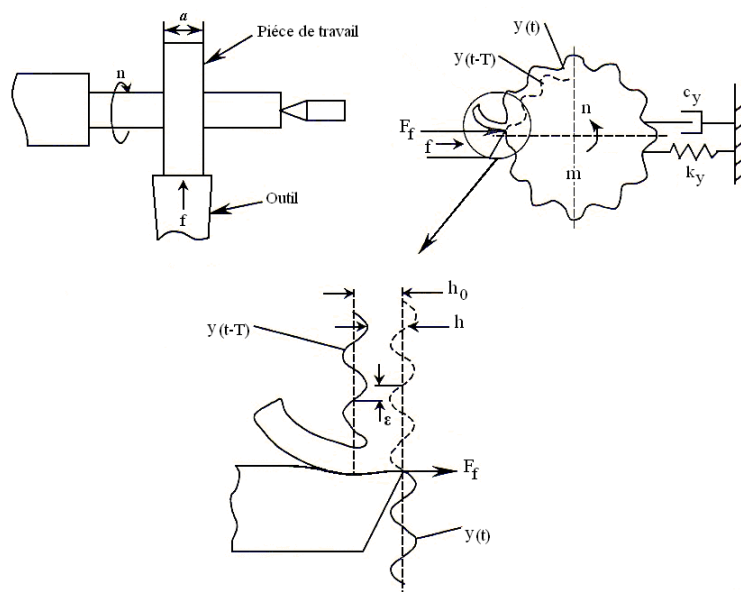


Figure 2.19 : Modèle de broutage régénératif de coupe orthogonale [2.2]

L'épaisseur dynamique générale du copeau s'exprime :

$$h(t) = h_0 - [y(t) - y(t-T)] \quad (2.1)$$

où h_0 est l'épaisseur nominale, laquelle est égale à l'avance. La valeur de $[y(t) - y(t-T)]$ représente la variation de l'épaisseur produite par les vibrations entre l'instant t et le tour précédent. T correspond à la période d'un tour. Puisque le modèle est d'un degré de liberté, l'équation de mouvement devient :

$$m_y \ddot{y}(t) + c_y \dot{y}(t) + k_y y(t) = F_f(t) = K_f a h(t) = K_f a h_0 - [y(t) - y(t-T)] \quad (2.2)$$

où l'effort de coupe dans la direction de l'avance est proportionnel à la constante de coupe K_f , avec la profondeur de passe a et l'épaisseur du copeau dynamique $h(t)$.

Le système vibrant peut être représenté par le diagramme de blocs de la figure 2.20, où les paramètres du processus de la coupe dynamique sont présentés dans le domaine de Laplace. L'entrée du système est l'épaisseur du copeau nominal désirée h_0 , tandis que la sortie du cycle de contrôle fermé est la vibration en cours $y(t)$ laissée sur la surface intérieure. Dans le domaine de Laplace, on a $y(s) = \mathcal{L} y(t)$ et l'empreinte laissée par la vibration sur la surface extérieure durant le tour précédent correspond à $e^{-sT} y(s) = \mathcal{L} y(t-T)$.

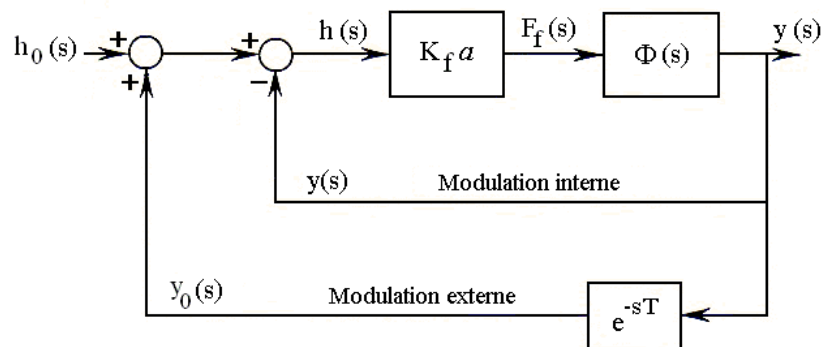


Figure 2.20 : Diagramme de blocs de la dynamique du broutage [2.2]

L'épaisseur dynamique du copeau dans le domaine de Laplace est :

$$h(s)=h_0-y(s)+e^{-sT}y(s)=h_0+(e^{-sT}-1)y(s) \quad (2.3)$$

ce qui conduit à l'expression de l'effort de coupe dynamique :

$$F_f(s)=K_f ah(s) \quad (2.4)$$

L'effort de coupe excite la structure et produit les vibrations en cours :

$$y(s)=F_f(s)\Phi(s)=K_f ah(s)\Phi(s) \quad (2.5)$$

Dans le cas d'un degré de liberté la fonction de transfert est :

$$\Phi(s)=\frac{y(s)}{F_f(s)}=\frac{\omega_n^2}{k_y(s^2+2\zeta\omega_n s+\omega_n^2)} \quad (2.6)$$

Après avoir substitué $y(s)$ dans $h(s)$, on obtient :

$$h(s)=h_0+(e^{-sT}-1)K_f ah(s)\Phi(s) \quad (2.7)$$

et la fonction de transfert entre le copeau dynamique et celui de référence devient :

$$\frac{h(s)}{h_0(s)}=\frac{1}{1+(1-e^{-sT})K_f a\Phi(s)} \quad (2.8)$$

La stabilité de la fonction de transfert de ce cycle fermé est déterminée par les racines (s) de cette équation caractéristique. Alors :

$$1+(1-e^{-sT})K_f a\Phi(s)=0 \quad (2.9)$$

donc la racine de l'équation caractéristique est $s = \sigma + j\omega_c$. Dans le cas où la partie réelle de la racine est positive ($\sigma > 0$), la solution dans le domaine temporel a un terme exponentiel avec un exposant positif ($e^{+\sigma t}$). Dans ce cas, les vibrations augmentent d'une façon indéfinie et le système est instable. Par contre, une racine réelle négative ($\sigma < 0$) supprime les vibrations avec le temps ($e^{-|\sigma|t}$) et le système est stable. Lorsque la partie réelle est égale à zéro ($s = j\omega_c$), le système reste dans une stabilité critique où la pièce oscille avec une amplitude constante à la fréquence du broutage ω_c . Il faut noter que la fréquence de vibration du broutage n'est pas la même que la fréquence propre de la structure, puisque l'équation caractéristique du processus de coupe dynamique a d'autres termes additionnels à la fonction de transfert de la structure. Cependant, la fréquence du broutage est assez proche de la fréquence propre du mode de la structure. Les limites critiques de stabilité sont tracées pour $s = j\omega_c$ et la fonction caractéristique devient :

$$1 + (1 - e^{-sT})K_f a_{lim} \Phi(j\omega) = 0 \quad (2.10)$$

où a_{lim} est la profondeur de passe maximale sans broutage. Puisque la fonction de transfert peut être décomposée en partie réelle et partie imaginaire ($\Phi(j\omega) = G + jH$), l'équation caractéristique donne :

$$\{1 + K_f a_{lim} [G(1 - \cos\omega T) - H \sin\omega T]\} + j\{K_f a_{lim} [G \sin\omega T + H(1 - \cos\omega T)]\} = 0 \quad (2.11)$$

Les deux composantes, réelle et imaginaire, doivent être égales à zéro. Lorsque la partie imaginaire est égale à zéro :

$$G\sin\omega_c T + H(1 - \cos\omega_c T) = 0 \quad (2.12)$$

et :

$$\tan\psi = \frac{H(\omega_c)}{G(\omega_c)} = \frac{\sin\omega_c T}{\cos\omega_c T - 1} \quad (2.13)$$

où ψ est le déphasage de la fonction de transfert de la structure. En utilisant les identités trigonométriques $\cos \omega_c T = \cos^2(\omega_c T / 2) - \sin^2(\omega_c T / 2)$ et $\sin \omega_c T = 2 \sin(\omega_c T / 2) \cos(\omega_c T / 2)$, nous avons :

$$\tan\psi = \frac{\cos(\omega_c T / 2)}{-\sin(\omega_c T / 2)} = \tan[(\omega_c T / 2) - (3\pi / 2)] \quad (2.14)$$

et :

$$\omega_c T = 3\pi + 2\psi \rightarrow \psi = \tan^{-1} \frac{H}{G} \quad (2.15)$$

La fréquence de rotation n [tours/min] et la fréquence du broutage ω_c ont une relation qui affecte l'épaisseur du copeau dynamique. Si on écrit la fréquence du broutage comme f_c [Hz], le nombre d'ondulations laissé sur la surface est :

$$f[\text{Hz}] \cdot T[\text{s}] = \frac{f_c}{n} = k + \frac{\varepsilon}{2\pi} \quad (2.16)$$

où k est le nombre d'ondulations entières et $\varepsilon/2\pi$ est la fraction de la dernière ondulation. L'angle ε représente la différence de phase entre la modulation interne et la modulation externe. Il faut remarquer que si la rotation de la machine et la fréquence de vibration ont un rapport entier, les ondulations sont parallèles. Dans le cas où l'angle de phase n'est pas zéro, l'épaisseur du copeau change et on arrive à :

$$2\pi f_c T = 2\pi k + \varepsilon \quad (2.17)$$

où le déphasage entre les ondulations internes et les ondulations externes est $\varepsilon = 3\pi + 2\psi$. La période de la broche T [s] et la fréquence de rotation n [tours/min] sont données par :

$$T = \frac{2k\pi + \varepsilon}{2\pi f_c} \rightarrow n = \frac{60}{T} \quad (2.18)$$

La profondeur de passe critique est estimée en mettant la partie réelle à zéro :

$$1 + K_f a_{\text{lim}} [G(1 - \cos \omega_c T) - H \sin \omega_c T] = 0 \quad (2.19)$$

ou

$$a_{\text{lim}} = \frac{-1}{K_f G [(1 - \cos \omega_c T) - (H/G) \sin \omega_c T]} \quad (2.20)$$

en substituant $H/G = \sin(\omega_c T) / (\cos \omega_c T - 1)$, l'équation donne :

$$a_{\text{lim}} = \frac{-1}{K_f G(\omega_c)} \quad (2.21)$$

Puisque la profondeur de passe est une quantité physique, la solution n'est valide que pour les valeurs négatives de la partie réelle de la fonction de transfert $G(\omega_c)$. L'équation 2.21 indique que la profondeur de passe maximale est inversement proportionnelle à la souplesse de la structure et à la constante de coupe du matériau.

La démarche utilisée pour tracer les lobes de stabilité comprend les étapes suivantes :

- Sélectionner une fréquence de brochage ω_c dans la partie réelle négative de la fonction de transfert.
- Calculer l'angle de phase de la structure à ω_c avec l'équation 2.13.

- Calculer la profondeur de passe critique de coupe à partir de l'équation 2.21.
- Calculer la vitesse de rotation avec l'équation 2.18 pour chaque lobe de stabilité en fonction de $k = 0,1,2,\dots$
- Refaire la démarche en balayant les fréquences de brochage proches de la fréquence propre de la structure.

Nous allons illustrer la démarche précédente au moyen d'un exemple numérique. Les valeurs des paramètres de la structure sont : la fréquence propre $\omega_n = 250$ Hz, l'amortissement critique $\zeta = 1.2 \%$ et la raideur $k = 2.26 \times 10^8$ N/m. D'abord il faut déterminer l'intervalle de fréquence pour lequel la partie réelle de la fonction de transfert est négative à partir de l'expression :

$$G(\omega_c) = \frac{1-r^2}{k_y[(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2]} \quad (2.22)$$

où $r = \omega_n / \omega_c$. La figure 2.21 présente la partie réelle et la phase de la fonction de transfert. Il est possible de remarquer que la première fréquence à être analysée est 250 Hz.

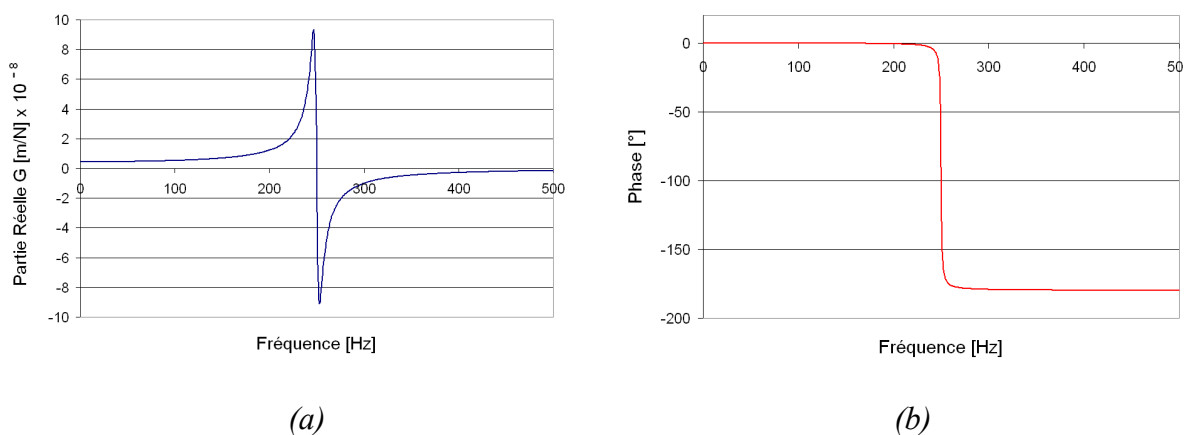


Figure 2.21 : Fonction de transfert, (a) Partie réelle, (b) Phase

Deuxièmement, l'angle de phase est calculé pour une plage de fréquence proche à 250 Hz. Après, a_{lim} est estimée en utilisant l'équation 2.21. Ensuite, la période T et, postérieurement, la fréquence de rotation n sont calculées au moyen de l'expression 2.18. Finalement, les lobes de stabilité sont tracés pour différentes valeurs d'ondulations entières k . La figure 2.22 montre les lobes pour k entre 1 et 5, où les zones supérieures des lobes représentent les conditions de coupe d'instabilité.

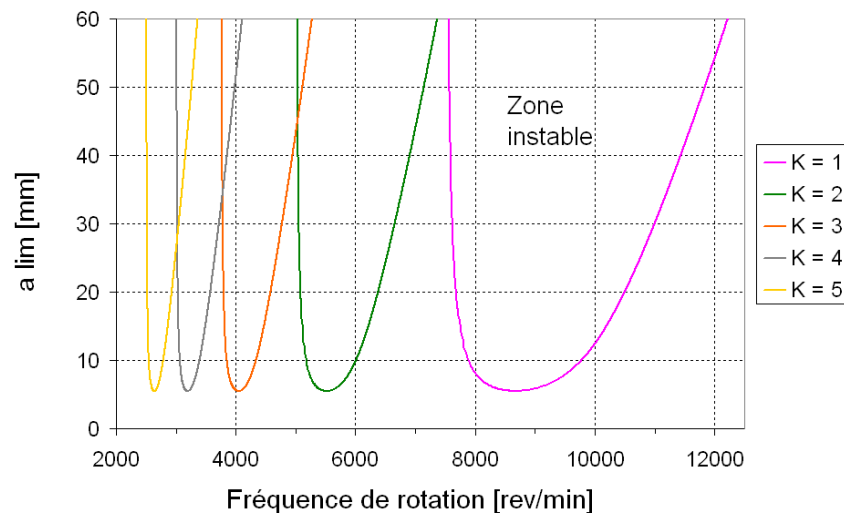


Figure 2.22 : Lobes de stabilité

2.4. Identification du mécanisme d'excitation

D'après ce qui a été exposé dans ce chapitre, deux phénomènes principaux peuvent provoquer des vibrations en fonction des conditions de coupe et des propriétés dynamiques de l'ensemble pièce-outil-machine : la formation du copeau dentelé et le broutage régénératif. L'identification de ces phénomènes durant l'usinage est une étape essentielle dans la démarche de caractérisation et de prévention des vibrations. Un outil fondamental dans cette identification est l'étude spectrale, puisqu'elle permet la décomposition des phénomènes selon leur fréquence. Une méthode assez fiable d'identification du broutage est la comparaison entre les propriétés dynamiques de l'ensemble pièce-outil-machine et les

spectres des vibrations de l'outil. Nous allons exposer la démarche d'estimation de ces propriétés, ensuite nous allons discuter de plusieurs travaux de mesures des vibrations durant l'usinage qui servent de référence dans le but d'identifier le mécanisme d'excitation.

2.4.1. Caractérisation de la dynamique de la structure

La caractérisation dynamique de l'ensemble pièce-outil-machine est une démarche qui permet de prévoir la réponse dynamique de la structure suite à des excitations connues. Dans le sens inverse, il est également possible d'estimer l'origine des excitations à partir de la réponse et des propriétés de la structure. La dynamique du système est représentée au moyen d'une fonction de transfert, laquelle peut être estimée expérimentalement. Cette fonction linéaire est utilisée pour la prédiction du broutage dans la plupart des méthodes de stabilité.

La démarche de caractérisation de la structure est réalisée pour la configuration de coupe orthogonale présentée par exemple sur le schéma de tournage de la figure 2.23. La structure comprend l'outil, le porte-outil, le dynamomètre, la tourelle et les éléments de fixation. Cette configuration diffère de celle présentée sur la figure 2.19, où la souplesse dominante est donnée par les propriétés de la pièce.

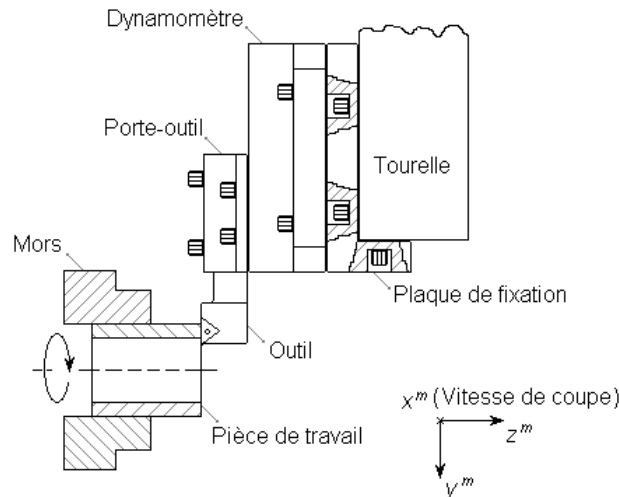


Figure 2.23 : Schéma des éléments structuraux de l'ensemble machine-outil

L'effort d'excitation de la structure correspond à l'entrée de la fonction de transfert, tandis que la sortie, c'est à dire la réponse de la structure, est généralement estimée à partir du déplacement (receptance) ou de l'accélération (accélérance). Ainsi, l'expression de la Fonction de Réponse en Fréquence (FRF) est donnée par :

$$\{s(j\omega)\} = [\alpha(j\omega)] \{f(j\omega)\} \quad (2.23)$$

explicitement :

$$\begin{Bmatrix} x^{(m)}(j\omega) \\ y^{(m)}(j\omega) \\ z^{(m)}(j\omega) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \alpha_{xx}(j\omega) & \alpha_{yx}(j\omega) & \alpha_{zx}(j\omega) \\ \alpha_{yx}(j\omega) & \alpha_{yy}(j\omega) & \alpha_{yz}(j\omega) \\ \alpha_{zx}(j\omega) & \alpha_{zy}(j\omega) & \alpha_{zz}(j\omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_x^{(m)}(j\omega) \\ f_y^{(m)}(j\omega) \\ f_z^{(m)}(j\omega) \end{Bmatrix} \quad (2.24)$$

où $\{s(j\omega)\}$ est le vecteur de la transformée de Fourier des déplacements de l'outil et $\{f(j\omega)\}$ est le vecteur de la transformée de Fourier des composantes de l'effort appliqué sur l'outil. $[\alpha(j\omega)]$ est la matrice de la receptance de la structure de la machine-outil. Toutes les composantes sont exprimées dans le repère (m), fixe par rapport aux axes de la machine (figure 3.21). Les éléments $\alpha_{ab}(j\omega)$ de la matrice $[\alpha(j\omega)]$ sont donnés par :

$$\alpha_{ab}(j\omega) = \frac{s_a^{(m)}(j\omega)}{f_b^{(m)}(j\omega)} \quad (2.25)$$

où $s_a^{(m)}(j\omega)$ est la transformée de Fourier de la réponse de la machine-outil dans la direction a provoquée par une excitation $f_b^{(m)}(j\omega)$ dans la direction b ($a, b = x^{(m)}, y^{(m)}$ ou $z^{(m)}$). Dans la plupart des cas, la démarche expérimentale d'obtention de la FRF est plus simple lorsqu'on utilise l'accélération $[a(j\omega)]$. Elle est liée à la receptance par une double intégration. Dans ces conditions, elle vient :

$$a_{ab}(j\omega) = \frac{\ddot{s}_a^{(m)}(j\omega)}{f_b^{(m)}(j\omega)} = \frac{-\omega^2 s_a^{(m)}(j\omega)}{f_b^{(m)}(j\omega)} = -\omega^2 \alpha_{ab}(j\omega) \quad (2.26)$$

Minis et Berger [2.28] exposent deux techniques expérimentales pour déterminer la matrice de la FRF. La première excite la structure à travers des impacts lorsque la machine est arrêtée. La deuxième technique excite la structure durant l'usinage au moyen d'une pièce de géométrie spéciale qui produit des excitations pseudo aléatoires. Les deux méthodes se concentrent sur les premiers modes. Les fréquences allant jusqu'à 510 Hz sont explorées. Il faut noter que dans les deux techniques, l'effort d'excitation est mesuré au moyen d'un dynamomètre piézoélectrique avec les inconvénients que cela implique (chapitre 1). Nous utiliserons le même procédé d'excitation citée durant la méthode de correction des efforts. Notre démarche et les résultats en terme de FRF seront exposés ultérieurement.

2.4.2. Mesures des vibrations en usinage

Parmi les mesures des vibrations les plus fréquentes, nous avons : les efforts, les accélérations, les déplacements et l'émission acoustique. Une des applications principales des spectres est l'identification du mécanisme d'excitation. Minis et Berger [2.28], Rao et Shin

[2.29], Clancy et Shin [2.30] et Lee et Kim [2.32] trouvent sur les spectres des accélérations l'influence de la réponse de la structure, donnée sous la forme d'une FRF. La possible influence du processus de cisaillement n'est pas évaluée. La largeur de la bande de fréquence analysée est assez réduite et ne permet pas d'analyser la gamme de fréquences associée à ce phénomène.

Sturesson et al. [2.33] calculent numériquement les vingt premiers modes de la structure et comparent leurs fréquences avec les pics des spectres des efforts de coupe. Une très bonne corrélation est estimée. L'influence de l'avance, la vitesse de coupe et le matériau sont évalués au niveau spectral. Pour l'avance et la vitesse de coupe, les fréquences des pics ne varient pas et la distribution de l'énergie est essentiellement la même (figure 2.24). Cependant, pour chaque matériau la densité spectrale change : la largeur de la bande de fréquence et les pics maximaux sont différents. Les auteurs signalent que lorsque le processus de segmentation est corrélé avec le mouvement de l'outil, le mouvement de la pointe de l'outil et le processus de la coupe ont un comportement aléatoire.

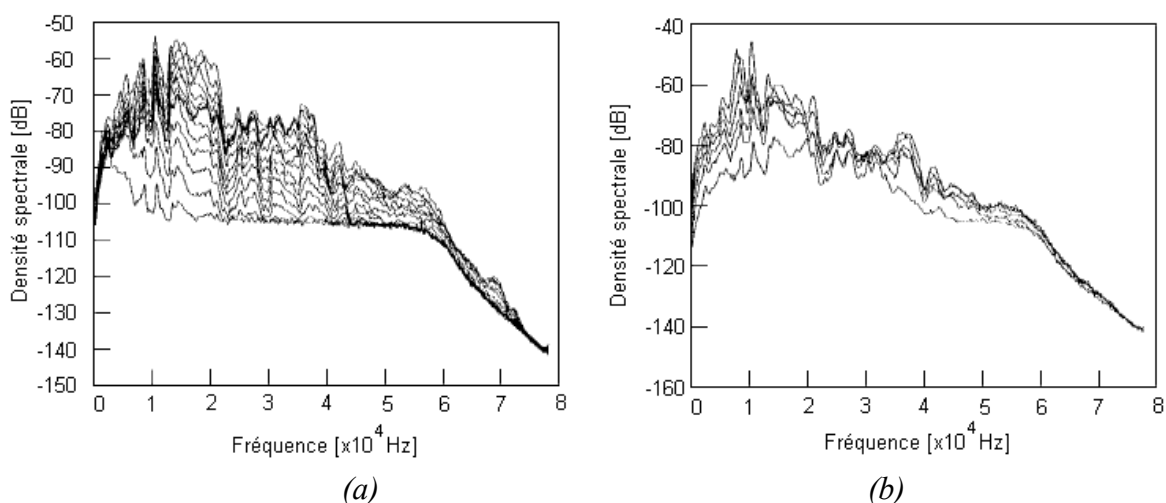


Figure 2.24 : Spectres des accélérations, (a) Avance = 0.3 mm/tour, Vitesse de coupe entre 50 m/min et 400 m/min, (b) Avance entre 0.1 mm/tour et 0.6 mm/tour, Vitesse de coupe = 275 m/min [2.33]

Kelly et al. [2.34] comparent la réponse dynamique de la machine avec le spectre obtenu à partir d'un modèle de variation de l'effort spécifique de coupe qui change en fonction de la microstructure du matériau et de l'effet régénératif de la passe précédente. Les résultats de la modélisation suggèrent que les hétérogénéités de la microstructure du matériel peuvent exciter l'ensemble pièce-outil-machine et provoquer des irrégularités sur la topographie de la pièce.

Dilma et Lister [2.35] identifient deux bandes de fréquence sur les spectres des accélérations. La première, entre 2-4 kHz, est attribuée à la fréquence propre de l'outil et la deuxième, entre 9-11 kHz, est liée à la formation du copeau. Cependant, les auteurs ne spécifient pas la méthode utilisée pour cette identification.

D'autre part, Mabrouki et Rigal [2.36] trouvent une variation périodique de l'effort de coupe à une fréquence de 3151 Hz, laquelle est attribuée à la segmentation du copeau pour un acier AISI 4340 à 47 HRC et avec $V = 100$ m/min et $h = 0.2$ mm/tour.

2.5. Conclusions

Il existe deux théories principales sur la formation du défaut de la zone primaire du copeau dentelé. La première attribue le défaut à la création d'une bande avec une forte déformation plastique qui part de la pointe de l'outil vers le côté externe du copeau [2.3-2.8, 2.11, 2.12, 2.15-2.17]. La deuxième théorie associe le défaut à la propagation d'une fissure, depuis le côté externe du copeau vers la pointe de l'outil [2.13, 2.14, 2.18, 2.20]. Malgré les différences impliquées par ces deux théories, elles s'accordent sur l'existence de deux étapes principales : d'abord une phase de charge et d'accumulation d'énergie jusqu'à un seuil, ensuite, une phase de déclenchement et de propagation du défaut.

Durant la phase de charge se présente l'aplatissement du coin de matière qui arrive contre l'outil par compression et la propagation du défaut est accompagnée d'un glissement entre le segment en formation et le précédent [2.3].

Le mode de formation du copeau continu implique une distribution homogène de la déformation, le flux se fait par bandes minces complètement déformées et se déplace de façon continue au cours de la déformation. Au contraire, le copeau dentelé présente une distribution de la déformation hétérogène. La forte déformation est concentrée dans la zone de cisaillement primaire. La phase de compression (faible déplacement du copeau) apporte une faible déformation du coin. En contrepartie, la phase de propagation du défaut (glissement rapide) génère les fortes déformations localisées dans les surfaces de glissement (zones primaire). Dans la zone secondaire, la vitesse du copeau sur l'outil fluctue périodiquement dans un cycle asymétrique [2.4].

La zone secondaire du copeau dentelé est attribuée à l'intense déformation entre le segment précédent et celui en formation. Le segment en formation tourne et glisse sur le segment précédent [2.4].

L'angle formé par la zone primaire et la face de coupe de l'outil à la fin de la coupe ne correspond pas à l'angle de cisaillement, puisque le copeau est déformé après le phénomène de cisaillement [2.4].

Pour un matériau donné, la périodicité des zones endommagées est fonction de la vitesse de coupe et de l'avance. L'usinage à basse vitesse de coupe ou avec une faible avance provoque une tendance vers le copeau apériodique et continu. L'augmentation d'un des deux

paramètres, ainsi que de la dureté du matériau provoque une transition du copeau apériodique vers le copeau périodique [2.6, 2.12, 2.15, 2.19]. D'autre part, la fréquence de segmentation causée par le cisaillement adiabatique augmente vis à vis de la vitesse de coupe [2.7, 2.19]. Même si la distance entre les segments dépend aussi des autres conditions de coupe, la fréquence dans le domaine temporel est pilotée essentiellement par la vitesse de coupe. Selon certains auteurs, cette fréquence de segmentation semble diminuer à mesure que l'avance augmente [2.15, 2.18].

Pour les alliages de titane, l'effort dans la direction de coupe diminue à mesure que la vitesse de coupe augmente [2.7]. Par contre, l'effort dans la direction de l'avance augmente avec la vitesse de coupe dans les résultats présentés par Barry et al. [2.6].

Le processus de formation du copeau dentelé des alliages de titane ne présente pas de différences significatives par rapport à celui des aciers durs [2.11-2.16]. La faible diffusion de la chaleur dans la pièce durant la formation du copeau des alliages de titane est attribuée à la basse conductivité thermique, alors que pour les aciers, c'est la grande vitesse qui réduit le temps de diffusion en empêchant l'évacuation de la chaleur [2.11, 2.15].

Les modèles de broutage régénératif estiment les limites de stabilité du système usinant avec une coupe en flux de copeau continu. Ils ne prennent pas en compte les discontinuités du flux générées durant la formation du copeau dentelé [2.22-2.31].

Dans la plupart des études spectrales des paramètres mesurés durant l'usinage, le comportement dynamique de la structure est identifié [2.28-2.30, 2.32, 2.33, 2.35]. Les fréquences des spectres liées à la réponse sont indépendantes des conditions de coupe.

Le rôle des instabilités propres du copeau dentelé comme source d'excitation, au niveau des vibrations du système usinant, n'est pas analysé par la plupart des auteurs et il reste non éclairé [2.21]. Komanduri et Von Turkovich [2.3] citent le travail de Cook [2.37] qui suggère cette option. Toutefois cette possibilité est estimée peu probable, la fréquence de segmentation étant considérée trop élevée par rapport à celles des modes de l'ensemble pièce-outil-machine [2.3, 2.21]. Au contraire, Dilma et Lister [2.32] et Mabrouki et Rigal [2.36] estiment avoir identifié la segmentation du copeau dans leur analyse spectrale.

Dans la littérature, nous n'avons pas trouvé de travaux qui estiment l'influence de la dynamique du système usiné durant la formation du copeau dentelé.

Références

- [2.1] Oxley, P.B.L., *Mechanics of machining: An Analytical Approach to Assessing Machinability*, Ellis Horwood Limited, Chichester, 1989.
- [2.2] Altintas Y., *Manufacturing Automation: metal cutting mechanics, machine tool vibrations, and CNC design*, Cambridge University Press, United States of America, 2000.
- [2.3] Komanduri, R., Von Turkovich B.F., New observations on the mechanism of chip formation when machining titanium alloys, *Wear* 69 (1981) 179-188.
- [2.4] Komanduri, Some clarifications on the mechanics of chip formation when machining titanium alloys, *Wear* 76 (1982) 15-34.
- [2.5] Bayoumi, A.E., Xie, J.Q., Some metallurgical aspects of chip formation in cutting Ti-6wt.%Al-4wt.%V alloy, *Materials Science & Engineering A190* (1995) 173-180.
- [2.6] Barry, J., Byrne, V., Lennon, D., Observations on chip formation and acoustic emission in machining Ti-6Al-4V alloy, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 41 (2001) 1055-1070.
- [2.7] Molinari, A., Musquar, V., Sutter, G., Adiabatic shear banding in high speed machining of Ti-6Al-4V: experiments and modelling, *International Journal of Plasticity* 18 (2002) 443-459.
- [2.8] Hua, J., Shivpuri, R., Prediction of chip morphology and segmentation during the machining of titanium alloys, *Journal of Materials Processing Technology* 150 (2004) 124-133.
- [2.9] Che-Haron, C.H., Jawaid, A., The effect of machining of surface integrity of titanium alloy Ti-6%Al-4%V, *Journal of Materials Processing Technology* 166 (2005) 188-192.
- [2.10] Cork Institute of Technology (CIT), University College Dublin, Dynamics of Chip Formation during Orthogonal Cutting, [en ligne] 2005, [consulté le 23/12/05]. Disponibilité : http://www.ucd.ie/mecheng/ams/mp_research/research2.html.
- [2.11] Komanduri R., Schroeder T., Hazra J., Von Turkovich B.F., Flom D.G., On the Catastrophic Shear Instability in High-Speed Machining of an AISI 4340 Steel, *Transactions of the ASME Journal of Engineering for Industry* 104 (1982) 121-131.
- [2.12] Barry, J., Byrne, G., The mechanisms of chip formation in machining hardened steels, *Transactions of the ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering* 124 (2002) 528-535.
- [2.13] Vyas, A., Shawn, M.C., The mechanism of chip formation with hard turning steel, *Annals of the CIRP Vol. 47-1* (1998) 77-82.

- [2.14] Poulachon, G., Moisan, A., A contribution to the study of the cutting mechanisms during high speed machining of hardened steel, *Annals of the CIRP Vol. 47-1* (1998) 73-76.
- [2.15] Davies, M.A., *Dynamic problems in hard-turning, milling, and grinding*, *Dynamics and Chaos in Manufacturing Processes*, John Wiley & Sons, New York (1998) 57-91.
- [2.16] Davies, M.A., Chou, Y., Evans, C.J., On chip morphology, tool wear and cutting mechanics in finish hard turning, *Annals of the CIRP Vol. 45-1* (1996) 77-82.
- [2.17] Burns, T.J., Davies, M.A., On repeated adiabatic shear band formation during high-speed machining, *International Journal of Plasticity* 18 (2002) 487-506.
- [2.18] Poulachon, G., Moisan, A., Jawahir, I.S., On modelling the influence of thermo-mechanical behavior in chip formation during hard turning of 100Cr6 bearing steel, *Annals of the CIRP Vol. 50-1* (2001) 31-36.
- [2.19] Dolinsek, S., Ekinovic, S., Kopac, J., A contribution to the understanding of chip formation mechanism in high-speed cutting of hardened steel, *Journal of Materials Processing Technology* 157 (2004) 485-490.
- [2.20] Vyas, A., Shawn, M.C., Mechanics of sawtooth chip formation in metal cutting, *Transactions of the ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering* 121 (1999) 173-180.
- [2.21] Moon, F.C., Johnson M.A, *Nonlinear dynamics and chaos in manufacturing processes*, *Dynamics and Chaos in Manufacturing Processes*, John Wiley & Sons, Inc., New York (1998) 3-32.
- [2.22] Hooke, C.J., Tobias, S.A., Finite amplitude instability – A new type of chatter, *Proc. Fourth Int. MTDR Conf. Pergamon Press, Manchester* (1963) 87-109.
- [2.23] Tlusty, J., Polacek, M., *The Stability of Machine Tools Against Self Excited vibrations in Machining*, *International Research in Production Engineering*, ASME (1963) 465-474.
- [2.24] Tobias, S.A., *Machine Tool Vibration*, Blackie (1965).
- [2.25] Merrit, H.E., *Theory of Self-Excited Machine Tool Chatter*, *Transactions of ASME Journal of Engineering for Industry* 87 (1965) 447-454.
- [2.26] Tewani, S.G., Rouch, K.E., Walcott B.L., A study of cutting process stability of a boring bar with active dynamic absorber, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 35 No.1 (1995) 91-108.
- [2.27] Nosyvera, E.P., Molinari, A., Nonlinear analysis of chatter in orthogonal cutting. *C. R. Acad. Sci. Paris*, 325 II (1997) 435-442.
- [2.28] Minis, I., Berger, B.S., *Modeling, Analysis, and Characterization of machining Dynamics*, *Dynamics and Chaos in Manufacturing Processes*, John Wiley & Sons, Inc., New York (1998) 125-164.

- [2.29] Rao, B.C., Shin Y.C., A comprehensive dynamic cutting force model for chatter prediction in turning, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 39 (1999) 1631-1654.
- [2.30] Clancy, B.E., Shin, Y.C., A comprehensive chatter prediction model for face turning operation including tool wear effect, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 42 (2002) 1035-1044.
- [2.31] Moufki, A., Devillez, A., Segreti, M., Dudzinski, D., A semi-analytical model of non-linear vibrations in orthogonal cutting and experimental validation, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 46 (2005) 1-14.
- [2.32] Lee, J., Kim, D., Experimental modal analysis and vibration monitoring of cutting tool support structure, *International Journal of Mechanical Sciences* 37 No.11 (1995) 1133-1146.
- [2.33] Sturesson, P.O.H., Hakansson, L., Claesson, I., Identification of statistical properties of cutting tool vibrations in a continuous turning operation – correlation to structural properties, *Mechanical Systems and Signal Processing* 11 No. 3 (1997) 459-489.
- [2.34] Kelly, K., Young P., Byrne, G., Modeling the influence of machining dynamics on surface topography in turning, *International Journal of Mechanical Sciences* 41 (1998) 507-526.
- [2.35] Dilma, D.E., Lister P.M., On-line metal cutting tool condition monitoring. I: force and vibration analyses, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 40 (2000) 739-768.
- [2.36] T. Mabrouki, J.-F. Rigal, A contribution to a qualitative understanding of thermo-mechanical effects during chip formation in hard turning, *Journal of Materials Processing Technology*, (In press).
- [2.37] Cook, N.H., Chip formation in machining titanium, *Proc. Symp. on Machining and Grinding Titanium*, Watertown, MA, March 1953 Ordnance Corps, 1953.

Chapitre 3

DEMARCHE EXPERIMENTALE

Avant la présentation de la conception d'un modèle de la dynamique de la coupe, nous allons exposer les résultats expérimentaux. Le modèle a été conçu à partir d'une observation détaillée et d'une analyse critique de nos résultats expérimentaux et de ceux de la littérature. Durant l'étude, nos techniques expérimentales de mesure, les moyens technologiques et leurs analyses respectives ont évolué. Ceci a permis l'amélioration de l'observation et la compréhension de la physique de la coupe. Tout ceci a contribué à la définition finale du modèle.

La partie expérimentale, appuyée sur la corrélation entre les différents paramètres mesurés, a offert la possibilité d'obtenir l'ensemble des informations pour approfondir l'interprétation de la physique des essais d'usinage. L'observation détaillée a permis d'établir nos propres idées sur la physique de la coupe et a fourni des critères d'interprétation des résultats de la littérature.

Nous exposerons d'abord la méthode expérimentale employée pour établir le comportement dynamique de la machine-outil. Les résultats de cette démarche se présentent sous la forme de Fonctions de Réponse en Fréquence (FRF). Elles permettent d'identifier la réponse de la structure dans les mesures acquises durant l'usinage et donnent les valeurs des paramètres qui interviennent dans la modélisation.

Puis, nous présentons les différentes campagnes d'essais d'usinage réalisées. Pour chacune d'elles, nous exposerons les techniques expérimentales de mesure et d'analyse utilisées pour caractériser les essais d'usinage.

Enfin, à partir de nos résultats et ceux de la littérature, nous identifierons et caractériserons les phénomènes physiques de la coupe pris en compte dans la conception du modèle.

3.1. Caractérisation de la dynamique de la structure

Afin d'estimer les caractéristiques dynamiques des machines employées durant les essais d'usinage, nous avons utilisé l'accélération comme FRF. Elle est obtenue à partir d'une équation équivalente à celle décrite par l'expression 2.23, où le vecteur de la réponse du système est donné par les mesures des accélérations :

$$\{\ddot{s}(j\omega)\}=[a(j\omega)]\{f(j\omega)\} \quad (3.1)$$

explicitement :

$$\begin{Bmatrix} \ddot{s}_x^{(m)}(j\omega) \\ \ddot{s}_y^{(m)}(j\omega) \\ \ddot{s}_z^{(m)}(j\omega) \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{xx}(j\omega) & a_{yx}(j\omega) & a_{zx}(j\omega) \\ a_{yx}(j\omega) & a_{yy}(j\omega) & a_{yz}(j\omega) \\ a_{zx}(j\omega) & a_{zy}(j\omega) & a_{zz}(j\omega) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} f_x^{(m)}(j\omega) \\ f_y^{(m)}(j\omega) \\ f_z^{(m)}(j\omega) \end{Bmatrix} \quad (3.2)$$

où $\{\ddot{s}(j\omega)\}$ est le vecteur de la transformée de Fourier des accélérations de l'outil et $\{f(j\omega)\}$ est le vecteur de la transformée de Fourier des composantes de l'effort d'excitation sur l'outil. Celui-ci remplace les composantes des efforts de coupe appliquées durant l'usinage. $[a(j\omega)]$ est la matrice de l'accélération de la structure de la machine-outil. Les composantes sont exprimées dans le repère (m), fixe par rapport au bâti de la machine. Les éléments $a_{ab}(j\omega)$ de la matrice $[a(j\omega)]$ sont donnés par :

$$a_{ab}(j\omega) = \frac{\ddot{s}_a^{(m)}(j\omega)}{f_b^{(m)}(j\omega)} \quad (3.3)$$

où $\ddot{s}_a^{(m)}(j\omega)$ est la transformée de Fourier de la réponse de la machine-outil dans la direction a provoquée par une excitation $f_b^{(m)}(j\omega)$ dans la direction b ($a, b = x^{(m)}, y^{(m)}$ ou $z^{(m)}$).

Dans ce travail, le couplage du système est négligé. Ainsi la FRF des accélérations devient une matrice diagonale. Cette simplification est justifiée par le faible niveau des composantes de couplage par rapport aux composantes de la diagonale de la matrice [2.28].

Deux démarches d'excitation différentes ont été employées pour obtenir les composantes définies par l'équation 3.3. La première démarche excite la structure au moyen d'un marteau d'impact et la deuxième d'un pot vibrant. Nous allons décrire la méthode expérimentale pour chaque campagne d'essais d'usinage.

3.2. Série d'essais de coupe oblique

Dans un premier temps, nous avons réalisé des essais en coupe oblique en faisant varier la vitesse de coupe V , l'avance h , la profondeur de passe w et le matériau. Parmi les paramètres mesurés durant cette série d'essais, nous discuterons des résultats des accélérations en fréquence et de l'analyse topographique de la surface usinée. Le tableau 3.1 résume les plages des conditions de coupe choisies dans le but d'établir les gammes d'apparition du broutage.

Tableau 3.1 : Résumé des conditions de coupe des essais de coupe oblique

Matériau	Vitesses de coupe [m/min]	Avances par tour [mm]	Profondeurs de passe [mm]	Angle de coupe [°]
AU4G	630-915	0.106-0.52	2.5-6	6
Ti-6Al-4V	63-150	0.2-0.6	2.5-6	6

3.2.1. Dispositif expérimental des essais d'usinage

Le matériel d'usinage et les équipements de mesure et d'acquisition employés durant les essais de coupe oblique sont résumés respectivement dans les tableaux 3.2 et 3.3. La figure 3.1 présente une vue générale du dispositif expérimental d'usinage.

Tableau 3.2 : Liste du matériel d'usinage utilisé durant les essais de coupe oblique

Matériel	Référence
Machine outil	Tour RAMO RTN 30
Porte plaquette	PCLNL 2525 M12
Plaquette	CNMG 120408 QM
Lubrification (AU4G)	Sans
Lubrification (Ti-6Al-4V)	Hardlube

Tableau 3.3 : Liste des équipements de mesure et d'acquisition utilisés durant les essais de coupe oblique

Chaîne de mesure et d'acquisition	Référence
Dynamomètre	Kistler 9265B
Accéléromètres axial et tangentiel	PCB M350B04
Accéléromètre radial	B&K 4393
Conditionneur ICP	PCB 488A22
Amplificateur de l'accéléromètre radial	B&K 2635
Amplificateur du dynamomètre	Kistler 5019
Équipement d'acquisition et d'analyse	LMS Pimento – 8 canaux
PC	DELL Latitude

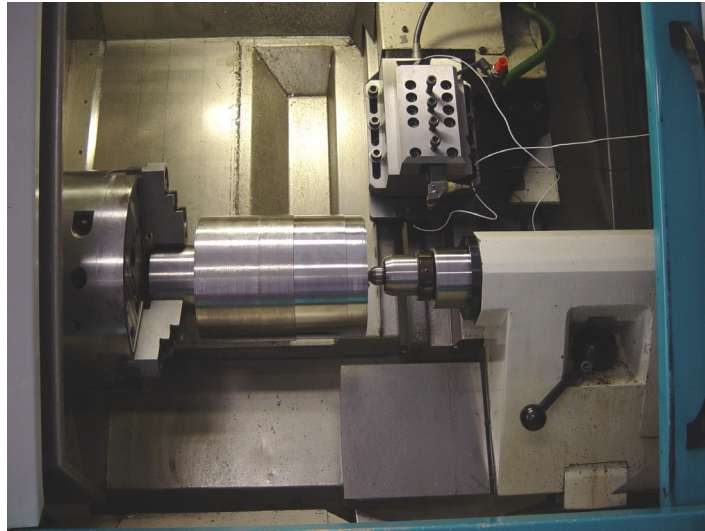


Figure 3.1: Dispositif expérimental des essais de coupe oblique sur le Ti-6Al-4V

3.2.2. FRF expérimentale de la dynamique de la structure

Les composantes de la FRF ont été estimées à partir de l'équation 3.3 dans les trois directions principales (axiale, tangentielle et radiale). L'excitation du système a été réalisée avec un marteau d'impact instrumenté (PCB 086C05). Les impacts ont été effectués dans les directions perpendiculaires aux surfaces de l'outil et les réponses ont été mesurées avec les accéléromètres respectifs (figure 3.2). Durant ces expériences pour l'obtention des composantes de la FRF, l'outil est monté sur la machine dans les conditions d'usinage. Il faut remarquer que l'effort d'excitation est mesuré par le capteur piézoélectrique du marteau d'impact et non par le dynamomètre, afin d'éviter les problèmes de mesure cités dans le chapitre 1. La figure 3.3 présente le module de la composante tangentielle de la FRF. Il est possible d'apprécier que les modes les plus significatifs de l'ensemble machine-outil pour cette configuration de montage spécifique se situent vers 1780 Hz et 2450 Hz.

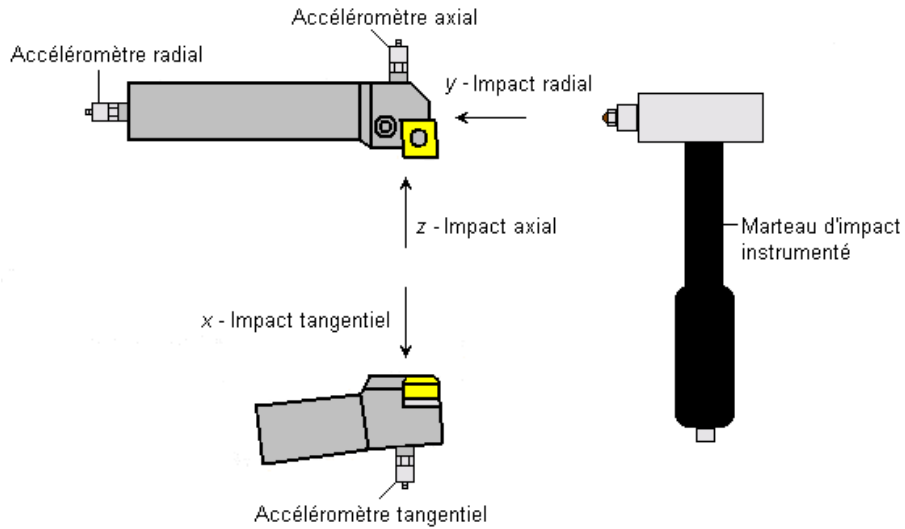


Figure 3.2: Schéma du dispositif expérimental utilisé durant l'obtention de la FRF

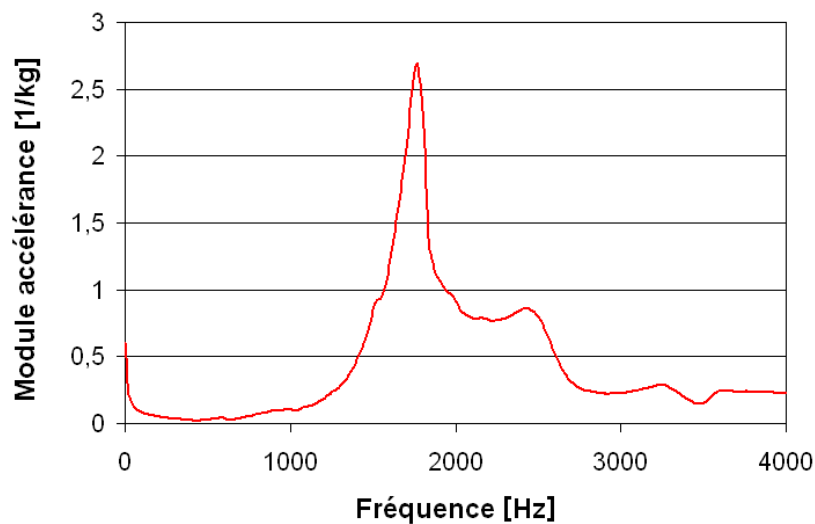


Figure 3.3: Module de l'accélération tangentielle de l'ensemble machine-outil à partir des essais d'impact

3.2.3. Résultats des mesures d'accélération

Les accélérations dans les trois directions ont été mesurées durant les essais d'usinage. La disposition des accéléromètres a été la même que celle choisie lors des tests d'impact (figure 3.2). Afin d'identifier le comportement de la machine durant la coupe, nous avons utilisé les spectres des mesures des accélérations. La figure 3.4 montre les spectres de plusieurs essais d'usinage. L'essai de la figure 3.4a est celui qui a présenté le broutage le plus important de

toute la série d'essais. Les spectres confirment l'influence de la structure de la machine sur la dynamique de la coupe ; ils ont une similitude très importante avec la FRF exposée dans la figure 3.3. De plus, les spectres étant très semblables, on peut penser que les conditions de coupe n'ont pas une influence significative sur la fréquence de vibration durant le broutage. Cependant, nous allons montrer dans ce chapitre que cette affirmation est une erreur causée par la faible fréquence d'échantillonnage. Il faut remarquer que la fréquence d'échantillonnage utilisée limite l'analyse à 3125 Hz, ce qui écarte la possibilité de saisir des vibrations au-delà de cette valeur.

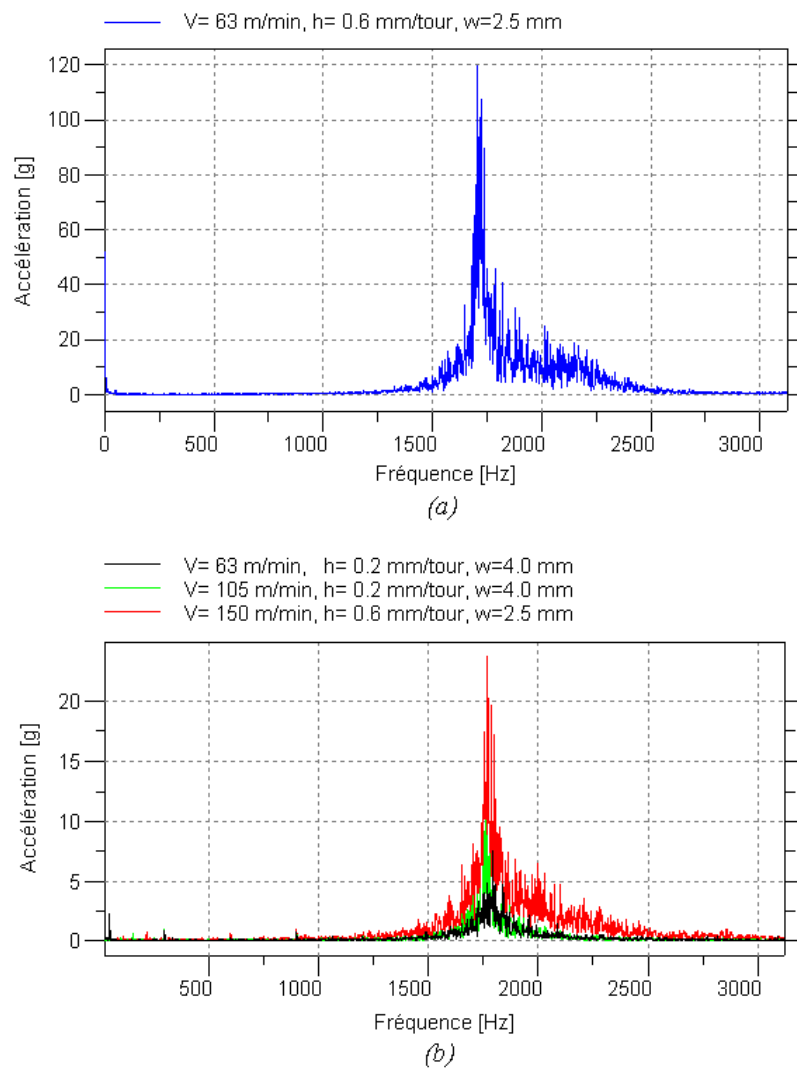


Figure 3.4: Spectres de l'accélération tangentielle d'essais d'usinage sur titane, pour plusieurs conditions de coupe, (a) Broutage intense, (b) Broutage légère

3.2.4. Résultats de l'analyse topographique

Le problème énoncé dans le paragraphe précédent est confirmé dans l'analyse topographique. La figure 3.5 présente la surface de AUG4 qui a présenté un broutage intense ($V=915$ m/min, $h=0,52$ mm/tour et $w=6$ mm). La photographie est prise sur deux angles différents, ce qui permet d'identifier deux ordres de grandeur de fréquence. L'image de la figure 3.5a met en évidence de traces périodiques à basse fréquence, avec une valeur proche du mode donné par la FRF. L'image de la figure 3.5b expose également un phénomène périodique, mais qui a lieu à hautes fréquences.

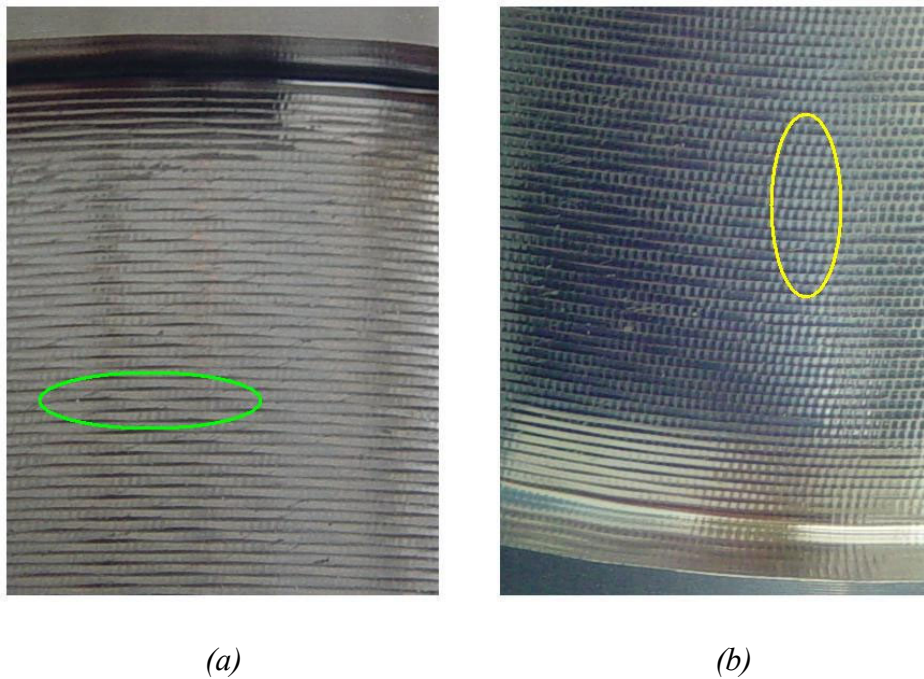


Figure 3.5: Image d'une surface de AUG4 broûtée, qui montre l'existence des deux phénomènes vibratoires, (a) Basse fréquence, (b) Haute fréquence

Cette même surface a été reconstruite numériquement au moyen d'un microscope Veeco* (figure 3.6), qui utilise la méthode de mesure d'interférométrie de lumière blanche [3.1]. La courbure de la pièce ne permet pas de mesurer une longueur de surface assez étalée pour

* Les noms de marques sont donnés pour une information complète sur les moyens expérimentaux. Elles n'engagent ni l'auteur ni les entreprises citées.

retrouver les traces à basse fréquence. Cependant, la reconstruction sur une surface de 2.4 x 1.8 mm² a permis de calculer la fréquence d'apparition des traces à haute fréquence. Celle-ci est estimée à partir des mesures du profil dans la direction de la vitesse de coupe et sa valeur est de 35300 Hz. Cette valeur possède un ordre de grandeur supérieur aux valeurs de fréquence estimées pour la réponse de la structure. Le profil en bleu permet de retrouver la valeur exacte de l'avance par tour, ce qui confirme la validité de la méthode de mesure.

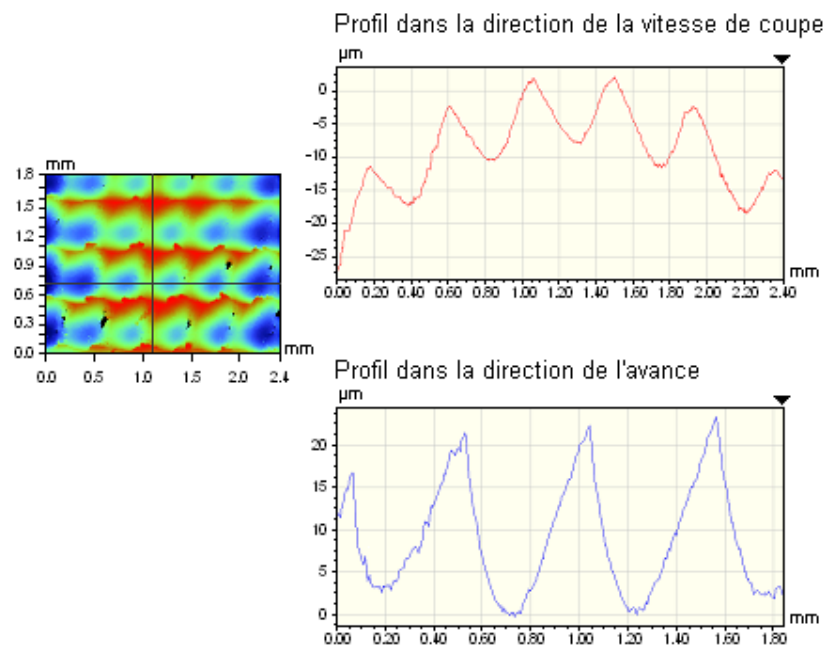


Figure 3.6: Image numérique reconstruite par interférométrie d'une surface de AUG4 broutée, le profil rouge correspond au phénomène à haute fréquence et le profil bleu retrouve la valeur de l'avance

En conclusion, nous avons confirmé l'existence d'un phénomène vibratoire significatif à haute fréquence. Il a une fréquence beaucoup plus élevée que la réponse de la structure. Cette fréquence élevée dépasse la bande d'analyse des spectres.

3.3. Série d'essais d'usinage en fonction de la vitesse de coupe

Cette série comprend douze essais à vitesses de coupe différentes, en coupe orthogonale durant cinq tours. Cette condition de coupe orthogonale est obtenue dans la configuration de

tournage de la figure 3.7. Le matériau des éprouvettes est l'alliage Ti-6Al-4V. Il est réputé pour présenter du broutage sur une large plage de conditions de coupe. Dans cette série, la vitesse de coupe a été la seule variable. Le tableau 3.4 résume les conditions de coupe. Les éprouvettes utilisées sont des tubes avec un diamètre de 80 mm, une longueur de 40 mm et une épaisseur de 5 mm (figure 3.7). Nous avons mesuré et analysé les accélérations et les efforts dans les directions tangentielle et axiale, la morphologie du copeau et la topographie de la surface de la pièce. Cette série d'essais est résumée dans Castro et al. [3.2].

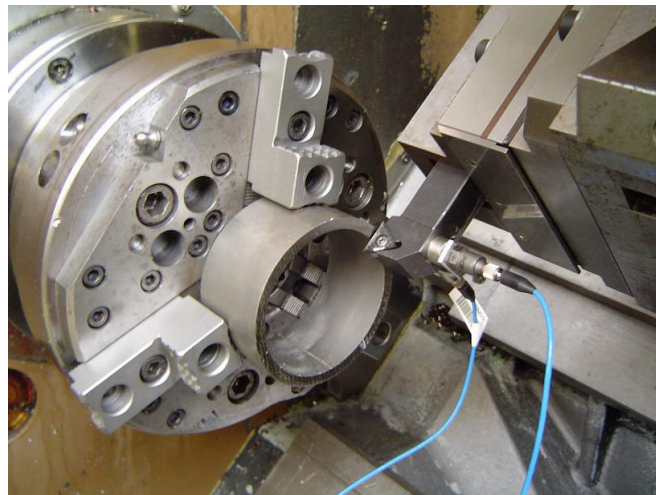


Figure 3.7 : Echantillon des essais d'usinage de coupe orthogonale

Tableau 3.4 : Conditions de coupe de la série d'essais d'usinage en fonction de la vitesse de coupe

Avance [mm/tour]	0.12		Profondeur de passe [mm]	5		Angle de coupe [°]	0					
Vitesse de coupe [m/min]	20	40	60	100	140	180	220	260	300	420	540	660

3.3.1. Dispositif expérimental des essais d'usinage

Le matériel d'usinage et les équipements de mesure et d'acquisition employés durant la série sont résumés dans les tableaux 3.5 et 3.6 respectivement.

La figure 3.8 présente le dispositif de mesure monté sur le tour.

Tableau 3.5 : Liste du matériel d'usinage utilisé durant la série d'essais d'usinage en fonction de la vitesse de coupe

Matériel d'usinage	Référence
Machine outil	Tour Ernault-Somoua HES400
Porte plaquette	STGCL 2020 K16
Plaquette	TCMW 16 T03 04
Revêtement	Diamant polycristallin

Tableau 3.6 : Liste des équipements de mesure et d'acquisition utilisés durant la série d'essais d'usinage en fonction de la vitesse de coupe

Chaîne de mesure et d'acquisition	Référence
Dynamomètre	Kistler 9257B
Accéléromètres axial et tangentiel	PCB M350B04
Conditionneur ICP	PCB 488A22
Amplificateur du dynamomètre	Kistler 5017
Equipement d'acquisition et d'analyse	LMS Pimento – 8 canaux
PC	DELL Latitude

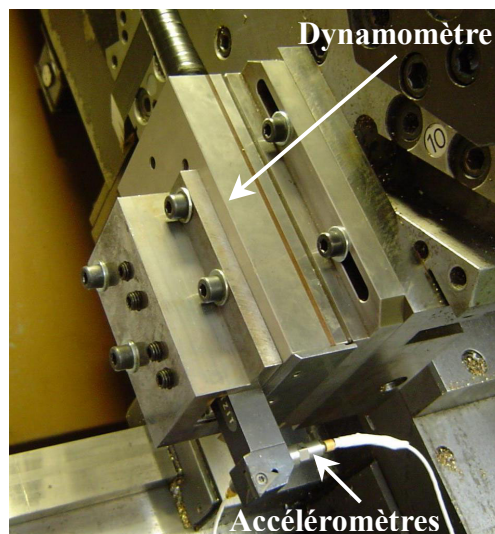


Figure 3.8 : Montage du dispositif de mesure des essais d'usinage de coupe orthogonale

3.3.2. FRF expérimentale de la dynamique de la structure

Les composantes de la FRF (équation 3.3) ont été estimées dans les deux directions principales de la coupe (tangentielle et axiale). La démarche et le dispositif expérimental d'excitation du système ont été identiques à ceux utilisés durant le processus d'obtention de la transmissibilité (paragraphe 1.4.1.2. et 1.4.3.1). Durant l'obtention des composantes de la FRF, l'outil est monté sur la machine dans les conditions d'usinage. Il faut toujours noter que l'effort d'excitation est mesuré par le capteur piézoélectrique de référence monté directement sur l'outil et non par le dynamomètre. Ceci élimine l'influence de l'ensemble de la structure sur les mesures (chapitre 1).

Les figures 3.9 et 3.10 présentent le montage d'excitation dans la direction tangentielle (direction de la vitesse de coupe). Il est important de remarquer que le pot est librement suspendu par une structure indépendante à celle de la machine afin d'éviter le couplage entre l'excitation et la réponse. La figure 3.11 présente les modules des accélérances tangentielle et axiale. Les deux FRF ne montrent pas de différences très importantes au niveau des fréquences des modes, sauf à 1300 Hz, où la FRF tangentielle présente un mode attribué à la plaque supérieure du dynamomètre. Cependant, la FRF dans la direction tangentielle exhibe des amplitudes plus importantes, c'est-à-dire qu'à certaines fréquences, l'accélération dans cette direction est facilitée grâce à une masse équivalente inférieure.

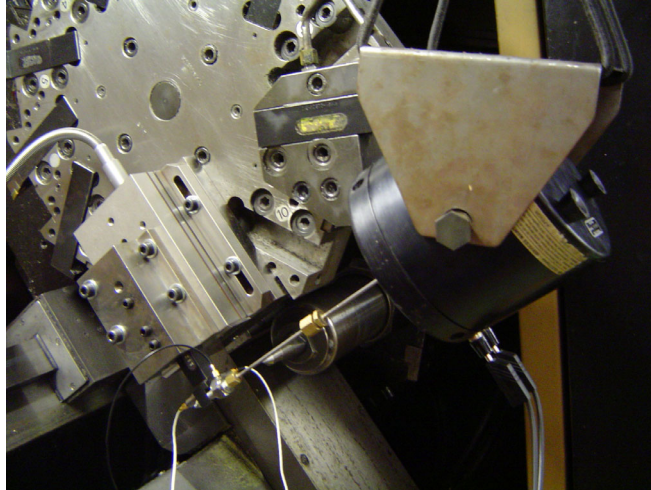


Figure 3.9 : Montage du dispositif d'excitation dans la direction tangentielle



Figure 3.10 : Dispositif de suspension du pot pour l'excitation dans la direction

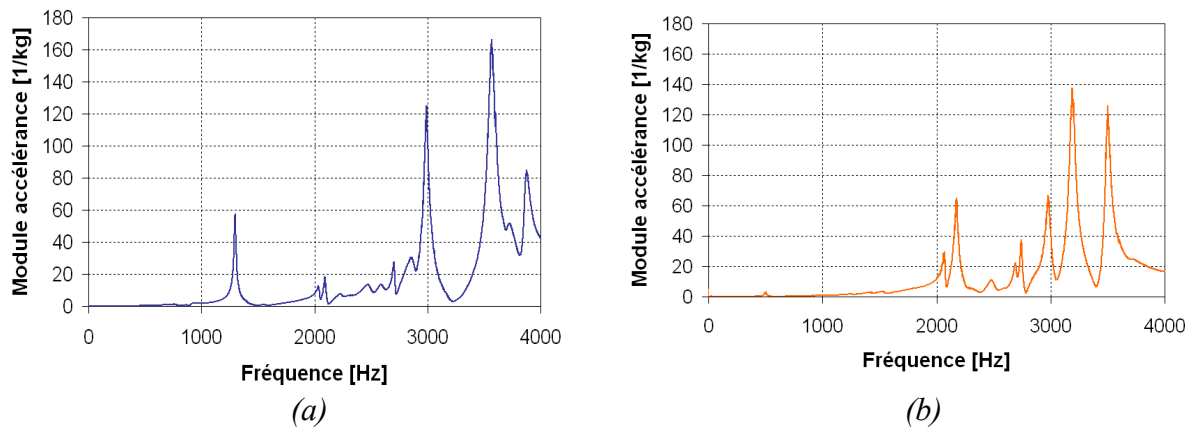


Figure 3.11 : Module de l'accélération, (a) Direction tangentielle, (b) Direction axiale

3.3.3. Mesures d'accélération de l'outil

Nous avons analysé les accélérations dans les domaines temporel et fréquentiel. La mesure des accélérations a été effectuée à la fréquence maximale d'échantillonnage de l'équipement d'acquisition (50 kHz par voie). Ceci nous a permis de faire des analyses spectrales des phénomènes jusqu'à 25 kHz.

3.3.3.1. Domaine temporel

La figure 3.12 montre deux exemples de mesures d'accélération dans le domaine temporel. Les premières mesures (figure 3.12a) correspondent à l'essai réalisé à une vitesse de coupe de 20 m/min, qui présente du broutage régénératif instable. Les deuxièmes mesures (figure 3.12b) appartiennent à l'essai réalisé à une vitesse de 60 m/min, qui correspond à la transition entre la coupe instable et la coupe stable. Les figures 3.13 et 3.14 présentent l'évolution des accélérations tangentielle et axiale respectivement en fonction de la vitesse de coupe et de l'évolution durant les cinq tours d'usinage. Dans ces figures, les douze essais sont représentés par les cinq points distribués verticalement pour chaque vitesse de coupe.

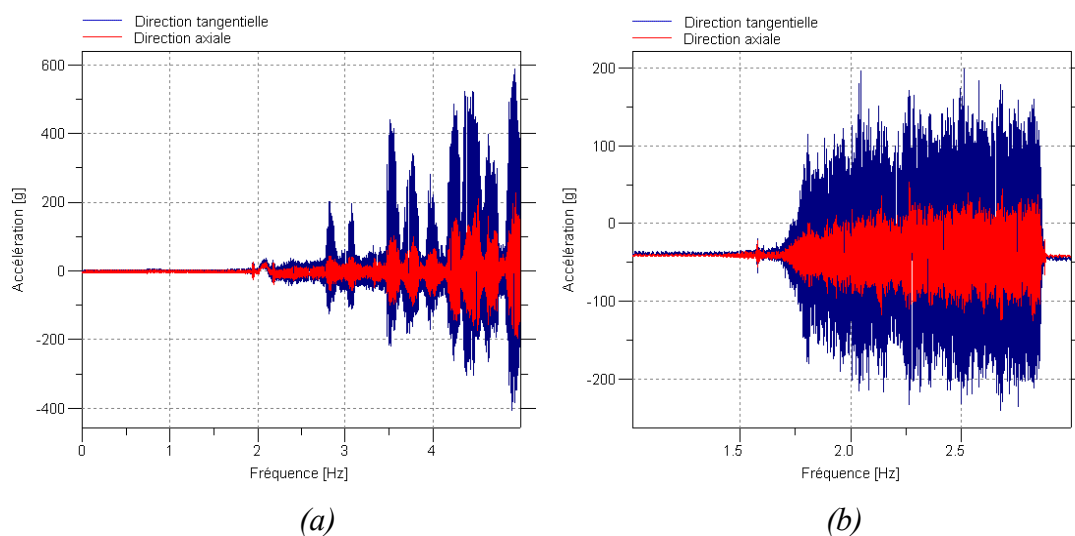


Figure 3.12 : Exemples des accélérations tangentielle et axiale de deux essais, (a) Instable, $V=20$ m/min, $h=0.12$ mm/tour et $w=5$ mm, (b) Transition, $V=60$ m/min, $h=0.12$ mm/tour et $w=5$ mm

A basses vitesses de coupe, l'accélération tangentielle est beaucoup plus importante que l'accélération axiale. A partir de 180 m/min, la différence entre les amplitudes dans les deux directions n'est plus significative. A basses vitesses, il existe également une évolution durant les cinq tours, à savoir que la coupe a un comportement instable. Par contre, dès 180 m/min le niveau des accélérations est pratiquement invariant pour les cinq tours (coupe stable). Les variations des accélérations traduisent l'influence de la vitesse sur la mécanique de la coupe. L'augmentation des accélérations dans les trois derniers essais peut être attribuée à l'usure prématurée de l'outil.

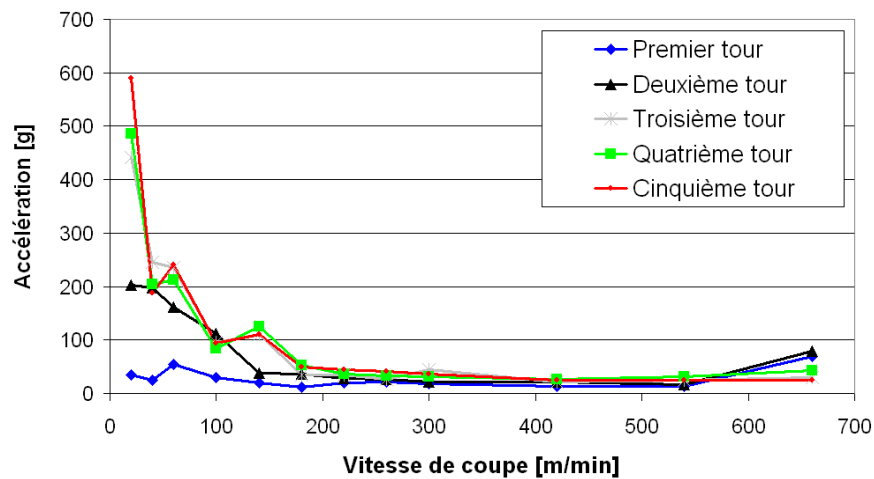


Figure 3.13 : Evolution de l'accélération tangentielle en fonction de la vitesse de coupe et du tour d'usinage

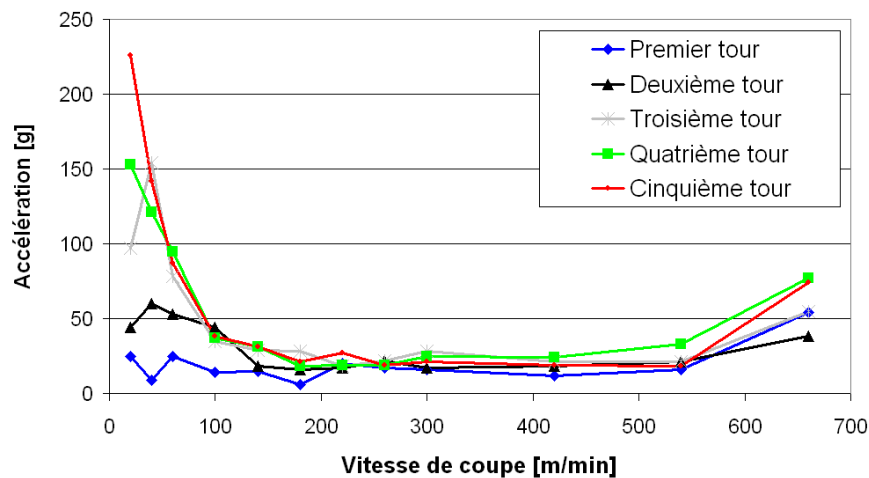
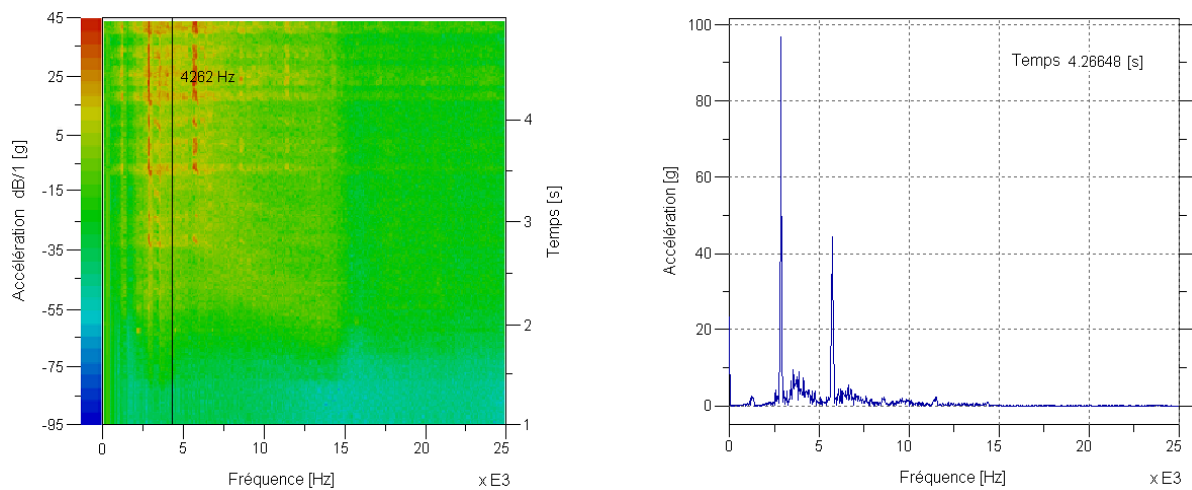


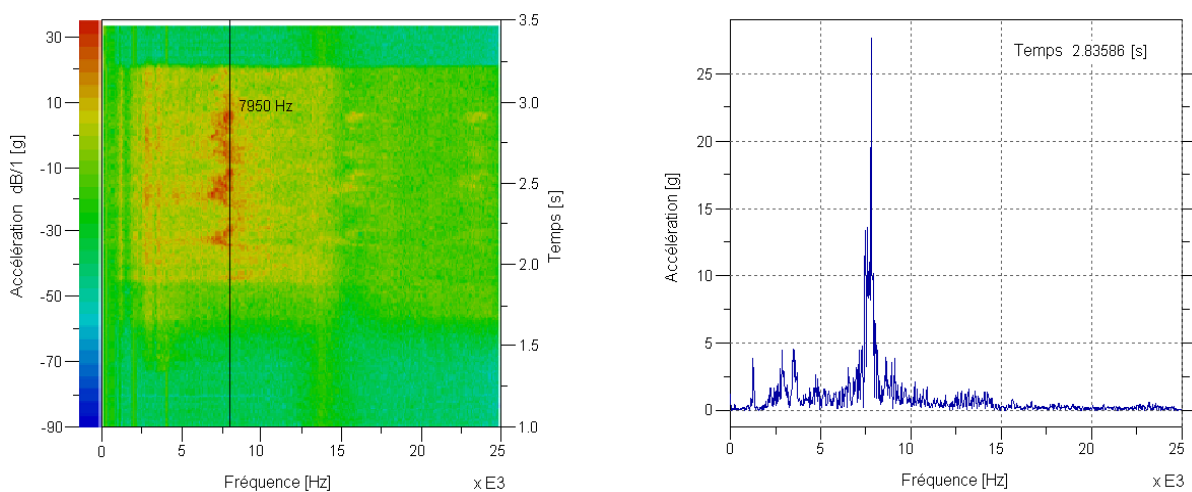
Figure 3.14 : Evolution de l'accélération axiale en fonction de la vitesse de coupe et du tour d'usinage

3.3.3.2. Domaine fréquentiel

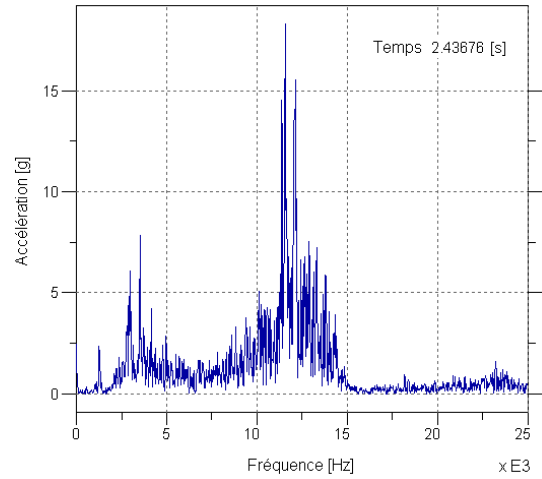
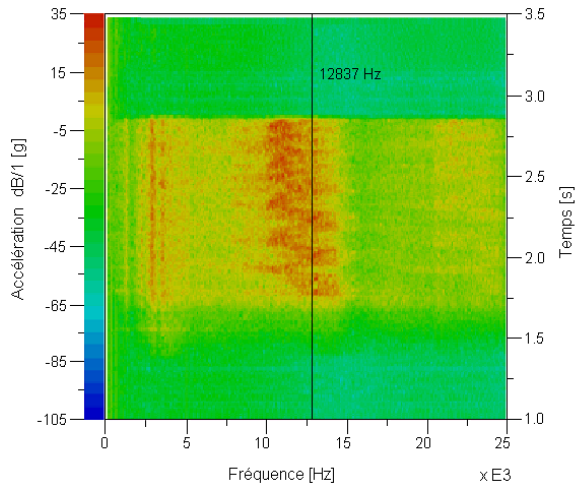
L'analyse spectrale des accélérations fait partie du travail résumé dans Castro et al. [3.2]. Sur la figure 3.15 est présenté le spectre de l'accélération tangentielle des six premiers essais (20, 40, 60, 100, 140 et 180 m/min). La colonne de gauche contient le diagramme de Campbell. Il indique l'évolution de la fréquence (échelle horizontale) et de l'amplitude (échelle des couleurs à gauche) des accélérations durant le temps des cinq tours d'usinage (échelle verticale à droite). Sur la colonne de droite de la figure est présenté le spectre à un instant donné, c'est-à-dire, une vue transversale du diagramme de Campbell en échelle linéaire.



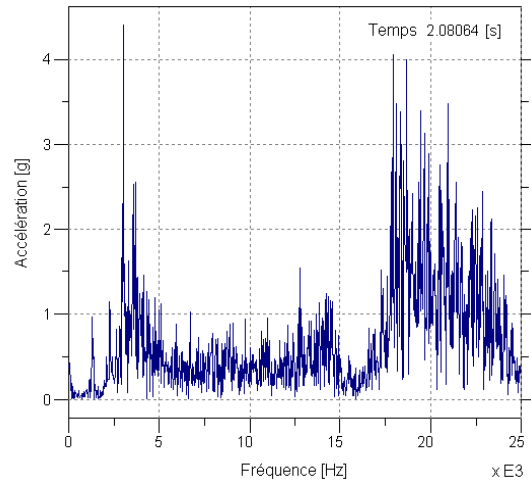
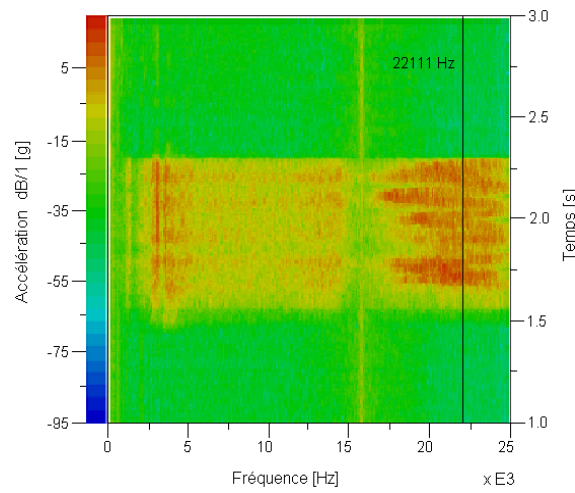
(a)



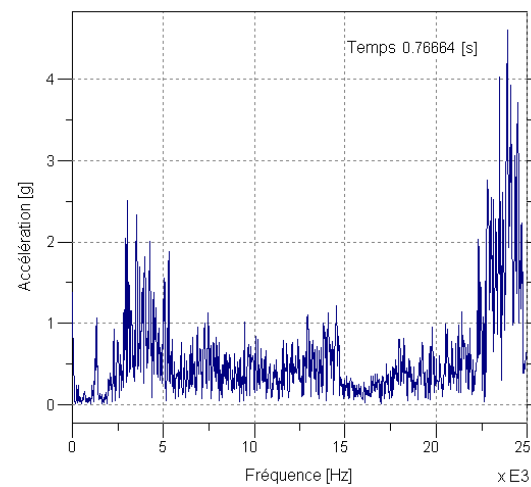
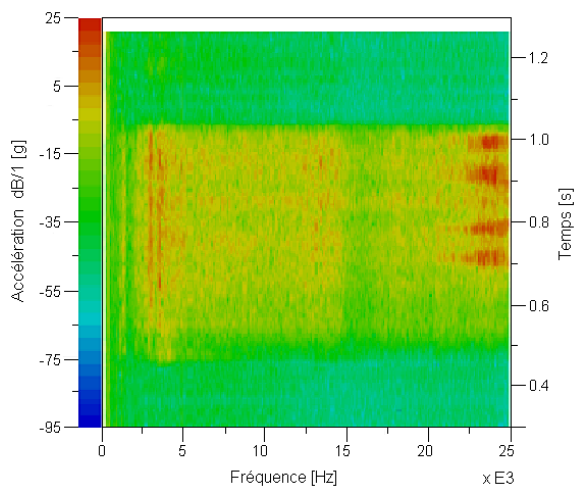
(b)



(c)



(d)



(e)

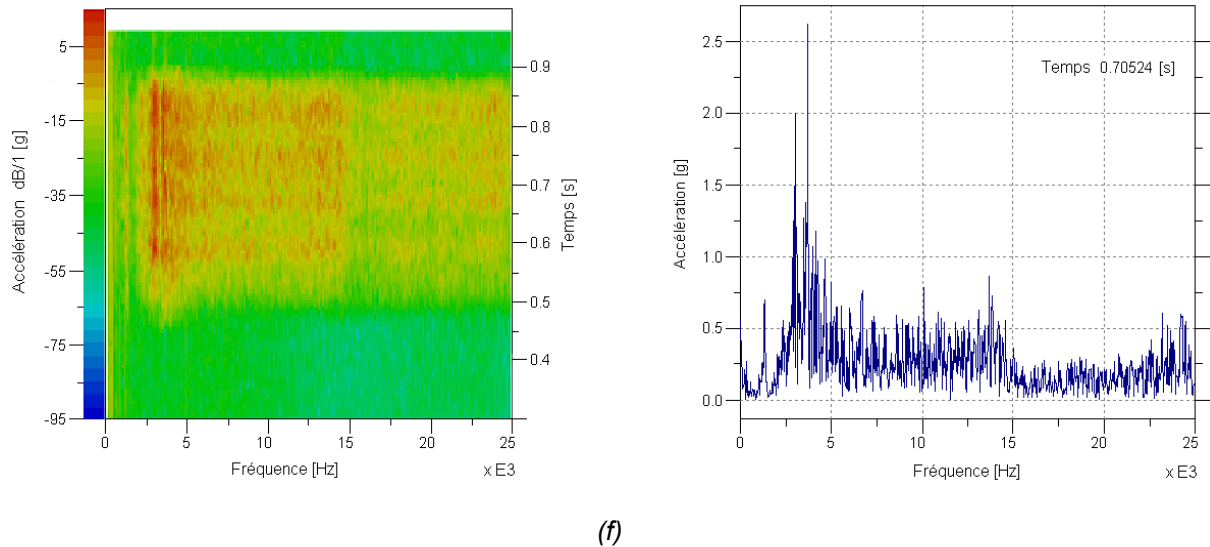


Figure 3.15 : Evolution des spectres de l'accélération tangentielle par rapport au temps d'usinage pour les six premiers essais (a) $V=20$ m/min, (b) $V=40$ m/min, (c) $V=60$ m/min, (d) $V=100$ m/min, (e) $V=140$ m/min, (f) $V=180$ m/min [3.2]

Cette analyse permet d'abord d'identifier deux phénomènes. Le premier, situé à basse fréquence (0-5000 Hz), est pratiquement indépendant de la vitesse de coupe en termes de fréquence et d'amplitude (sauf pour le premier essai de 20 m/min). Le second phénomène, au contraire, varie en fonction de la vitesse de coupe ; la fréquence d'apparition et la largeur de la bande de fréquence augmentent avec la vitesse. L'amplitude de ce phénomène diminue lorsque la vitesse augmente.

Le premier phénomène est lié à la réponse de la structure de la machine-outil. La figure 3.16 montre un zoom des spectres des accélérations tangentielle et axiale de l'essai réalisé à 60 m/min. La similitude entre ces spectres et les FRF de la figure 3.11 est remarquable. Pour le second phénomène, nous pouvons affirmer qu'il est lié à la coupe et que sa fréquence est quasi-proportionnelle à la vitesse de coupe. Pour cette raison, nous n'exposons que les résultats de mesure des six premiers essais. La fréquence de ce phénomène commence à dépasser la bande d'analyse vers 100 m/min (figure 3.15d). Il est coupé à 140 m/min (figure

3.15e) et finalement, il disparaît pratiquement de la fenêtre de fréquence observée à 180 m/min (figure 3.15f). L'ordre de grandeur de la fréquence de ce phénomène est le même que celui trouvé dans l'analyse topographique des essais de coupe oblique.

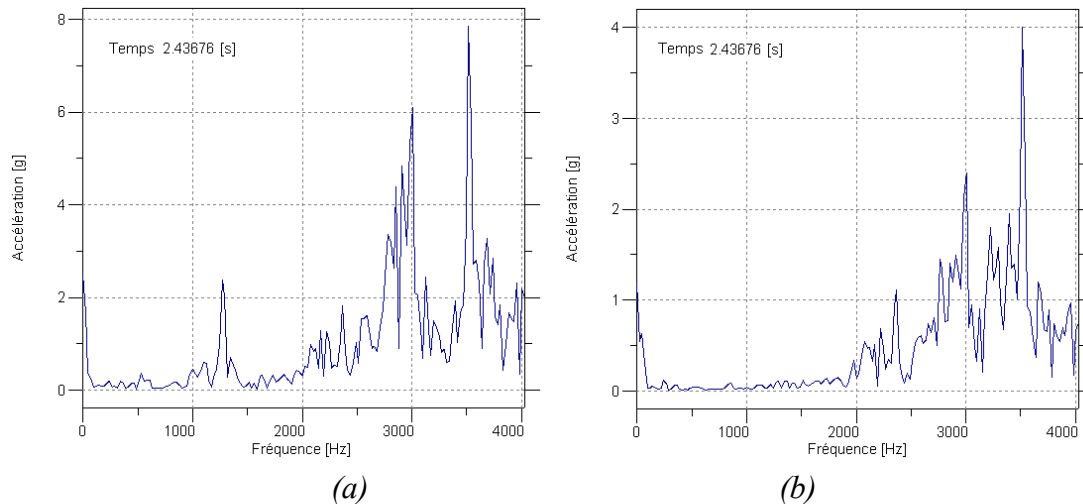


Figure 3.16 : Spectres des accélérations tangentielle et axiale de l'essai réalisé à $V=60$ m/min, $h=0.12$ mm/tour et $w=5$ mm

Par ailleurs, le premier essai en termes de vitesse de coupe, réalisé à 20 m/min, présente un comportement particulier : il est instable. L'amplitude du spectre est au moins d'un ordre supérieur à celle des autres essais et elle augmente au fur et à mesure que l'usinage avance (figures 3.12 et 3.15a). Ce comportement est un phénomène de résonance. Il existe une superposition entre la bande de fréquence de la réponse de la machine-outil et la bande de fréquence du phénomène lié à la coupe. Ce dernier se déplace avec la vitesse de coupe.

3.3.4. Morphologie du copeau

Plusieurs échantillons du copeau de chacun des douze essais d'usinage ont été récupérés et observés au moyen d'un microscope électronique à balayage. A l'exception du premier essai (20 m/min), tous ont présenté un copeau dentelé avec une zone primaire nettement marquée. Les images ont permis de mesurer les dimensions des segments (figure 3.17). A partir de ces

mesures, nous avons analysé leur évolution en fonction de la vitesse de coupe et calculé leur fréquence d'apparition.

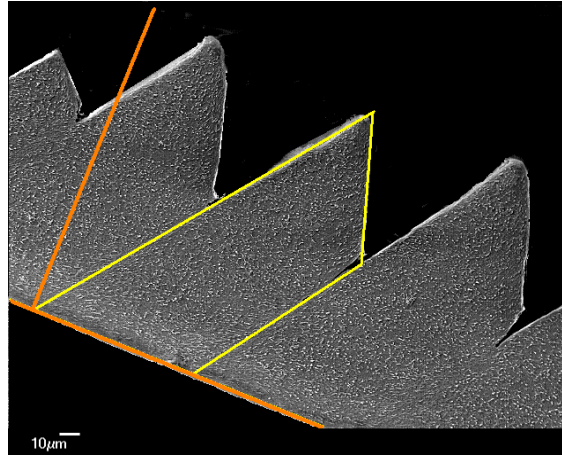


Figure 3.17 : Image de la mesure des dimensions du copeau de l'essai réalisé à $V=60$ m/min, $h=0.12$ mm/tour et $w=5$ mm [LETAM]

La figure 3.18 montre les profils des copeaux pour les onze essais qui ont présenté un copeau dentelé. Ces profils montrent que les angles des bandes de cisaillement restent approximativement entre 40° et 45° , comme l'a signalé Komanduri [2.4]. La distance entre les bandes n'a pas une tendance marquée entre les essais à vitesses proches. Par contre, dans l'ensemble des essais, il existe une diminution lorsque la vitesse augmente. Cette même tendance a été énoncée par Bayoumi et Xie [2.5]. Cependant, il est possible de constater à partir de cette figure que la distance entre les bandes n'est pas un paramètre fiable pour estimer la fréquence de segmentation. Par exemple, la distance entre les bandes de l'essai réalisé à 60 m/min est de 30 % supérieure à celle de l'essai réalisé à 660 m/min. Alors que, la différence entre les surfaces des profils des deux essais est de 43 % (figure 3.18). Cette différence entre les deux types de mesure n'est pas négligeable en terme de volume de matière par segment. La figure 3.19 permet de constater la diminution du volume par segment, lequel est estimé à partir de la multiplication de la surface du profil par la profondeur de passe.

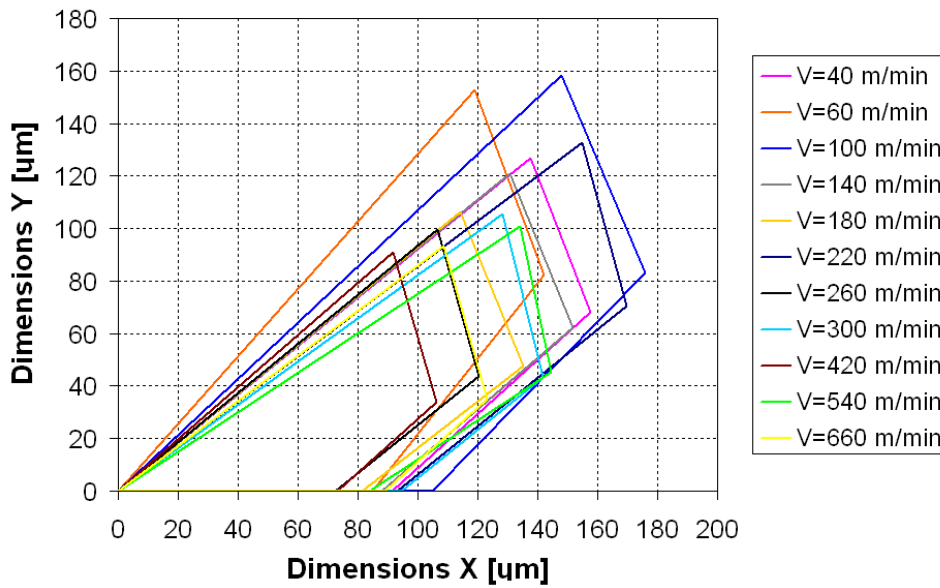


Figure 3.18 : Profils des segments des copeaux dentelés pour les différentes vitesses de coupe

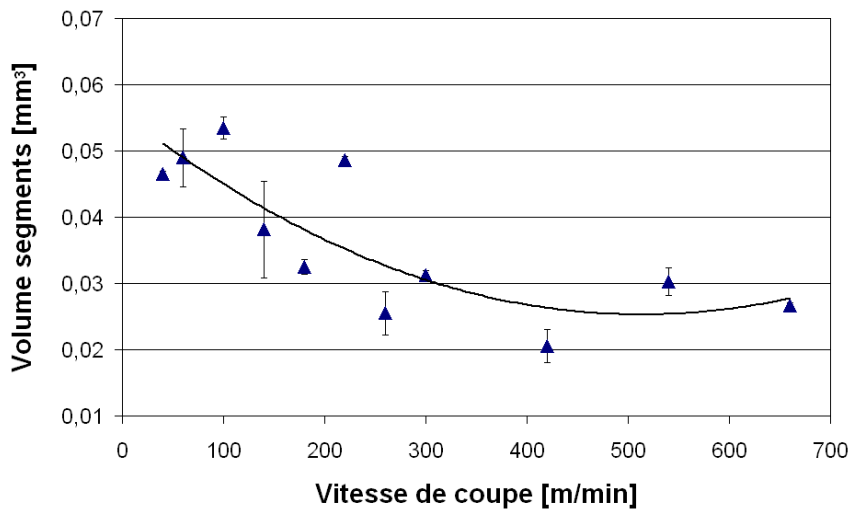


Figure 3.19 : Evolution du volume des segments en fonction de la vitesse de coupe

Une fois le volume des segments mesuré, il est possible d'estimer leur fréquence de d'apparition. Nous avons adopté l'hypothèse sur l'incompressibilité de la matière [2.14, 2.36]. Ceci permet d'établir l'expression en fonction des conditions de coupe :

$$Q = V \cdot h \cdot w = Q_{\text{copeau}} \quad (3.4)$$

où Q et Q_{copeau} représentent le débit de matière avant et après la transformation en copeau. Puisque le volume d'un segment est connu (Vol), il est possible d'estimer sa période de formation et par conséquent d'établir la fréquence de segmentation F_s en utilisant :

$$F_s[\text{Hz}] = \frac{V[\text{mm/s}] \cdot h[\text{mm}] \cdot w[\text{mm}]}{Vol[\text{mm}^3]} \quad (3.5)$$

La figure 3.20 présente l'évolution de la fréquence en fonction de la vitesse de coupe. Les résultats de cette figure sont essentiels. Ils montrent que le deuxième phénomène vibratoire repéré dans l'analyse spectrale des accélérations correspond à la segmentation du copeau. Les valeurs de fréquence obtenues à partir de l'équation 3.5, pour les essais réalisés à 40, 60, 100 m/min, sont marquées sur les diagrammes de Campbell de la figure 3.15 avec une ligne noire. La correspondance entre les deux types de mesure est incontestable. Cette affirmation est confirmée par les résultats des copeaux des essais réalisés à 140, 180 m/min (35692 Hz et 56179 Hz respectivement) qui dépassent le seuil d'analyse de 25 kHz et qui, par conséquent, ne sont pas présents sur les spectres.

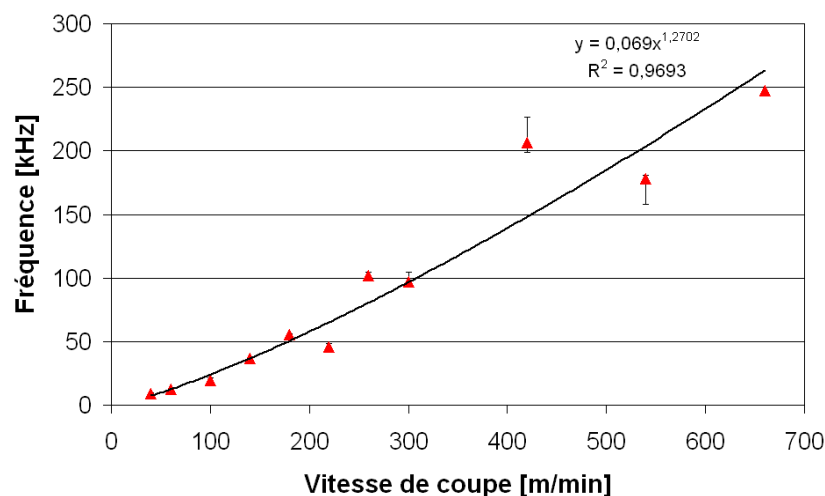


Figure 3.20 : Evolution de la fréquence de segmentation en fonction de la vitesse de coupe

La figure 3.21 présente un diagramme de Campbell avec l'identification des deux phénomènes durant l'usinage.

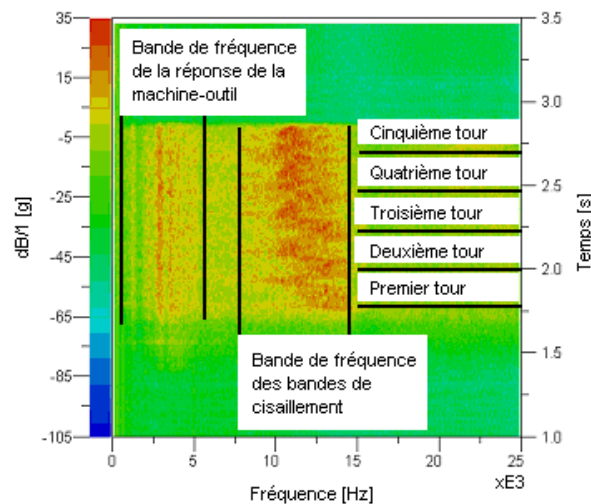


Figure 3.21 : Identification des phénomènes vibratoires durant l'usinage de l'essai réalisé à $V=60$ m/min

La figure 3.20 permet aussi de comparer les résultats avec ceux de Molinari et al. [2.7]. Les différences ne sont pas significatives, l'exposant a une valeur proche de celle de 13/10 trouvée d'après les résultats de Bayoumi et Xie [2.5].

D'après les figures 3.19 et 3.20, on observe que la vitesse de coupe a un double effet sur la fréquence de cisaillement. Premièrement, il y a un effet lié au comportement thermomécanique du matériau coupé. L'augmentation de la vitesse provoque une diminution du volume des segments. Deuxièmement, il existe un effet purement géométrique. L'augmentation du débit incrémente le nombre des segments générés par la coupe par unité de temps.

Le copeau du premier essai réalisé à 20 m/min mérite une analyse spéciale. L'image de la figure 3.22 montre que les conditions de coupe choisies produisent un copeau de transition

entre le copeau continu et le segmenté. Il présente une déformation plastique plus brutale dans la zone primaire (marque jaune), ainsi qu'une annonce de rupture. Ce phénomène est propre au copeau dentelé. Mais, en même temps, on peut supposer que la déformation plastique n'est pas confinée, phénomène observé ici et associé au copeau continu. Il faut noter que dans le copeau continu le mécanisme de formation du copeau est différent ; les bandes de déformation sont si proches qu'elles produisent un copeau totalement déformé, où les fréquences d'apparition de ces bandes sont plus élevées que celle du copeau dentelé. Cette transition correspond à celle déjà remarquée dans la littérature [2.6, 2.12, 2.15, 2.19].

La transition du comportement repérée dans la littérature implique un changement d'un copeau apériodique vers un copeau périodique vis à vis de la vitesse de coupe. Ce constat doit être pondéré par nos résultats de l'analyse spectrale. En effet, à mesure que la vitesse de coupe augmente, notons que la bande de fréquence associée à la segmentation s'élargit (figure 3.15). La fréquence de segmentation est moins homogène. Ce phénomène peut être expliqué au moyen de l'équation 3.5. La différence entre la fréquence de segmentation moyenne $\overline{F_s}$ et celle d'un segment i est donnée par :

$$\Delta F = \overline{F_s} - F_{s_i} = \frac{V \cdot h \cdot w \cdot (\overline{Vol} - Vol_i)}{\overline{Vol} \cdot Vol_i} \quad (3.5)$$

où il est constaté que la vitesse de coupe est un facteur multiplicateur de la variation de la fréquence. En conclusion, même si le copeau est plus homogène à mesure que la vitesse augmente, les fréquences d'excitation liées à la segmentation sont plus hétérogènes. Ceci implique également un accroissement de l'incertitude des positions verticales des points de la figure 3.20 lorsque la vitesse de coupe augmente.

Par ailleurs, le copeau de la figure 3.22 montre un effet géométrique qui rassemble les segments non achevés par paires (marques vertes). La fréquence d'apparition moyenne de ces regroupements est estimée proche des modes de la machine-outil (figure 3.15a), ce qui explique le phénomène de résonance de cet essai. Il est possible de visualiser cet arrangement de plusieurs segments dans un bloc également sur le profil du copeau numérisé par Davies [2.15] (figure 2.16).

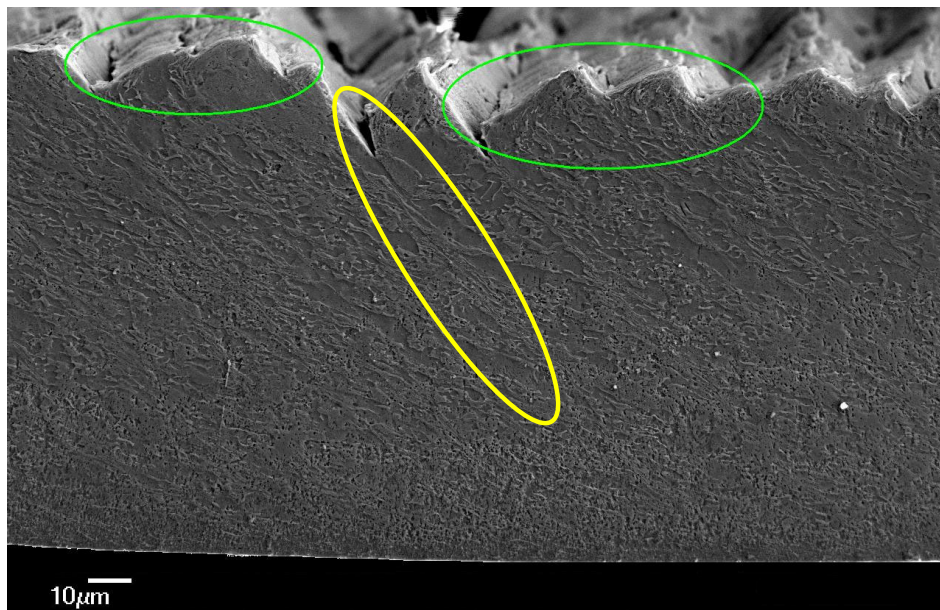


Figure 3.22 : Image du copeau de l'essai réalisé à $V=20$ m/min, $h=0.12$ mm/tour et $w=5$ mm [LETAM]

3.3.5. Topographie des surfaces usinées

Un exemple des surfaces analysées est présenté sur la figure 3.23. La méthode d'analyse est celle énoncée dans le paragraphe 3.2.4. Elle nous a permis d'établir la fréquence des traces laissées durant le broutage. La figure 3.24 montre la reconstruction digitale en trois dimensions de la surface de l'essai réalisé à 20 m/min, ainsi que son spectre topographique. La fréquence spatiale (valeur de X) sur la figure 3.24b, correspond au nombre de pics par mm. Celle-ci est multipliée par la vitesse de coupe dans le but d'obtenir la fréquence des traces.

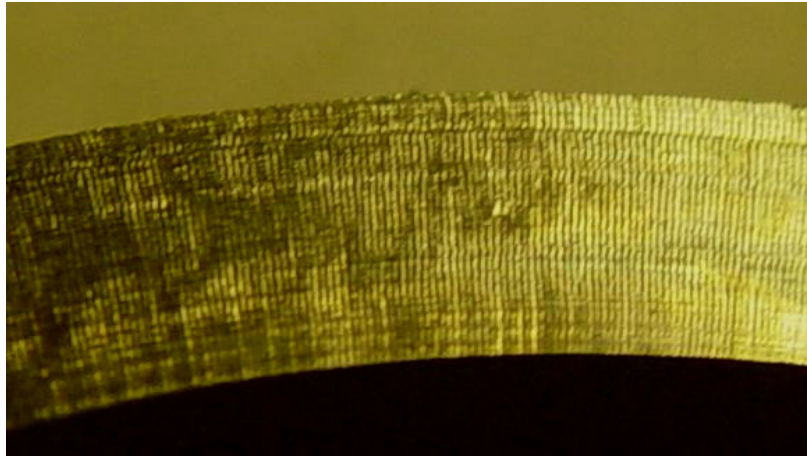
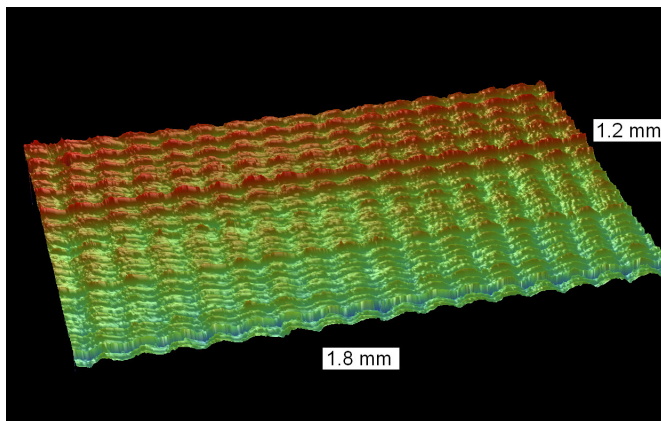
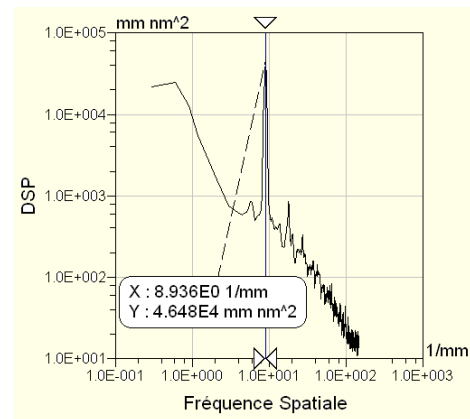


Figure 3.23 : Un exemple de surfaces usinées et reconstruites numériquement par la méthode d'interférométrie



(a)



(b)

Figure 3.24 : Reconstruction digitale de la surface de l'essai réalisé à $V=20$ m/min, $h=0.12$ mm/tour et $w=5$ mm, (a) Image en trois dimensions, (b) Densité spectrale de puissance (DSP)

La fréquence des traces principales est comparée avec la fréquence trouvée à partir des mesures des copeaux segmentés sur la figure 3.25. Une bonne correspondance est observable jusqu'à 180 m/min. Ceci éclaire l'origine du deuxième phénomène repéré dans les essais de coupe oblique (paragraphe 3.2.4.) Les différences entre les deux types de mesure sur les vitesses de coupe plus élevées sont attribuées à l'élargissement de la bande de fréquence avec l'augmentation de la vitesse. Les essais réalisés aux vitesses supérieures (420, 540 et 660 m/min), ne sont pas indiqués ici. Les traces des surfaces n'ont pas présenté de périodicité.

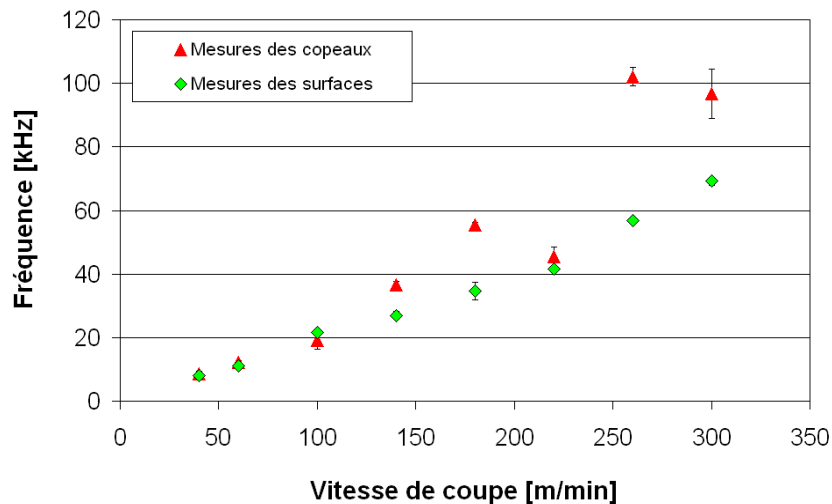


Figure 3.25 : Comparaison entre la fréquence de segmentation des copeaux et la fréquence des traces des surfaces

3.3.6. Composantes constantes de l'effort de coupe

Nous avons analysé les parties statiques ou constantes des efforts de coupe. Cette partie est estimée à partir des spectres des mesures d'effort. D'abord, les efforts sont mesurés dans le domaine temporel. La figure 3.26a montre les mesures des efforts tangentiel et axial de l'essai réalisé à une vitesse de coupe de 60 m/min. Ensuite, le spectre des mesures est calculé et les composants dynamiques sont éliminés. L'évolution de l'effort durant le temps d'usinage est donc donné par la transformée rapide de Fourier évaluée à la composante en fréquence nulle. La figure 3.26b présente les composantes constantes du même essai à 60 m/min.

Les figures 3.27 et 3.28 présentent l'évolution des composantes constantes des efforts tangentielle et axiale respectivement des douze essais, en fonction de la vitesse de coupe, ainsi que l'évolution durant les cinq tours d'usinage. Les efforts de coupe dans la direction tangentielle présentent une diminution à mesure que la vitesse de coupe augmente, ce qui coïncide avec les résultats de Barry et al. [2.6] et Molinari et al. [2.7]. Ces efforts ne présentent pas une évolution significative durant les cinq tours. A l'inverse, les efforts dans la direction

axiale présentent une évolution marquée durant les cinq tours, spécialement dans les trois derniers essais (420, 540 et 660 m/min). Nous attribuons ceci à l'usure prématurée de l'outil. Nous expliquons le comportement atypique des efforts axiaux à basses vitesses de coupe (20 – 60 m/min) par la variation du mécanisme de formation du copeau dans cette plage.

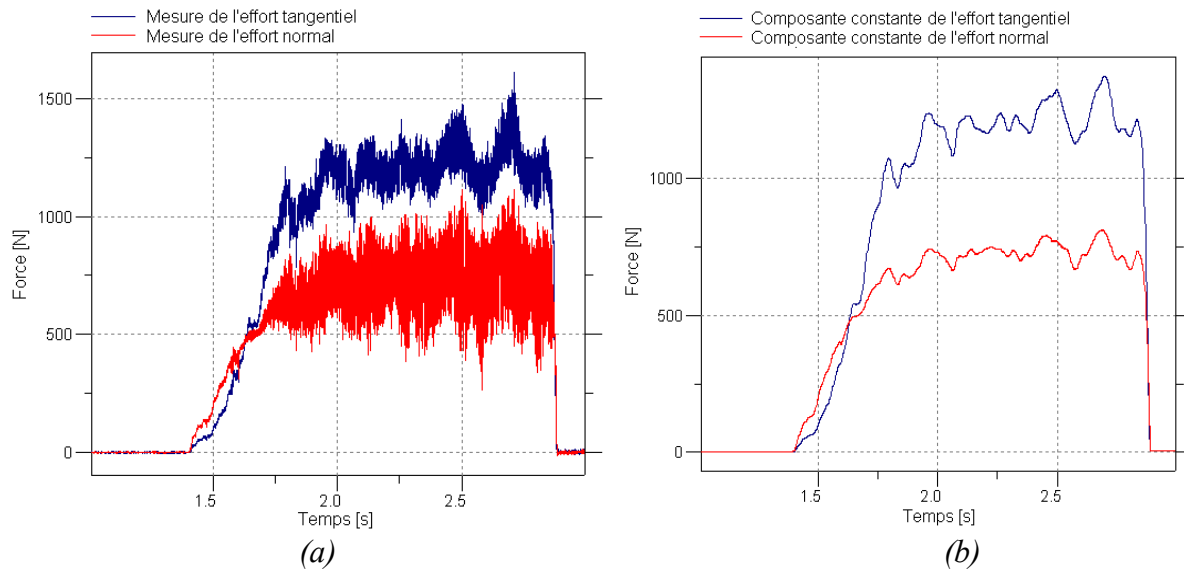


Figure 3.26 : Mesure des efforts de coupe de l'essai réalisé à $V=60$ m/min, $h=0.12$ mm/tour et $w=5$ mm, (a) Mesures du dynamomètre, (b) Composantes constantes

Les efforts de coupe dynamiques ont été également analysés pour les essais où la fréquence de segmentation ne dépassait pas la fréquence d'analyse (25 kHz). A l'exception de l'essai réalisé à une vitesse de coupe de 20 m/min (paragraphe 1.4.3.4.), la méthode de correction des mesures d'effort n'a pas pu être appliquée. Les FRF n'étaient pas assez performantes à hautes fréquences. Par ailleurs, les amplitudes trouvées à la fréquence de segmentation étaient trop faibles.

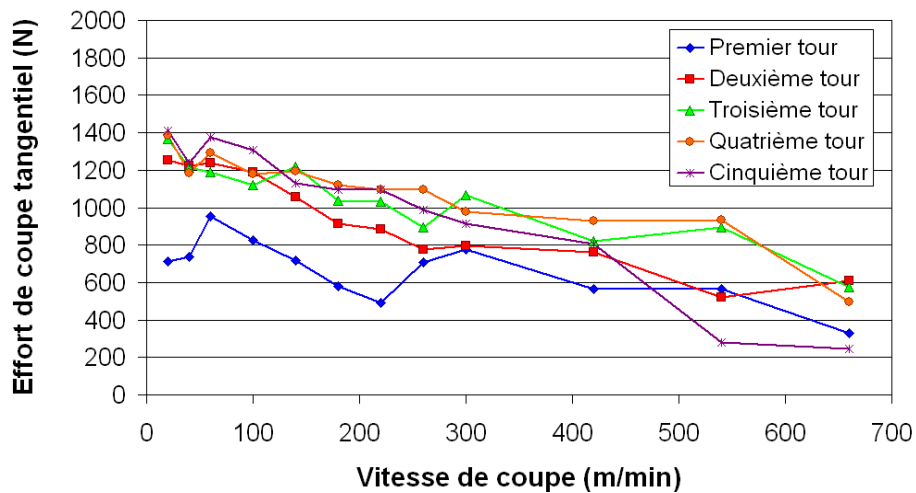


Figure 3.27 : Evolution de l'effort tangentiel en fonction de la vitesse de coupe et du tour d'usinage

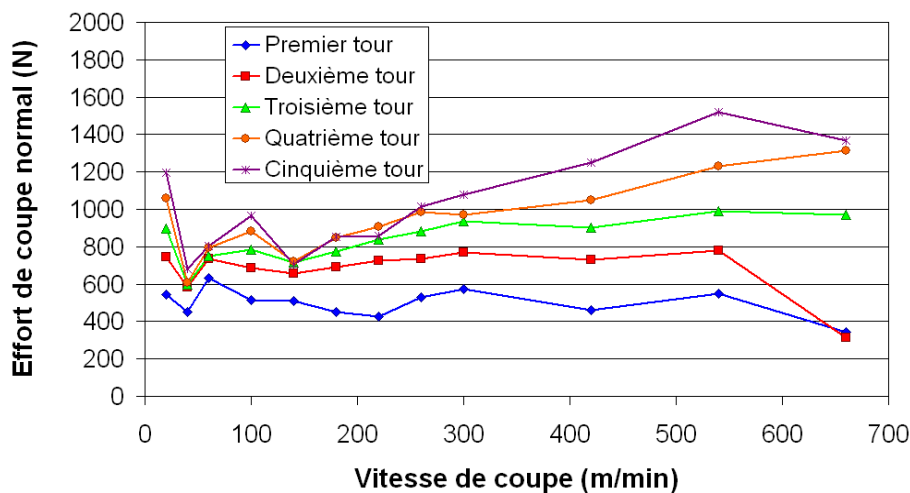


Figure 3.28 : Evolution de l'effort normal en fonction de la vitesse de coupe et du tour d'usinage

3.4. Plan d'expériences d'usinage

La troisième campagne d'essais correspond à un plan d'expériences fractionnel de Taguchi [3.3]. Le but de cette campagne a été d'évaluer l'influence des conditions de coupe sur le comportement vibratoire de la coupe. La méthode de Taguchi utilise une analyse linéaire, elle permet d'estimer la tendance des paramètres mesurés en fonction de plusieurs variables avec un nombre réduit d'essais. Le plan d'expériences est résumé dans Castro et al. [3.4].

Le plan d'expériences utilisé est du type L_8 . Il comporte huit essais de coupe orthogonale durant cinq tours. La configuration de tournage et les caractéristiques des éprouvettes sont celles employées pour la série du paragraphe 3.3. Les variables contrôlées durant les essais d'usinage sont la sortie de l'outil, le type de plaquette, l'avance et la vitesse de coupe. Nous avons mesuré et analysé les accélérations et les composantes constantes des efforts de coupe dans les directions tangentielle et axiale et la topographie de la surface de la pièce.

Le dispositif expérimental utilisé pour cette campagne a été quasiment identique à celui présenté dans le paragraphe 3.3.1. Ici, nous avons changé pour certains essais les propriétés structurales de la machine-outil et le type de plaquette, puisque ces deux paramètres font partie des facteurs variables du plan d'expériences. Le but essentiel de la variation du type de plaquette est d'examiner l'influence de l'angle de coupe.

3.4.1. Méthode Taguchi

Le plan d'expériences choisi (du type L_8) permet d'évaluer quatre facteurs, chacun à deux niveaux et trois interactions avec huit essais d'usinage. Le tableau 3.7 et la figure 3.29 définissent le modèle de Taguchi L_8 choisi. Sur le graphe de cette figure, les cercles représentent les facteurs et les lignes des interactions. Le symbole du facteur 1 identifie son groupe, celui-ci diffère des autres facteurs puisqu'il est plus difficile à faire varier. C'est pourquoi, nous ne le modifions qu'une seule fois durant les essais. Nous n'avons pas estimé les interactions afin de diminuer les degrés de liberté du modèle et ainsi augmenter la fiabilité statistique du modèle. Celle-ci a été évaluée selon la loi F du test de SNEDECOR. La valeur exprimée en pourcentage estime la probabilité que les effets soient effectivement liés aux facteurs étudiés et non à la variabilité du système.

Tableau 3.7 : Définition du modèle Taguchi L_8

Facteurs	A = Sortie de l'outil	B = Vitesse de coupe	C = Avance	D = Plaquette
Niveaux	2	2	2	2

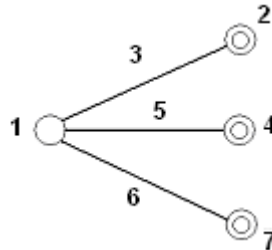


Figure 3.29 : Graphe linéaire du modèle de Taguchi utilisé

Le tableau 3.8 présente les facteurs et leurs niveaux respectifs ; les valeurs choisies limitent la zone de validité des résultats. Le tableau 3.9 montre la table orthogonale Taguchi L_8 ajustée à nos essais, celle-ci établit les niveaux des quatre facteurs pour les huit essais d'usinage. Une fois les huit essais réalisés, les mesures des paramètres sont utilisées pour le calcul des effets et des interactions des facteurs variables [3.3].

Tableau 3.8 : Facteurs et niveaux du plan d'expériences

Facteurs Constants	Niveau	
Type de tournage	Chariotage orthogonal	
Matériau de la pièce	Ti-6Al-4V	
Profondeur de passe	5 mm	
Diamètre de la pièce	80 mm	
Revêtement de la plaquette	Diamant polycrystalline	
Longueur usinée	Cinq tours	
Facteurs Variables	Niveau 1	Niveau 2
A-Sortie de l'outil	Longue (35mm)	Courte (5mm)
B-Type de plaquette	Plane (TCMW 16T3 04)	Modèle spécial (TCGX 16T3 04)
C-Avance	0.15 mm/tour	0.20 mm/tour
D-Vitesse de coupe	80 m/min	300 m/min

Tableau 3.9 : Table orthogonale Taguchi L_8 ajustée

Essai	Facteurs et interactions						
	A	B	C	D	AB	AC	AD
1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	2	2	1	2	2
3	1	2	1	2	2	1	2
4	1	2	2	1	2	2	1
5	2	1	1	2	2	2	1
6	2	1	2	1	2	1	2
7	2	2	1	1	1	2	2
8	2	2	2	2	1	1	1

Sur la représentation graphique des résultats de la méthode Taguchi, l'accentuation de la pente indique l'influence d'un effet par rapport aux autres. Une pente positive indique que le deuxième niveau du facteur intensifie le paramètre mesuré et vice-versa.

3.4.2. FRF expérimentale de la dynamique de la structure

Nous avons suivi la démarche décrite dans le paragraphe 3.2.2. pour obtenir la FRF. La réponse dynamique de la machine-outil a été évaluée pour les deux configurations structurelles définies par le facteur variable A (sortie de l'outil, figure 3.30).

La figure 3.31a présente le module de la composante tangentielle de la FRF pour les deux configurations structurelles. Il est possible d'apprécier que la variation du facteur A change de manière significative la réponse de l'ensemble machine-outil. La figure 3.31b montre les cohérences, lesquelles vérifient que la démarche expérimentale réalisée pour obtenir les FRF est assez performante pour cette application.

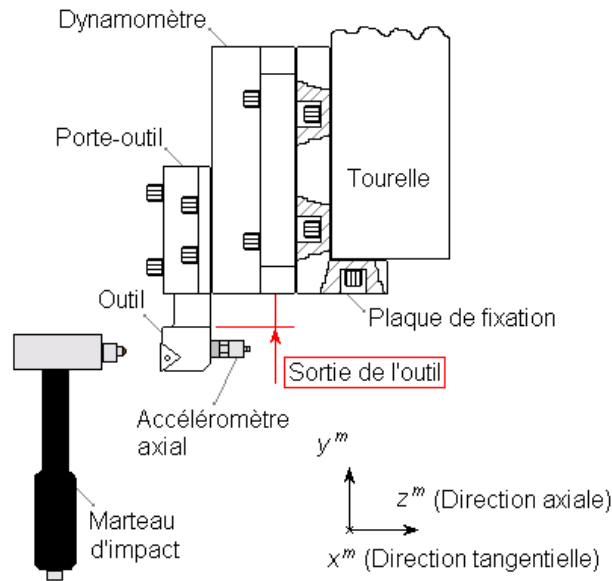


Figure 3.30 : Schéma du dispositif expérimental utilisé durant l'obtention de la FRF

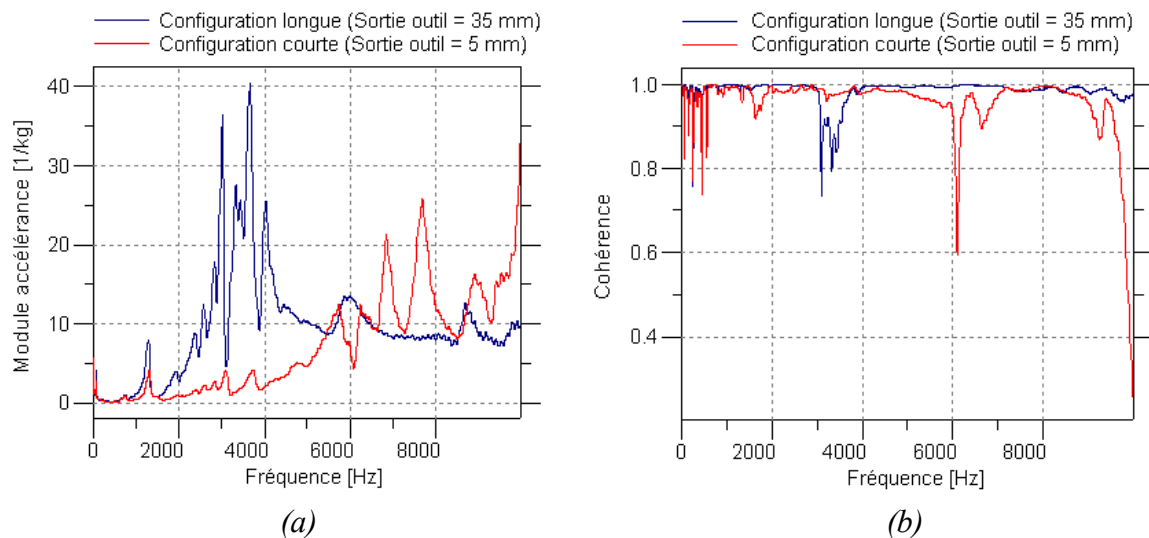
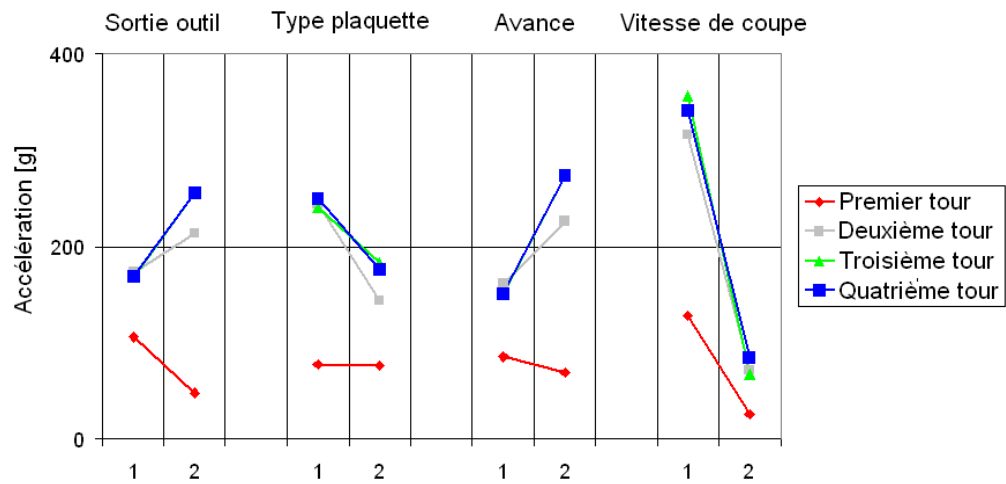


Figure 3.31: FRF des deux configurations structurales de l'ensemble machine-outil (a) Modules de l'accélération tangentielle, (b) Cohérences des FRF

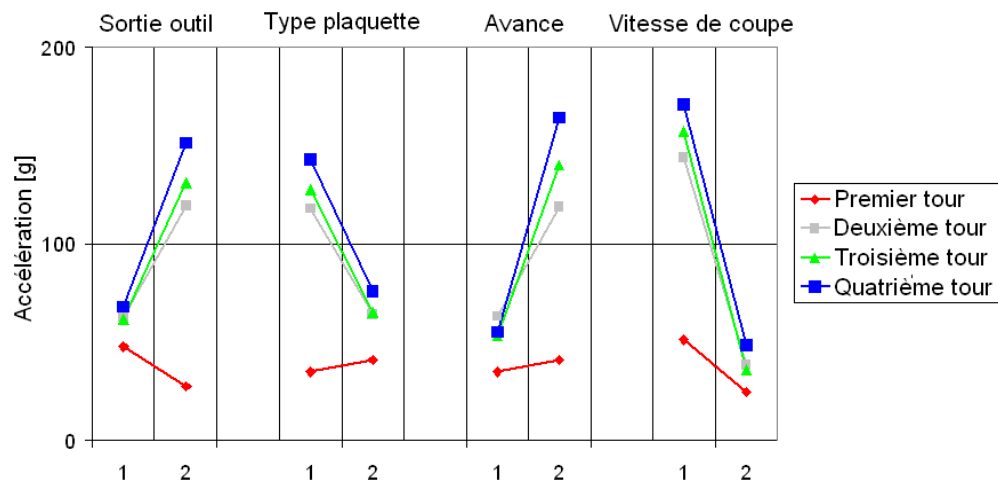
3.4.3. Mesures d'accélération de l'outil

Les procédures de mesure et d'analyse des accélérations de l'outil ont été identiques à celles exposées dans le paragraphe 3.3.3. La grandeur d'accélération prise en compte correspond à la valeur maximale de chaque tour. La figure 3.32 présente les effets des quatre facteurs (la sortie de l'outil, le type de plaquette, l'avance et la vitesse de coupe) sur

l'accélération pour les quatre premiers tours. Le facteur prédominant est la vitesse de coupe, avec une probabilité de 82 % pour l'accélération tangentielle et de 58 % pour l'accélération axiale. A mesure que la vitesse augmente, l'amplitude des accélérations diminue dans les deux directions. Une fois que l'outil parvient à son engagement nominal (avance) à la fin du premier tour, il n'y a plus d'évolution durant les tours suivants.



(a)



(b)

Figure 3.32 : Evolution des effets des facteurs sur les accélérations durant quatre tours, (a) Accélération tangentielle, (b) Accélération axiale

La figure 3.33 présente les spectres de l'accélération tangentielle pour les huit essais. Les spectres sont distribués en fonction de la sortie de l'outil (facteur A). Les figures 3.33a et 3.33b réunissent les spectres de la configuration souple (sortie de l'outil longue correspondante au niveau 1) et de la configuration rigide (sortie de l'outil courte correspondante au niveau 2) respectivement. Il est possible d'observer l'influence importante de ce facteur sur les fréquences de vibration de l'outil. Sur le spectre de la configuration souple dans la bande entre 0 et 4000 Hz, nous retrouvons les trois modes principaux de sa FRF respective (trait bleu sur la figure 3.31a). Dans le cadre de la configuration rigide dans la même bande de fréquence, il n'y a pas de phénomènes vibratoires significatifs, les vibrations attribuées à la structure sont décalées vers la bande de fréquence entre 5000 et 9000 Hz, laquelle coïncide avec la réponse structurelle établie dans la FRF respective (trait rouge sur la figure 3.31a).

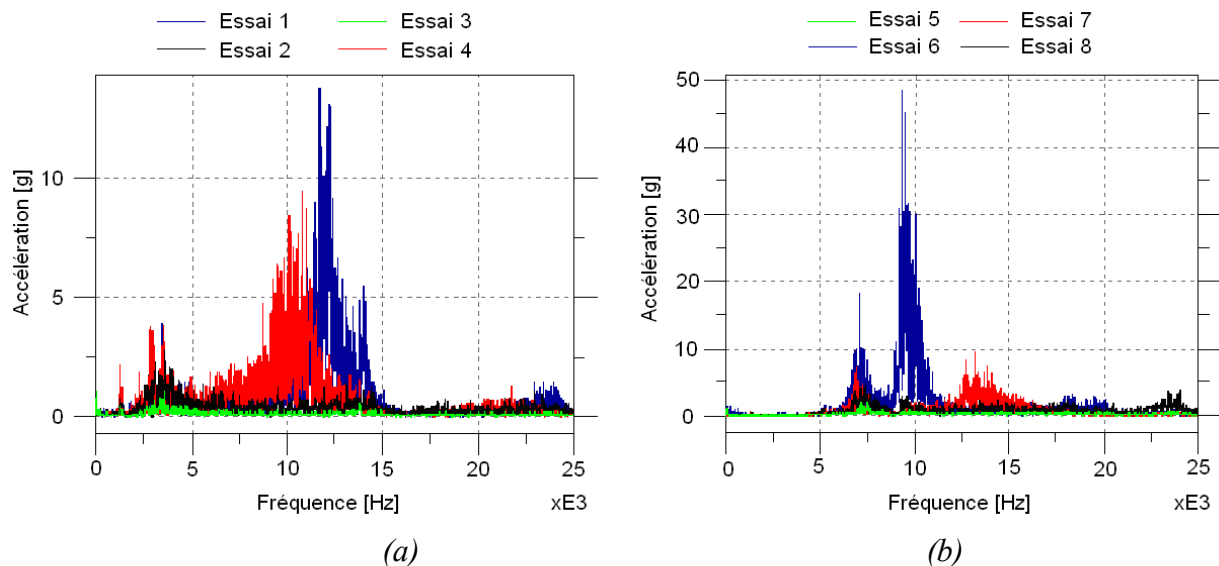


Figure 3.33 : Spectres de l'accélération tangentielle pour les huit essais, distribués en fonction de la sortie de l'outil, (a) Configuration souple (longue), (b) Configuration rigide (courte)

Par ailleurs, la figure 3.33 montre les vibrations associées à la segmentation du copeau pour les essais effectués à 80 m/min (1, 4, 6 et 7) vers 12 kHz. Par contre, comme nous

l'avons énoncé dans le paragraphe 3.3.3.1., pour les essais réalisés à 300 m/min (2, 3, 5 et 8), la fréquence de segmentation dépasse la bande d'analyse de 25 kHz. L'amplitude accentuée du spectre de l'essai 6 (trait bleu sur la figure 3.33b) provient d'un phénomène de résonance. Dans ce cas, nous avons une probable superposition en fréquence entre la bande d'excitation produite par la segmentation et la réponse de la machine (trait rouge sur la figure 3.31a).

Les spectres de l'accélération permettent aussi d'identifier l'influence de l'avance sur la fréquence de segmentation. La comparaison entre le couple des essais 4 et 6 et celui des essais 1 et 7, montre que les essais réalisés avec une avance supérieure présentent une fréquence de segmentation plus basse. La même tendance a été repérée par Poulachon et al. [2.18].

3.4.4. Résultats de l'analyse topographique

La démarche de mesure et d'analyse des surfaces a été la même que celle utilisée pour la série d'essais du paragraphe (3.3.5.). La figure 3.34 présente les effets des facteurs sur la fréquence principale mesurée sur les surfaces, laquelle est une image de la fréquence de segmentation, comme nous l'avons constaté dans l'analyse de la série.

La figure 3.34a montre que l'avance est le facteur qui a le plus d'influence sur la distance entre les traces laissées sur la pièce, avec une probabilité de 85 %. L'augmentation de l'avance produit une diminution du nombre de pics par unité de longueur (fréquence dans le domaine spatial). D'ailleurs, il est possible de constater le double effet de la vitesse de coupe sur la fréquence de segmentation. Dans le domaine spatial, l'effet est moins prononcé que celui de l'avance. Cependant, dans le domaine temporel (figure 3.34b), la fréquence est complètement contrôlée par la vitesse de coupe, avec une probabilité de 95 %.

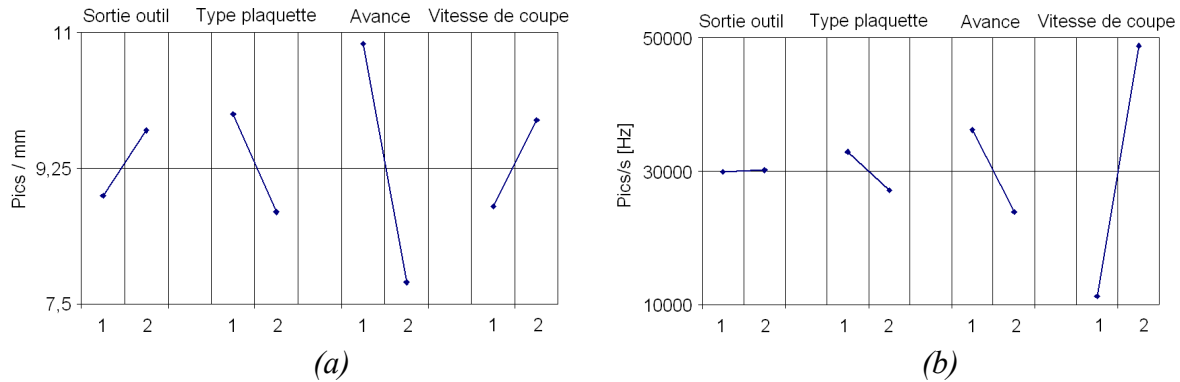


Figure 3.34 : Effets des facteurs sur la fréquence des traces des surfaces usinées, (a) Domaine spatial, (b) Domaine fréquentiel

Il faut remarquer que les fréquences obtenues à partir des mesures des surfaces (tableau 3.10) des essais réalisés à basse vitesse (1, 4, 6 et 7) sont proches de 12 kHz. Pour les essais effectués à vitesse élevée (2, 3, 5 et 8), la fréquence oscille plutôt autour de 50 kHz. Ces résultats concordent avec ceux des spectres de l'accélération.

Tableau 3.10 : Fréquences de segmentation obtenues à partir des mesures des surfaces

Essai	1	2	3	4	5	6	7	8
Avance [mm/tour]	0.15	0.20	0.15	0.20	0.15	0.20	0.15	0.20
Vitesse de coupe [m/min]	80	300	300	80	300	80	80	300
Fréquence [Hz]	11597	44680	53600	9929	65550	9929	13907	31280

3.4.5. Composantes constantes de l'effort de coupe

Les procédures de mesure et d'analyse des composantes constantes des efforts de coupe ont été les mêmes que celles exposées dans le paragraphe 3.3.6. La figure 3.35 montre que les efforts de coupe présentent une évolution après le premier tour. Ces derniers sont affectés par la vitesse de coupe, l'avance et le type de plaquette.

L'effet de la vitesse de coupe sur les efforts dans la direction tangentielle est représenté avec une pente négative et une pente positive pour la direction axiale. Ceci coïncide avec les résultats du paragraphe 3.3.6 et aussi avec les travaux sur le titane précédemment cités [2.6, 2.7]. Par ailleurs, l'avance a une influence importante sur les efforts de coupe dans la direction tangentielle, avec une probabilité de 67 % pour la plage étudiée. Enfin, il faut remarquer l'effet de la géométrie de l'outil sur les efforts dans la direction axiale, avec une probabilité de 82 % à la fin du deuxième tour.

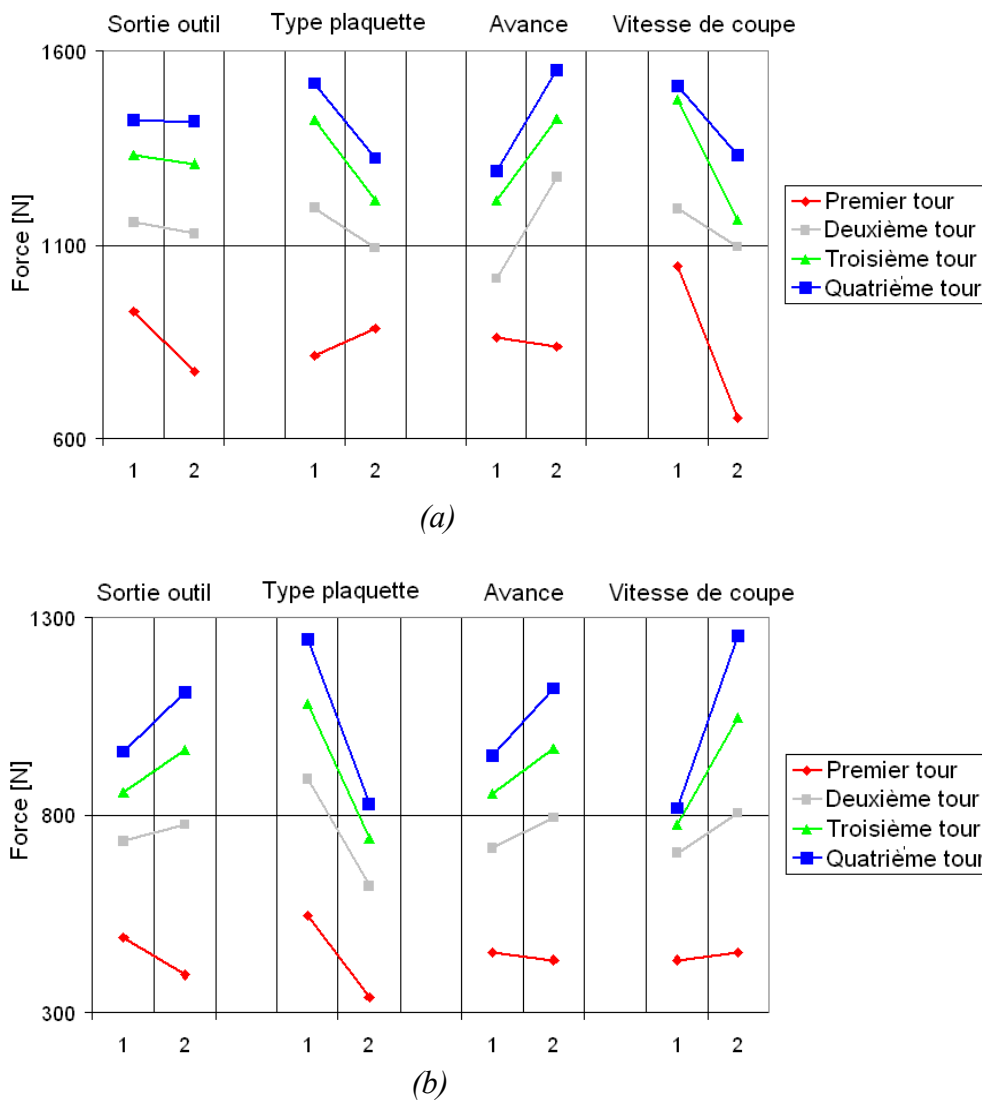


Figure 3.35 : Evolution des effets des facteurs sur les efforts de coupe durant quatre tours, (a) Effort de coupe tangentiel, (b) Effort de coupe axial

3.5 Conclusions

La campagne d'essais de coupe oblique a montré l'existence de deux phénomènes vibratoires significatifs. Le premier est lié à la réponse dynamique de la machine-outil. Il a été identifié au moyen des spectres d'accélération. La fréquence d'apparition de ce phénomène est légèrement décalée par rapport au mode prédominant de la structure, comme le suggère la théorie du broutage régénératif. Le second phénomène est lié au processus de coupe. Il est sans explication définie dans cette phase de l'étude. Il a été constaté grâce à l'analyse topographique.

Les limitations de mesure de la campagne d'essais de coupe oblique nous ont poussé à changer de démarche expérimentale. La configuration est passée à la coupe orthogonale afin de simplifier l'analyse et d'obtenir une surface usinée plane exploitable par la méthode d'interférométrie. De plus, nous avons augmenté la fréquence d'échantillonnage dans le but de saisir le phénomène présent à haute fréquence.

L'association des études de l'analyse spectrale des accélérations et de la morphologie du copeau, réalisées durant la série d'essais en fonction de la vitesse de coupe, ont permis d'identifier l'origine du phénomène vibratoire attribué à la segmentation du copeau. Ce phénomène joue un rôle dans l'excitation de la machine-outil. Ceci répond à l'incertitude soulignée par Komanduri [2.3] et Moon [2.21] et qui confirme l'hypothèse proposée par Cook [2.36]. Il est possible également d'affirmer que la fréquence de segmentation n'est pas aléatoire.

La diminution de la vitesse de coupe fait également diminuer la fréquence de segmentation du copeau dentelé : il est possible de trouver de basses fréquences de segmentation, comme

l'ont signalé Dilma et Lister [2.32] et Mabrouki et Rigal [2.36]. Ceci peut occasionner une superposition entre la bande de fréquence des modes propres de la machine-outil et la fréquence de segmentation et ainsi donner lieu à un phénomène de résonance. En conclusion, il existe la possibilité d'engendrer une coupe instable à partir de la segmentation du copeau. Le comportement de l'essai réalisé à une vitesse de coupe de 20 m/min confirme cette affirmation.

Dans la série d'essais, nous avons constaté que l'augmentation de la vitesse de coupe accroît la périodicité dans le domaine spatial. Cependant, la vitesse de coupe a un facteur multiplicateur dans le domaine temporel, qui se traduit par une dispersion des fréquences de segmentation. Ceci peut conduire à une conclusion incorrecte en attribuant à la segmentation une nature aléatoire.

La méthode proposée pour l'obtention de la fréquence de segmentation à partir de la morphologie du copeau a montré des résultats satisfaisants. Cette méthode est une option intéressante qui permet de franchir deux problèmes expérimentaux. D'abord, elle n'exige pas la récupération intégrale du copeau, difficulté citée par Molinari et al. [2.7]. De plus, la méthode utilise le copeau déformé après l'usinage, elle ne nécessite pas de connaître l'angle de cisaillement.

La faible sensibilité des spectres par rapport à la variation des conditions de coupe, trouvée sur plusieurs études [2.28-2.30, 2.32, 2.35], est liée à une trop basse fréquence d'analyse. Dans ces travaux, les auteurs arrivent à identifier le comportement de la machine, mais les vibrations causées par la segmentation dépassent généralement leur bande d'analyse.

Le plan d'expériences a confirmé l'influence du comportement de la machine sur les spectres de l'accélération et de la segmentation du copeau à basse vitesse. Il faut noter que les fréquences associées à la réponse de la machine-outil dans nos trois campagnes d'essais sont d'un ordre supérieur à celles soulignées par Minis et Berger [2.28].

Les résultats de la série d'essais et du plan d'expériences nous ont permis de constater les effets de la vitesse de coupe sur la fréquence de segmentation du copeau dentelé, dans les domaines temporel et spatial. Cette fréquence de segmentation augmente en même temps que la vitesse de coupe. L'avance a aussi un effet important sur la fréquence dans le domaine spatial, ce qui concorde avec les résultats présentés par Poulachon et al. [2.18].

Les mesures des composantes constantes des efforts de coupe et de la morphologie du copeau ont montré que les résultats des essais réalisés coïncident avec ceux des travaux expérimentaux trouvés dans la littérature sur les alliages de titane [2.3-2.7].

Références

[3.1] Devillez, A., Lesko S., Mozer, W., Cutting tool crater measurement with light interferometry, *Wear* 256 (2004) 56-65.

[3.2] L. Castro, P. Viéville, P. Lipinski, Influence of the coupling between the structural behavior and the repeated shear bands appearance on the turning quality, *International Journal of Machining and Machinability of Materials* (In press).

[3.3] Pillet, M., Introduction aux plans d'expériences par la méthode Taguchi, Les Editions d'Organisation Université, Paris (1992).

[3.4] L. Castro, P. Viéville, P. Lipinski, Experimental observations about the influence of the cutting conditions in high speed machining of Ti-6Al-4V Titanium alloy, *J. Phys. IV France* 134 (2006) 1273–1278.

Chapitre 4

MODELISATION DE LA DYNAMIQUE DE L'OUTIL EN USINAGE

La modélisation de la dynamique de l'outil durant l'usinage contribue à l'éclaircissement de la physique du processus de coupe. Cette physique permet d'étudier des aspects de l'usinage comme l'usure de l'outil, la rugosité des pièces et la conservation des tolérances. L'objectif final du modèle proposé est de prévoir l'évolution des paramètres physiques en fonction des conditions de coupe, des propriétés du matériau et des propriétés dynamiques de l'ensemble machine-outil. Le modèle a également pour but d'évaluer l'influence et l'interaction des différentes variables.

Le modèle proposé et présenté dans ce chapitre est du type semi-analytique. Il prédit les fréquences et les amplitudes des vibrations de l'outil en coupe orthogonale, ainsi que l'effort de coupe. Le comportement dynamique de l'outil est estimé en fonction des excitations générées par la segmentation du copeau et de la réponse structurale de la machine. La démarche a été réalisée dans la direction tangentielle (de la coupe). Elle pourra être développée ultérieurement pour le deuxième degré de liberté.

Dans ce chapitre nous allons exposer la conception de ce modèle, l'estimation des valeurs physiques présentes, les résultats des simulations, les conclusions et finalement les perspectives.

4.1. Conception du modèle

L'objectif principal du modèle est d'étudier l'interaction entre les excitations produites par le processus de segmentation du copeau dentelé et le comportement dynamique de la machine-outil. Commençons par la définition des étapes de formation du copeau. Ensuite nous expliquons le modèle stick-slip, dont notre proposition est dérivée. Nous exposerons la relation entre la physique de la coupe et celle du modèle proposé, ainsi que l'algorithme de calcul. Finalement, nous présenterons la relation entre les valeurs des variables du modèle et les paramètres physiques.

4.1.1. Définition du mécanisme de formation du copeau dentelé

Nous utilisons un mécanisme général indépendant des différences entre les théories de la mécanique de la formation du copeau dentelé (chapitre 2). Ce mécanisme est suffisant pour notre application, mais il peut être remplacé pour une analyse plus détaillée. Nous définissons deux étapes principales durant la formation d'un segment de copeau dentelé indépendantes de la direction de propagation et du type du défaut. La première étape se traduit par la charge et l'accumulation d'énergie jusqu'à un seuil et la deuxième étape comprend le déclenchement et la propagation du défaut.

Les schémas de la figure 4.1 présentent la totalité du processus de formation d'un segment de copeau dentelé. Les figures 4.1a et 4.1b représentent l'étape de charge, où la matière non coupée exerce une force de compression sur l'outil. Dans cette phase il n'y a pas d'écoulement du segment en formation ; la vitesse relative entre le segment et la face de coupe de l'outil est pratiquement nulle. De plus, il n'y a pas de déplacement relatif entre la matière non coupée et le segment en formation. La fin de cette première étape est définie par le déclenchement du défaut (figures 4.1c – 4.1d). La deuxième phase comprend la

propagation du défaut et le déplacement relatif entre le coin de la matière non coupée et le segment en formation (figures 4.1e - 4.1f). Ce déplacement pousse le segment, ce qui génère l'écoulement du copeau. Il faut remarquer qu'il existe une force dans la zone primaire qui s'oppose au déplacement relatif entre le coin de la matière non coupée et le segment. Elle peut être liée au frottement ou à la déformation plastique, ce qui dépend du type de défaut. Le frottement de la zone secondaire est couplé à la force de la zone primaire et elle s'oppose également à l'écoulement du copeau.

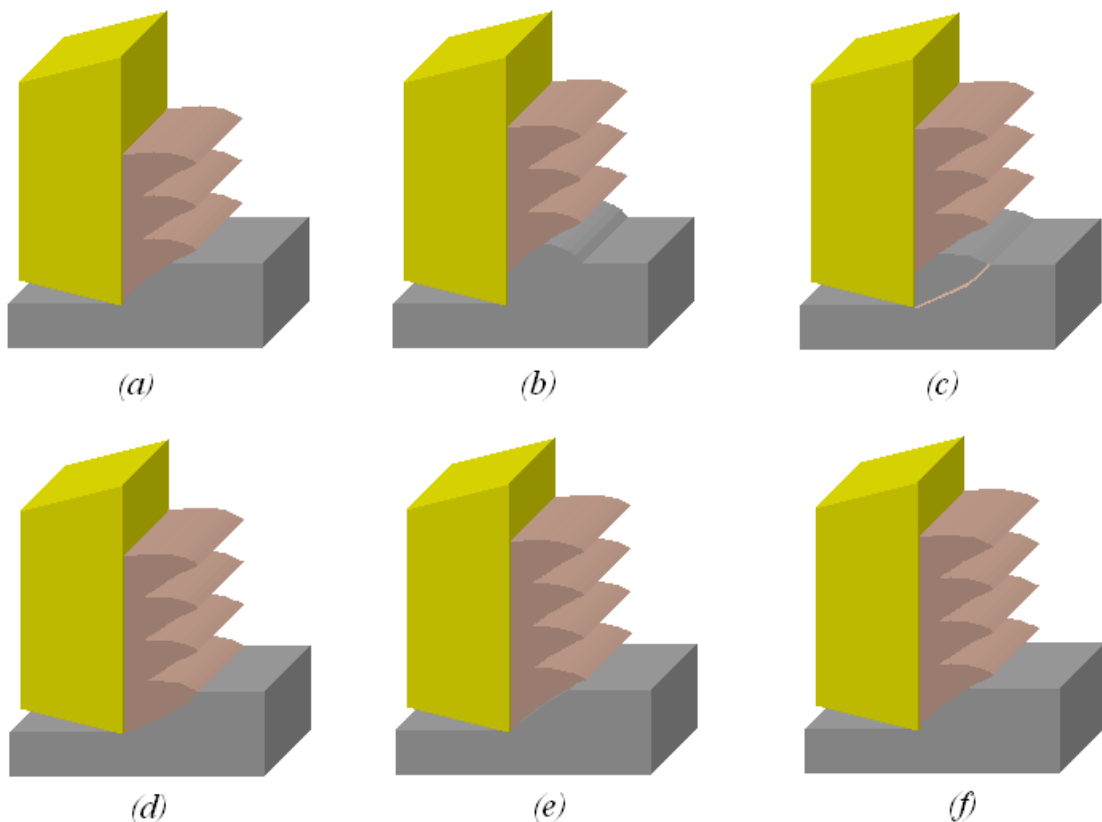


Figure 4.1 : Schéma du processus de la formation du copeau dentelé

Cette variation de la vitesse de l'écoulement entre les deux étapes de formation du copeau, nous a conduit à intégrer un modèle de type Stick-slip dans notre démarche de modélisation.

4.1.2. Modèle Stick-slip

Ce modèle permet d'estimer le comportement dynamique d'une masse qui se déplace de façon intermittente en fonction des coefficients de frottement et des propriétés du système.

Le mécanisme est modélisé par le système illustré sur la figure 4.2, lequel est expliqué par Spinnler [4.1]. Le corps 1 se déplace à vitesse constante v_1 , vers la droite. La masse 2 ne se déplace pas à cause du frottement statique F . Le ressort de raideur k accumule de l'énergie jusqu'au point où l'effort appliqué sur la masse m par le ressort égalise l'effort de frottement statique F . Nous négligeons pour l'instant l'action de l'amortisseur ($c = 0$).

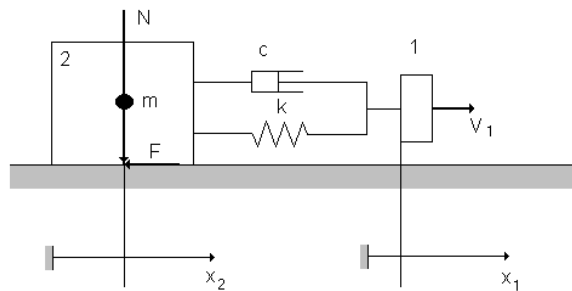


Figure 4.2 : Schéma explicatif du modèle Stick-slip [4.1]

Le ressort est allongé d'une quantité $\Delta x_l = f_0$, alors la force du ressort est $kf_0 = \mu_0 N$ et la masse est soumise à la force de traction du ressort et son accélération est donnée par :

$$N(\mu_0 - \mu_d) = m\ddot{x} \quad (4.1)$$

Ensuite, la masse glisse. L'effort de frottement F change de valeur puisque le coefficient de frottement à ce moment là est cinétique. En conséquence le mouvement de la masse est discontinu, elle glisse et s'arrête successivement.

Si on prend comme origine du temps le moment où la masse se met en mouvement, $t = 0, x = 0$, le déplacement de l'organe moteur I est $x_I = v_1 t$, et la force du ressort :

$$F_R = \mu_0 N + k(v_1 t - x) \quad (4.2)$$

Une fois que la masse bouge, l'équation dynamique s'écrit :

$$\mu_0 N + k(v_1 t - x) - (\text{sgn } \dot{x}) \mu_d N = m \ddot{x} \quad (4.3)$$

Il faut remarquer que le terme $\mu_0 N$ existe puisque le ressort en $t = 0$ est déjà allongé. On obtient :

$$m \ddot{x} + kx = [\mu_0 - (\text{sgn } \dot{x}) \mu_d] N + k v_1 t \quad (4.4)$$

Avec $\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}}$, on trouve

$$\frac{1}{\omega_0^2} \ddot{x} + x = \frac{\mu_0 - (\text{sgn } \dot{x}) \mu_d}{k} N + v_1 t \quad (4.5)$$

Cette équation n'est pas linéaire et dépend du comportement du coefficient de frottement dynamique μ_d . Nous allons supposer que le coefficient de frottement dynamique est constant et de signe opposé à la vitesse (figure 4.3).

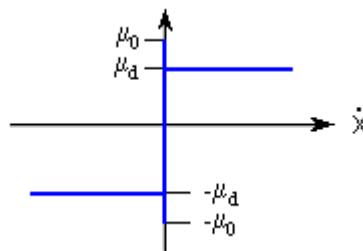


Figure 4.3 : Coefficients de frottement constants [4.1]

Une fois que la masse bouge vers la droite avec une vitesse positive, la solution de l'équation (4.5) est donnée par :

$$x = \frac{\mu_0 - \mu_d}{k} N + v_1 t + A \cos \omega_0 t + B \sin \omega_0 t \quad (4.6)$$

A partir des conditions initiales $x = 0$ et $\dot{x} = 0$ en $t = 0$, on trouve :

$$x = v_1 t + \frac{\mu_0 - \mu_d}{k} N (1 - \cos \omega_0 t) - \frac{v_1}{\omega_0} \sin \omega_0 t \quad (4.7)$$

La vitesse est obtenue par dérivation :

$$\dot{x} = v_1 (1 - \cos \omega_0 t) + \frac{\mu_0 - \mu_d}{k} N \omega_0 \sin \omega_0 t \quad (4.8)$$

La vitesse maximale est atteinte à l'instant :

$$t_1 = \frac{1}{\omega_0} \left[\pi + \arctan \left(- \frac{\mu_0 - \mu_d}{k} N \frac{\omega_0}{v_1} \right) \right] \quad (4.9)$$

Les équations 4.7, 4.8 et 4.9 sont représentées sur la figure 4.4. Il est facile de démontrer que la vitesse s'annule en t_2 . A cet instant il y a deux possibilités : soit le mouvement s'arrête, soit il s'inverse, mais seulement si $F_0 > 3 \mu_d N$ et si le frottement reste dynamique. Dans le cas où le mouvement s'arrête, le ressort va accumuler de l'énergie jusqu'à égaliser F_0 , déclencher le glissement suivant en t_3 et redémarrer le cycle.

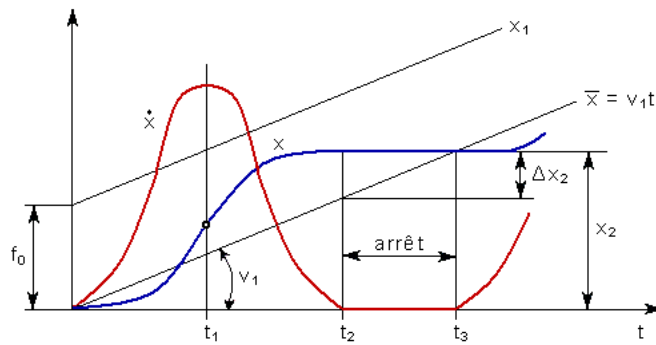


Figure 4.4 : Déplacement et vitesse du modèle Stick-slip avec un coefficient de frottement μ_d constant

4.1.3. Modèle proposé

L'objectif du modèle que nous proposons est d'étudier l'interaction entre les excitations produites par la formation du copeau dentelé et la réponse structurale de la machine-outil. Dans ce but, le processus de segmentation est incorporé au moyen d'un phénomène semblable à celui du Stick-slip. La figure 4.5 présente les paramètres qui ont été pris en compte dans le modèle, ainsi que leurs interactions.

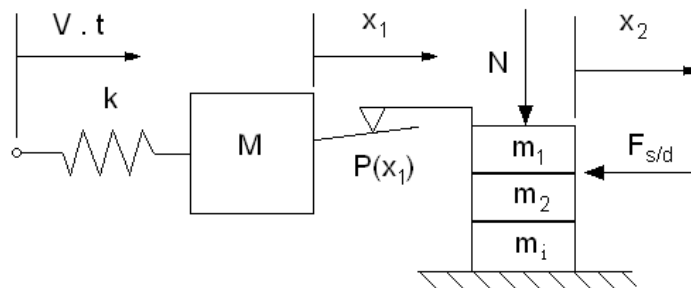


Figure 4.5 : Diagramme du modèle de la dynamique de l'outil et la formation du copeau dentelé

4.1.3.1. Définition des paramètres du modèle

L'équivalence entre les paramètres du modèle et ceux de la physique du processus de la coupe est la suivante :

- La vitesse V correspond à la vitesse de coupe, elle reste constante durant la simulation.

- La raideur du ressort k et la masse M sont données par les valeurs équivalentes du mode de la machine-outil en évaluation. Il faut noter que le modèle possède un seul degré de liberté dans le domaine modal.
- La force normale N , ici appelée force de cohésion est fonction des dimensions du copeau non déformé (h et w), ainsi que de le coefficient spécifique de coupe (k_c) pris du modèle de Merchant [4.2]. Cette force de cohésion est un des paramètres qui définissent le critère de déclenchement du défaut et la force de glissement entre les segments.
- Le coefficient de frottement statique f_s lié à la force de cohésion détermine le seuil d'effort statique F_s de déclenchement du défaut.
- Le coefficient de frottement dynamique f_d lié à la force de cohésion détermine la magnitude de l'effort dynamique F_d , lequel s'oppose au glissement entre les segments une fois que la propagation du défaut a commencé.
- La force P correspond à la force de compression que l'outil exerce sur la matière. Elle est une fonction linéaire de la position de l'outil par rapport à la matière. La pente de cette fonction est donnée par le facteur c , qui dépend des propriétés du matériau.
- Les variables x_i , \dot{x}_i et \ddot{x}_i représentent respectivement, le déplacement, la vitesse et l'accélération de la masse M , dans le repère local qui se déplace à vitesse constante V . L'indice i indique le segment en formation.

- Les masses m_i sont définies par les segments de copeau. Nous pouvons négliger leur influence puisque $M \gg m_i$.

4.1.3.2. Mécanique du modèle

L'équivalence entre la mécanique du modèle semi-analytique d'un degré de liberté et celle de la physique du processus de la coupe est expliquée à partir de la figure 4.6. Cette séquence se répète périodiquement.

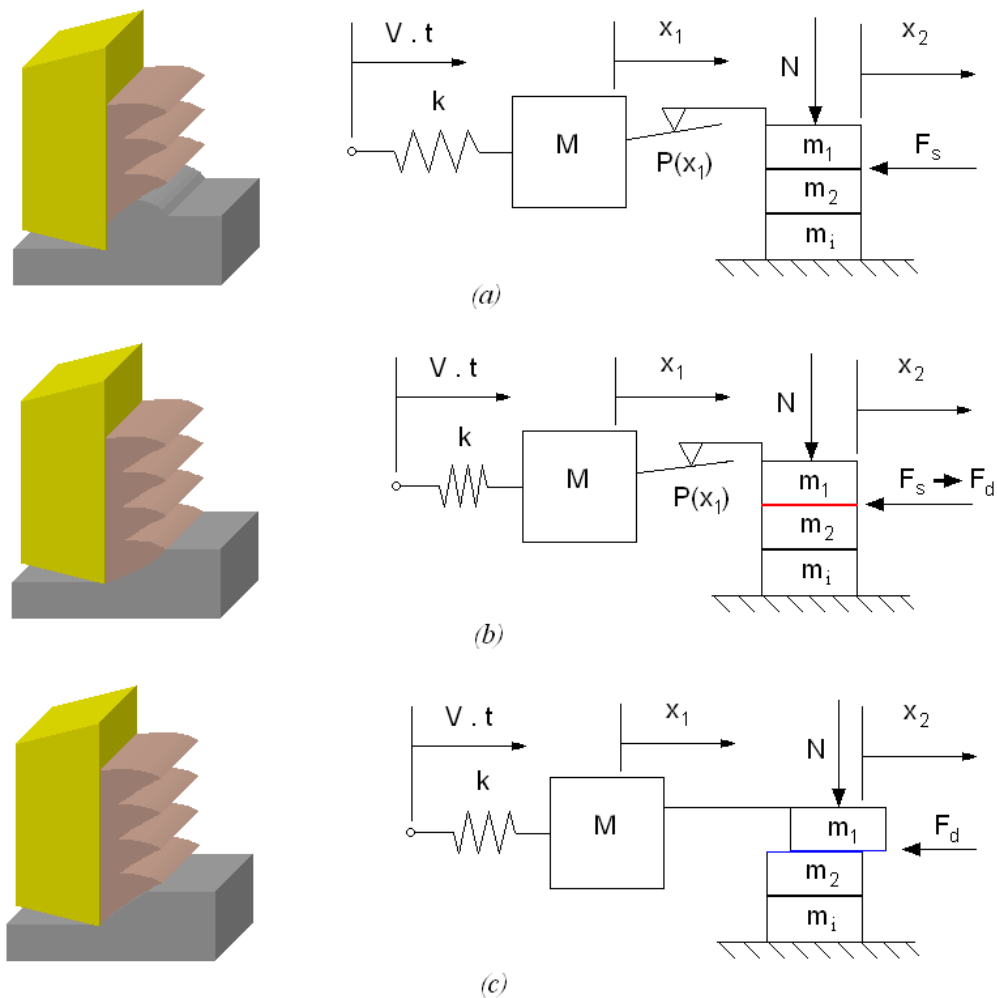


Figure 4.6 : Equivalence entre les phases de la mécanique du modèle et celles de la formation du copeau dentelé (a) Phase statique, (b) Point de transition statique-dynamique, (c) Phase dynamique

▪ **Phase de charge**

Dans notre modèle c'est l'outil qui est animé de la vitesse de coupe constante V , Lorsque l'outil pénètre dans la matière, la compression et la déformation plastique du coin de matière en contact avec l'outil provoquent la compression du ressort k , ainsi qu'une variation de l'accélération de la masse M (figure 4.6a). La force P augmente, puisqu'elle est une fonction linéaire du déplacement x_1 . Durant cette phase, la force $P(x_1)$ n'atteint pas la force de frottement statique F_s , qui correspond au critère de déclenchement du défaut. Alors, le segment m_1 reste immobile. L'expression de l'accélération Γ_1 de la masse M , pour le premier segment m_1 , reste :

$$\Gamma_1 = -\frac{1}{M} [k (x_1 - V t) + c x_1] \quad (4.10)$$

où c correspond à la pente de la fonction linéaire $P(x_1)$, elle dépend des propriétés du matériau, ainsi que des dimensions de l'avance h et de la profondeur de passe w .

▪ **Phase de propagation du défaut**

Cette phase commence lorsque la charge sur le coin de matière non coupée atteint le critère de déclenchement du défaut (figure 4.6b). Dans le modèle, la charge, représentée par l'effort $P(x_1)$ atteint la valeur de la force statique F_s . A partir de cet instant, le nouveau coin de matière non coupée m_2 glisse sur le segment précédent m_1 . Alors, la force qui s'oppose à ce mouvement change instantanément et devient la force dynamique F_d (figure 4.6c), cette variation instantanée fait saccader le déplacement de l'outil.

Il faut remarquer que simultanément au glissement du segment m_1 , la phase de charge du nouveau coin de matière non coupé m_2 a commencé. Pour cette raison, le terme de

charge $P(x_I)$ doit être pris en compte, ce qui diffère du modèle Stick-slip. L'expression de l'accélération Γ reste :

$$\Gamma = -\frac{1}{M} [k (x_I - V t) + c x_I] - \frac{f_d N}{M} \quad (4.11)$$

L'effort de coupe F_c est donné par les termes de charge et de glissement, alors :

$$F_c = c x_I + f_d N \quad (4.12)$$

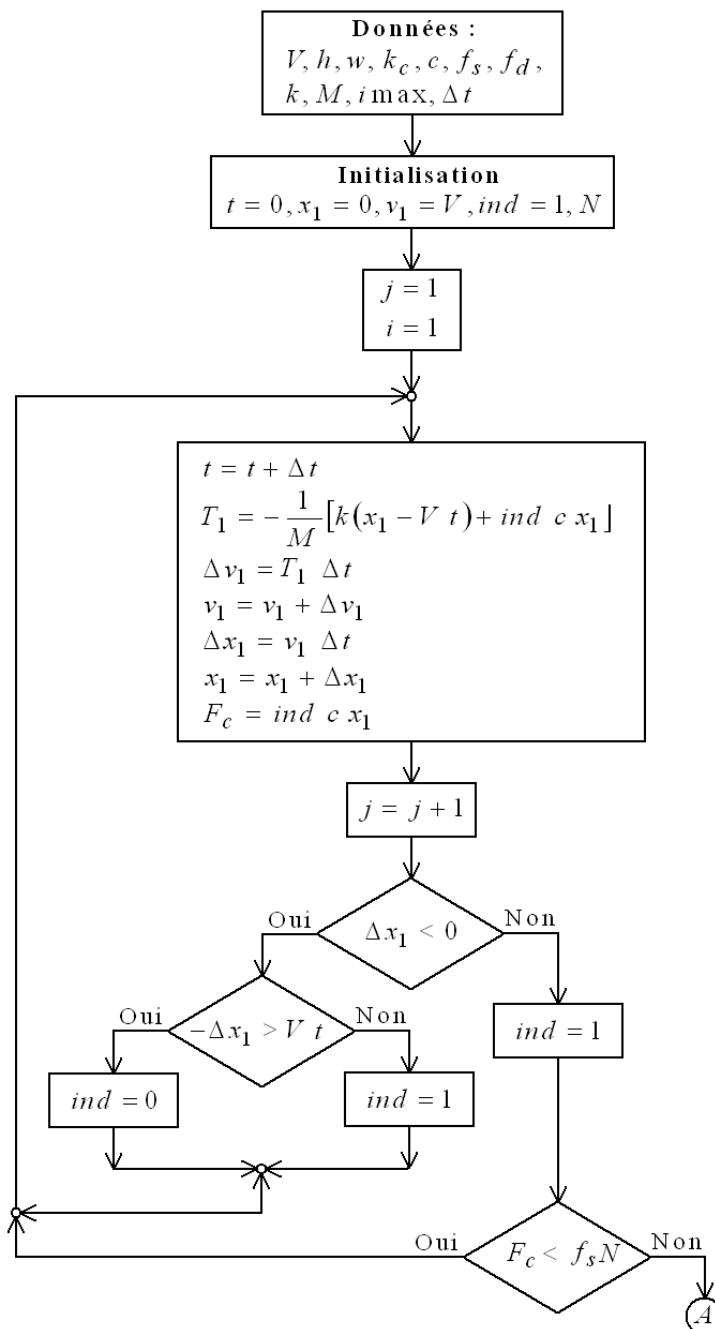
4.1.4. Algorithme de calcul

Le modèle estime la dynamique de l'outil à partir de l'accélération de la masse M (équation 4.11). Il modélise l'accélération, la vitesse, le déplacement et l'effort de coupe. L'algorithme permet également de réaliser l'analyse en fréquence et d'estimer l'existence de perte de contact entre l'outil et la matière, il a été programmé avec le logiciel Mathematica version 5.2.

La figure 4.7 présente le diagramme de l'algorithme de calcul. Nous allons décrire les étapes dans l'ordre chronologique :

- a. Les valeurs des paramètres sont définies : les conditions de coupe (V , h et w), les propriétés du matériau (k_c , c , f_s et f_d), les propriétés de la machine-outil (k et M) et les paramètres de calcul (nombre de segments $imax$ et résolution du temps de calcul Δt).
- b. Les conditions initiales sont définies : le temps de départ (t), la position (x_I), la vitesse de départ (v_I) et l'indicateur de contact (ind). Ce dernier vaut (1), si l'outil est en contact avec la matière et (0) s'il le perd. De plus la force de cohésion (N) est calculée.

- c. Les paramètres de calcul sont initialisés : le numéro du segment en état de calcul (i) et le numéro de l'itération de calcul (j).
- d. Le temps (t) est incrémenté, l'accélération (I) est calculée, intégrée et doublement intégrée pour obtenir successivement la vitesse (v_I) et le déplacement (x_I). A partir de ces résultats l'effort de coupe (F_c) est également calculé.



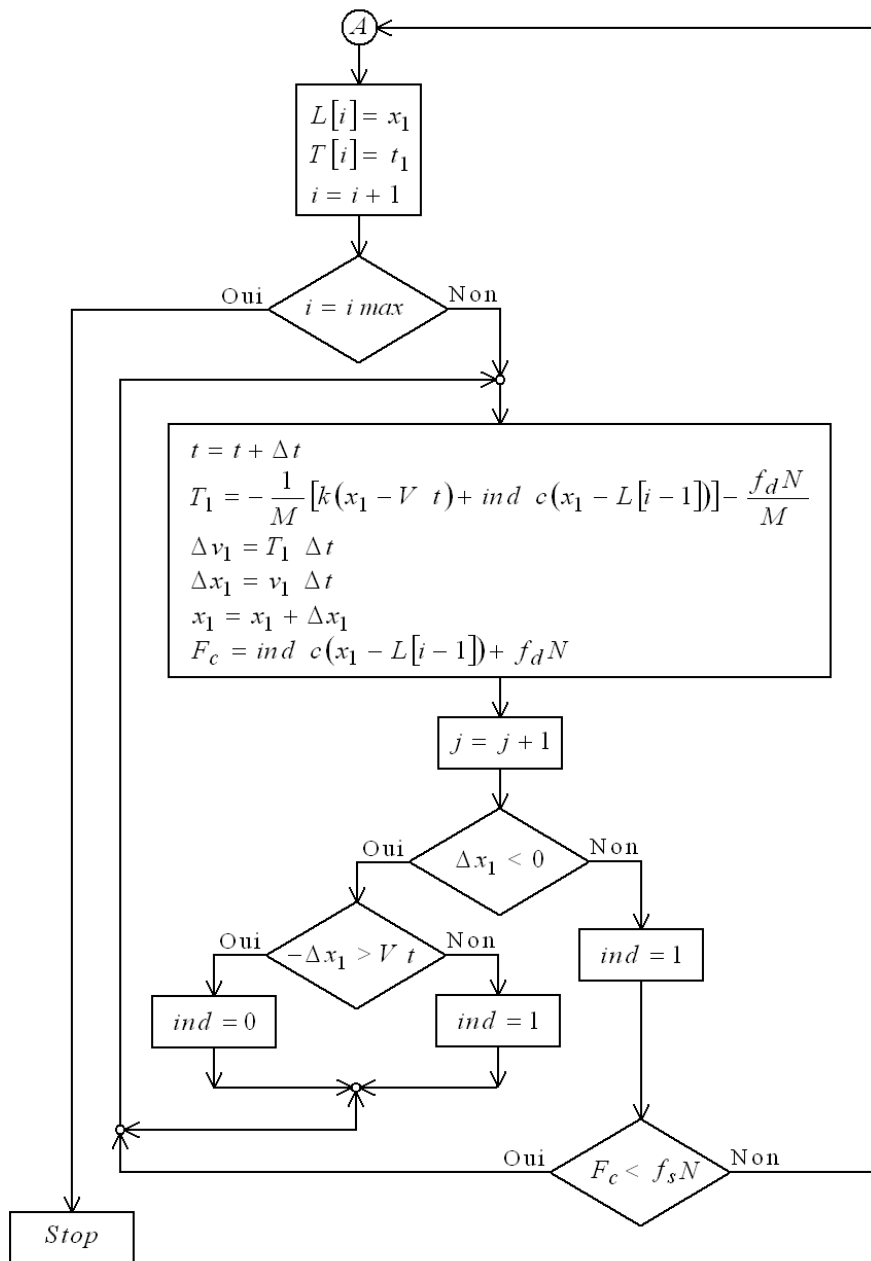


Figure 4.7 : Diagramme de l'algorithme de calcul

- e. Le numéro du calcul (j) est incrémenté.
- f. La direction du déplacement local (x_l) est évaluée : si le déplacement est positif l'indicateur de contact vaut (1) directement, dans le cas contraire le déplacement local (x_l) est comparé avec le déplacement global ($V.t$) pour évaluer la perte possible de

contact. Il faut noter que s'il y a une perte de contact, l'indicateur annule le terme de l'accélération associé à la compression ($c.x_I$).

- g. Le critère de déclenchement du défaut ($f_s.N$) est évalué pour le premier segment : si la force de compression, représentée par la force de coupe (F_c), est inférieure au critère, il y a un retour au point d . Dans le cas contraire, le programme continue.
- h. Le déplacement local (x_I) et le temps de formation (t) du segment sont enregistrés et le numéro du segment (i) est incrémenté.
- i. Le nombre de segments calculés (i) est évalué : s'il est égal au nombre programmé ($imax$), l'algorithme s'arrête. Dans le cas contraire, le programme continue.
- j. Le temps (t) est incrémenté, l'accélération (I) est calculée, intégrée et doublement intégrée pour obtenir successivement la vitesse (v_I) et le déplacement (x_I). A partir de ces résultats l'effort de coupe est également calculé (F_c). Le déroulement de cette séquence est identique à celle du point d , mais à cet instant l'accélération et l'effort de coupe prennent en compte le terme lié au glissement ($f_d.N$).
- k. La séquence des points e et f se répète.
- l. Le critère de déclenchement du défaut est évalué ($f_s.N$) pour le segment (i) : si la force de coupe (F_c) est inférieure au critère, il y a un retour au point j . Dans le cas contraire, le calcul du segment suivant commence. Alors, il y a un retour au point h .
- m. A partir de cet instant le cycle se répète entre les points i et l jusqu'à ce que le nombre de segments programmés ($imax$) soit atteint.

4.2. Identification des paramètres du modèle

Nous avons choisi une configuration standard des paramètres (simulation N° 1) qui sert de référence et d'autres configurations sont utilisées pour évaluer leur influence. Les paramètres du modèle comprennent les conditions de coupe (V , h et w), les propriétés du matériau (k_c , c , f_s et f_d), les propriétés de la machine-outil (k et M) et les paramètres de calcul ($imax$ et Δt).

4.2.1. Conditions de coupe

Les valeurs des conditions de coupe de la modélisation standard ont été choisies dans les plages des essais expérimentaux du chapitre précédent. Les conditions simulées sont résumées dans le tableau 4.1.

Tableau 4.1 : Résumé des conditions de coupe des simulations

Simulation	Vitesse de coupe [m/min]	Epaisseur du copeau [mm]	Profondeur de passe [mm]
Standard	60	0.12	5
D'évaluation	30*, 300	0.06, 0.24	5

* Vitesse de coupe proche de celle du mode évalué

4.2.2. Propriétés du matériau

Nous avons choisi comme matériau standard pour les simulations, le même matériau que celui des essais expérimentaux, l'alliage de titane Ti-6Al-4V. Le premier paramètre analysé est le coefficient spécifique k_c . La figure 4.8 présente les valeurs pour un alliage de titane aux épaisseurs de copeau définies (0.06, 0.12 et 0.24 mm). Ces valeurs ont été obtenues à partir d'une extrapolation des données énoncées par Saint-Chély et al. [4.3]. Remarquons que le rapport entre le coefficient spécifique et l'épaisseur du copeau n'est pas linéaire.

Le deuxième paramètre estimé pour l'alliage de titane a été le facteur c , lequel détermine l'intensité de l'effort de compression en fonction du déplacement. Ce facteur a été évalué au moyen de simulations par éléments finis. La géométrie analysée et l'évolution de la force sur l'outil en fonction du temps sont exposées sur les figures 4.9 et 4.10 respectivement. A vitesse constante la force présente un comportement linéaire. La pente de la droite détermine la valeur du facteur $c = 4.5 * 10^6$ N/m, pour une profondeur de passe w de 5 mm.

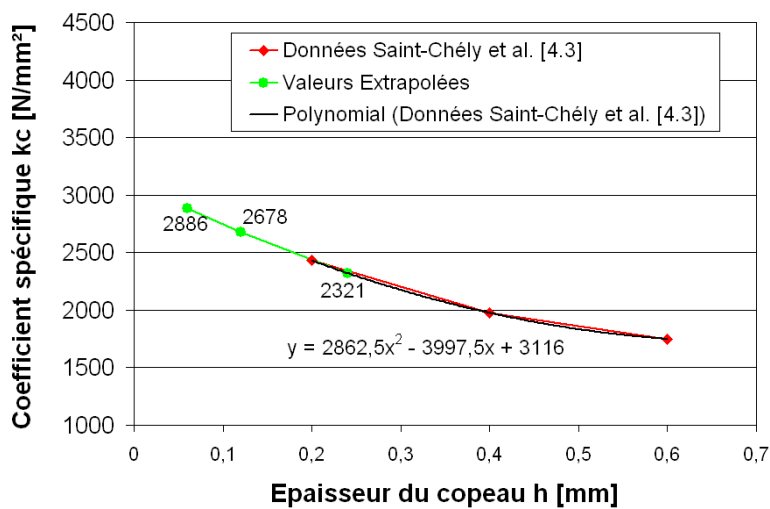


Figure 4.8 : Coefficient spécifique k_c d'un alliage de titane en fonction de l'épaisseur non déformée

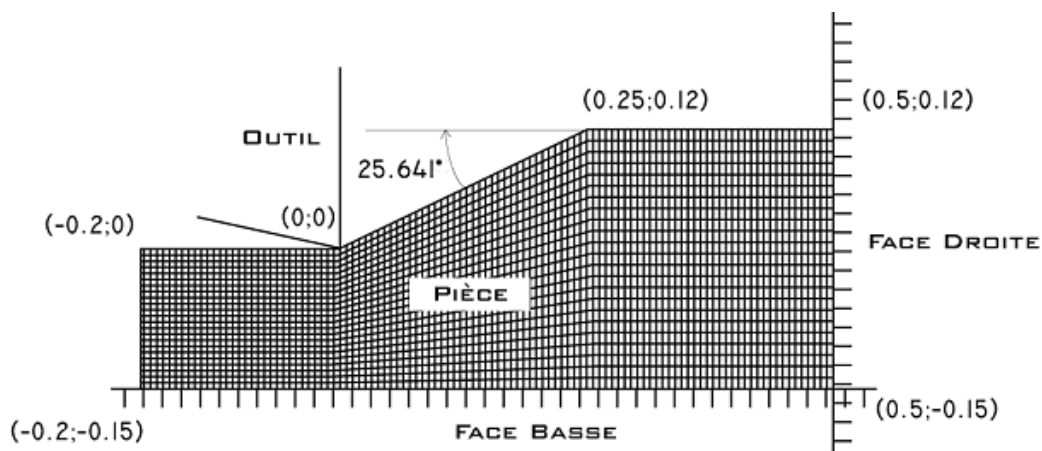


Figure 4.9 : Simulation par éléments finis de la force sur l'outil en fonction du déplacement

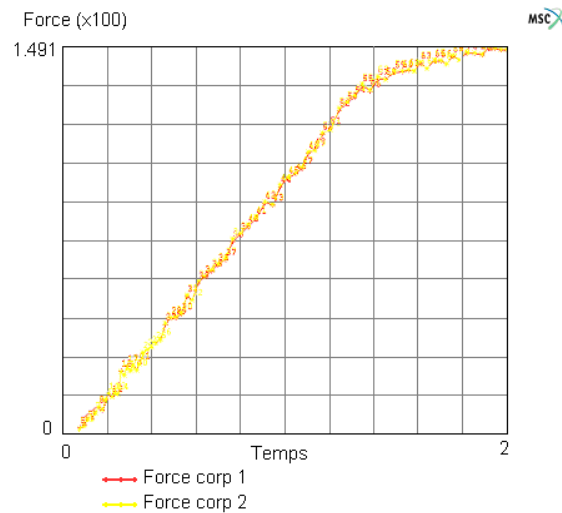


Figure 4.10 : Evolution de la force sur l'outil en fonction du temps à vitesse constante

Les deux derniers paramètres liés au matériau sont les coefficients de frottement. La valeur du coefficient statique a été choisie $f_s = 1$, de cette façon, la force de cohésion N reste le seul critère de déclenchement en fonction du coefficient spécifique k_c et des dimensions du copeau non déformé h et w . La valeur du coefficient dynamique $f_d = 0.8$ est restée constante durant les simulations, elle a permis d'ajuster la simulation standard aux valeurs physiques.

4.2.3. Propriétés dynamiques de la machine-outil

Les constantes qui caractérisent la structure de la machine ont été estimées à partir des FRF réelles présentées dans le plan d'expériences du chapitre précédent. Par contre, la configuration de la simulation N° 5 correspond à une variation arbitraire de la raideur. Le tableau 4.2 présente les valeurs des fréquences, des masses et des raideurs utilisées dans les simulations.

4.2.4. Paramètres de calcul

Le nombre de segments $imax$ est variable, il détermine la longueur de la simulation. La valeur de Δt définit la résolution du calcul. Ce dernier paramètre doit être soigneusement

choisi, puisque d'une part, il est nécessaire d'éviter les instabilités produites par l'intégration numérique et d'autre part, il faut alléger le calcul. Notre modèle numérique ainsi que ses paramètres, ont été validés lors d'une confrontation avec le modèle analytique dans les conditions d'un comportement en mode stick-slip. La figure 4.11 compare les résultats du modèle avec ceux estimés à partir de l'équation 4.7. L'accélération, la vitesse et le déplacement montrent une très bonne concordance pour la résolution de calcul utilisée ($dt = 1 \cdot 10^{-6} \text{ s}$).

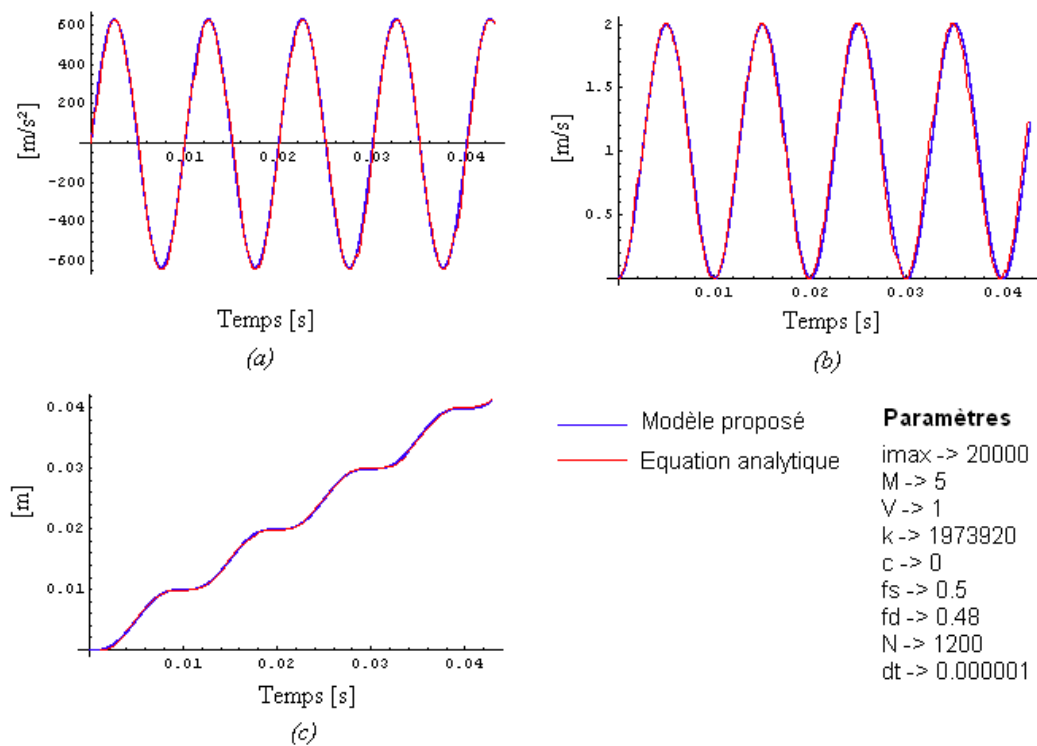


Figure 4.11 : Validation du modèle en conditions Stick-slip avec l'équation analytique, (a) L'accélération de l'outil, (b) La vitesse de l'outil, (c) Le déplacement de l'outil

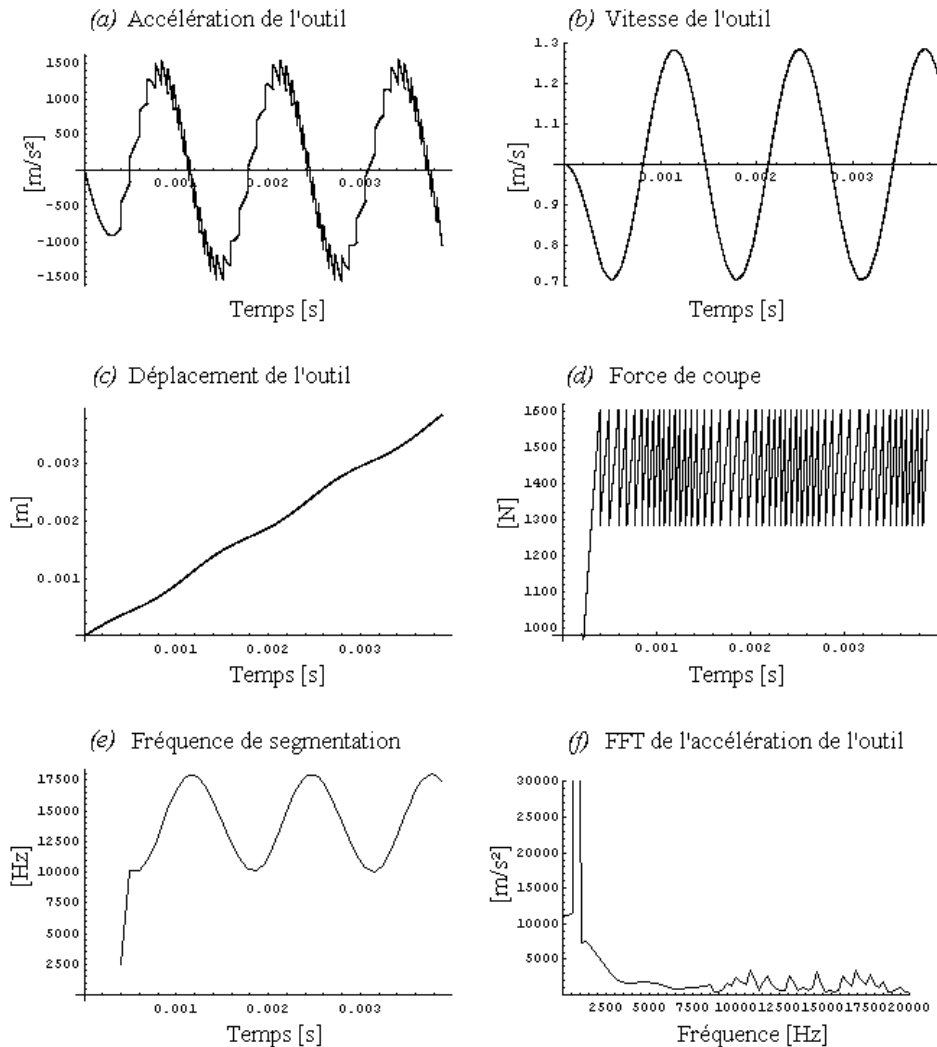
Tableau 4.2 : Résumé des paramètres structuraux évalués durant les simulations

Simulation	Fréquence [Hz]	Masse [kg]	Raideur [kg/m]
1 - 4	769	0.935	$2.181 \cdot 10^7$
5	1087	0.935	$4.362 \cdot 10^7$
6	7690	$4.026 \cdot 10^{-2}$	$4.418 \cdot 10^7$

4.3. Résultats des simulations

La figure 4.12 présente les résultats de la simulation N° 1, celle-ci est réalisée avec le paramétrage standard (voir tableaux 4.1 et 4.2). Sur l'accélération de l'outil (figure 4.12a), il est possible d'apprécier l'effet global de modulation de la structure et celui localisé de la segmentation. La segmentation varie en fonction de la modulation structurelle. Par ailleurs, la vitesse et le déplacement de l'outil, ainsi que la force de coupe sont modulés par le comportement de la structure et l'effet de la segmentation n'est pas significatif (figures 4.11b, 4.11c et 4.11d), ces caractéristiques sont remarquées sur toutes les simulations. L'évolution de la fréquence en fonction du temps nous permet de constater l'effet modulateur de la structure sur la fréquence de segmentation (figure 4.12e). Le spectre de l'accélération de l'outil (figure 4.12f) identifie également les deux phénomènes ; la réponse de la structure qui se trouve à basse fréquence et la segmentation qui s'étale sur une certaine plage à haute fréquence.

Les amplitudes de l'accélération et de la force de coupe, ainsi que la fréquence de segmentation sont assez sensibles par rapport à la valeur du coefficient dynamique f_d . Dans cette simulation nous avons réalisé des itérations jusqu'à trouver des résultats proches de la réalité. Pour le reste des simulations nous avons conservé la valeur de f_d .



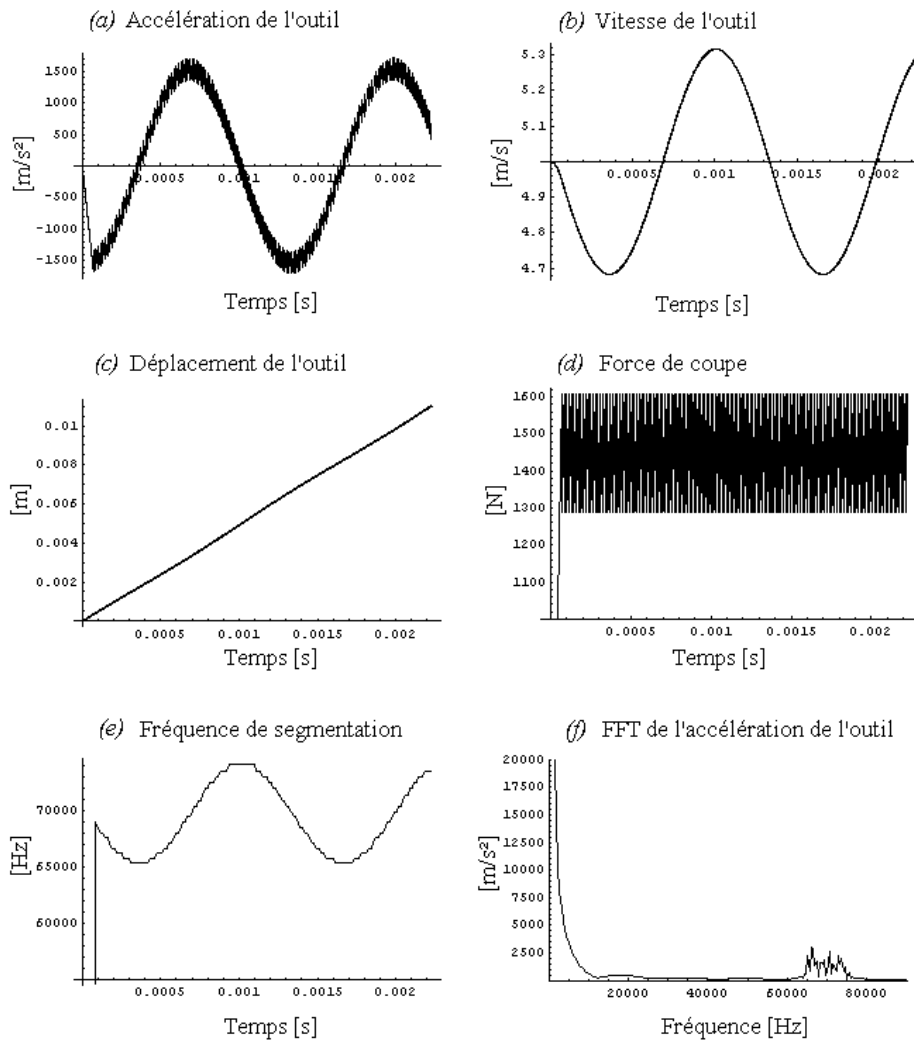
Paramètres : $i_{max} \rightarrow 50$, $M \rightarrow 0.935$, $V \rightarrow 1$, $k \rightarrow 21810000$, $k_c \rightarrow 2678$, $h_0 \rightarrow 0.12$, $a_p \rightarrow 5$, $c \rightarrow 4500000$, $f_s \rightarrow 1$, $f_d \rightarrow 0.8$, $dt \rightarrow 0.0000001$

Figure 4.12 : Résultats de la simulation standard N° 1: (a) L'accélération de l'outil, (b) La vitesse de l'outil, (c) Le déplacement de l'outil, (d) La force de coupe, (e) La fréquence de segmentation en fonction du temps, (f) Le spectre de l'accélération

4.3.1. Influence des conditions de coupe et du matériau

L'influence de la vitesse de coupe a été recherchée (simulation N° 2). Nous avons élevé la vitesse de coupe à 300 m/min. Les autres paramètres sont restés constants. L'accélération de l'outil (figure 4.13a) montre que l'augmentation de la vitesse harmonise la fréquence de segmentation, ce qui coïncide avec la transition entre le copeau apériodique et le périodique à mesure que la vitesse de coupe augmente. Par contre, on constate un élargissement de la bande de fréquence au niveau de la segmentation dans les résultats de la fréquence en fonction

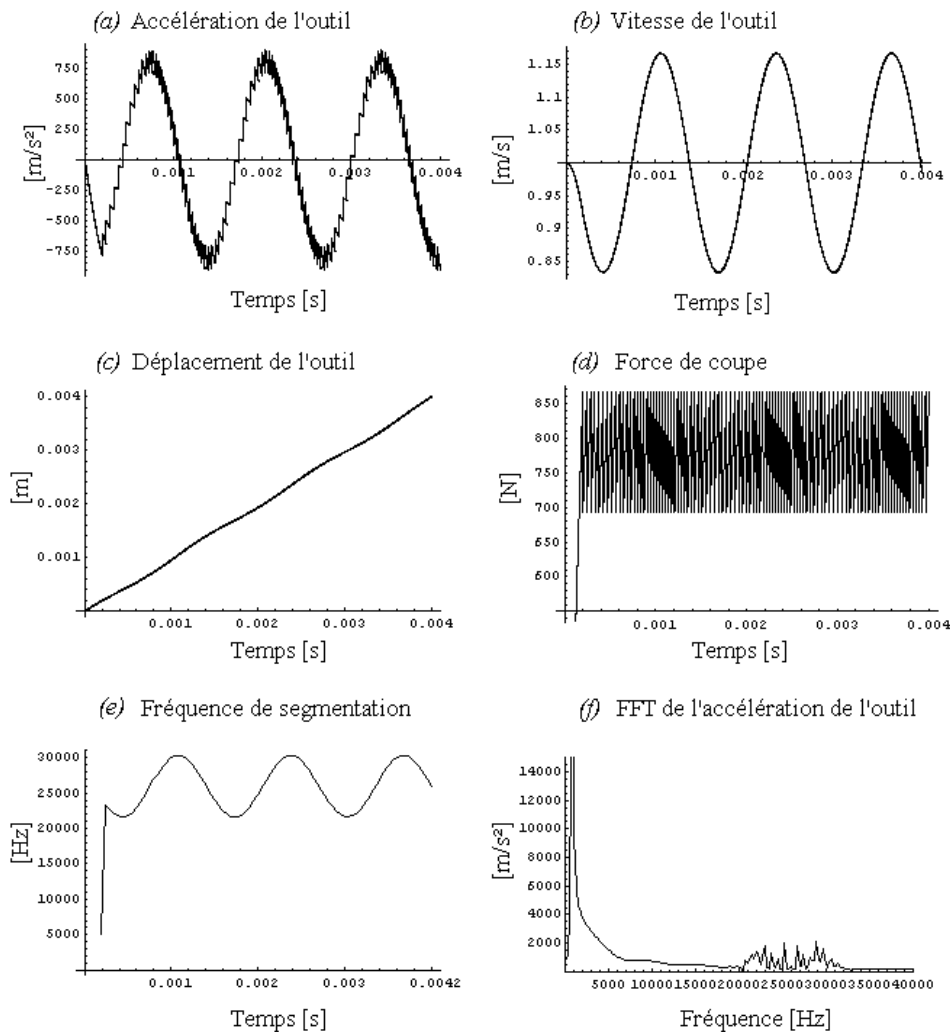
du temps et de la FFT de l'accélération de l'outil (figures 4.12e et 4.12f respectivement). Cet effet a été repéré également dans les résultats expérimentaux, nous l'avons identifié comme l'effet multiplicateur lié à la vitesse de coupe (paragraphe 3.3.4).



Paramètres : $imax \rightarrow 150$, $M \rightarrow 0.935$, $V \rightarrow 5$, $k \rightarrow 21810000$, $k_c \rightarrow 2678$, $h_0 \rightarrow 0.12$, $a_p \rightarrow 5$, $c \rightarrow 4500000$, $f_s \rightarrow 1$, $fd \rightarrow 0.8$, $dt \rightarrow 0.0000001$

Figure 4.13 : Résultats de la simulation N° 2 réalisée à 300 m/min : (a) L'accélération de l'outil, (b) La vitesse de l'outil, (c) Le déplacement de l'outil, (d) La force de coupe, (e) La fréquence de segmentation en fonction du temps, (f) Le spectre de l'accélération

De plus, le spectre de l'accélération permet aussi d'identifier la correspondance entre la vitesse de coupe et la fréquence de segmentation.

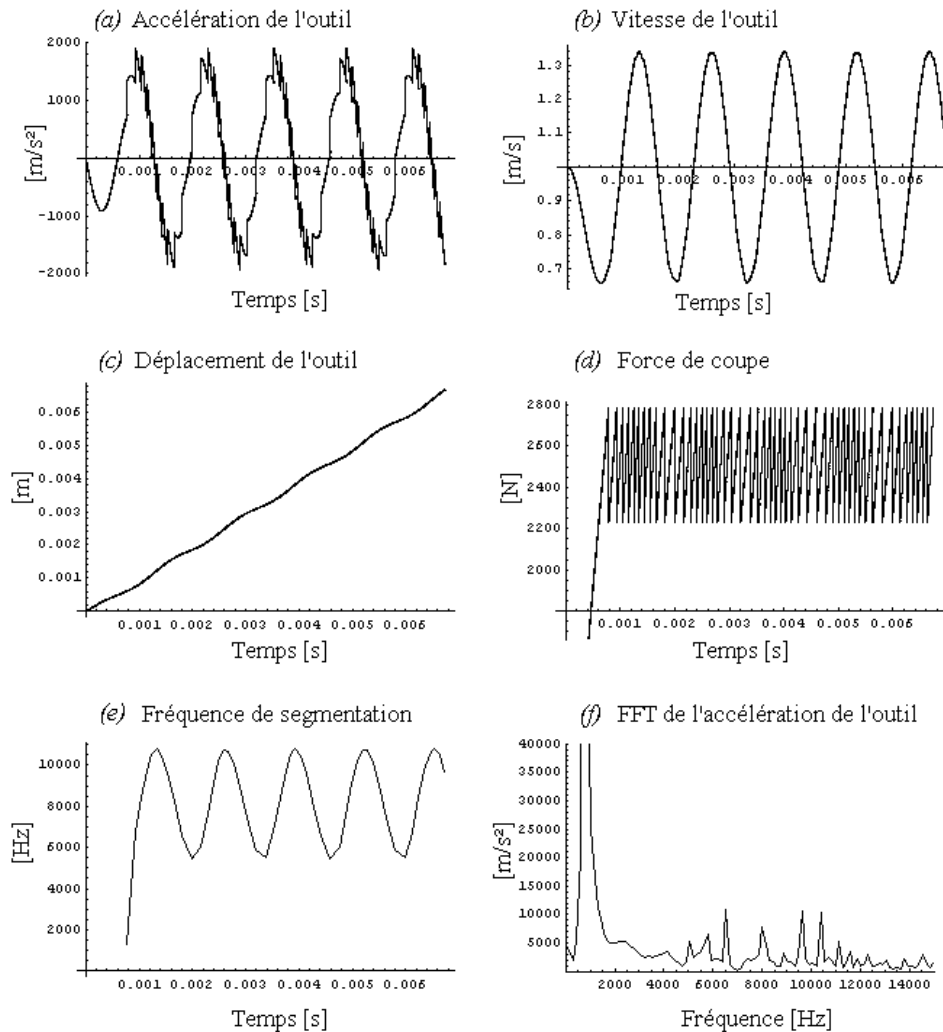


Paramètres : $imax \rightarrow 100$, $M \rightarrow 0.935$, $V \rightarrow 1$, $k \rightarrow 21810000$, $k_c \rightarrow 2886$, $h_0 \rightarrow 0.06$, $a_p \rightarrow 5$, $c \rightarrow 4500000$, $f_s \rightarrow 1$, $fd \rightarrow 0.8$, $dt \rightarrow 0.0000001$

Figure 4.14 : Résultats de la simulation N° 3 réalisée avec $h_0 = 0.06$ mm et $k_c = 2886$ N/mm² : (a) L'accélération de l'outil, (b) La vitesse de l'outil, (c) Le déplacement de l'outil, (d) La force de coupe, (e) La fréquence de segmentation en fonction du temps, (f) Le spectre de l'accélération

Ensuite, nous avons évalué la variation de l'épaisseur du copeau (simulations N° 3 et N° 4). Elle implique également une variation de la force de cohésion N d'une part, à cause du couplage entre l'épaisseur h_0 et le coefficient spécifique k_c (figure 4.8) et d'autre part, car la force de cohésion, dans notre modèle, a été définie à partir des dimensions du copeau non déformé.

Pour la simulation N° 3 (figure 4.14), nous avons choisi $h_0 = 0.06$ mm, ce qui implique $k_c = 2886$ N/mm² et pour la simulation N° 4, $h_0 = 0.24$ mm, donc $k_c = 2321$ N/mm² (figure 4.15).



Paramètres : $imax \rightarrow 50$, $M \rightarrow 0.935$, $V \rightarrow 1$, $k \rightarrow 21810000$, $k_c \rightarrow 2321$, $h_0 \rightarrow 0.24$, $ap \rightarrow 5$, $c \rightarrow 4500000$, $fs \rightarrow 1$, $fd \rightarrow 0.8$, $dt \rightarrow 0.0000001$

Figure 4.15 : Résultats de la simulation N° 4 réalisée avec $h_0 = 0.24$ mm et $k_c = 2321$ N/mm² : (a) L'accélération de l'outil, (b) La vitesse de l'outil, (c) Le déplacement de l'outil, (d) La force de coupe, (e) La fréquence de segmentation en fonction du temps, (f) Le spectre de l'accélération

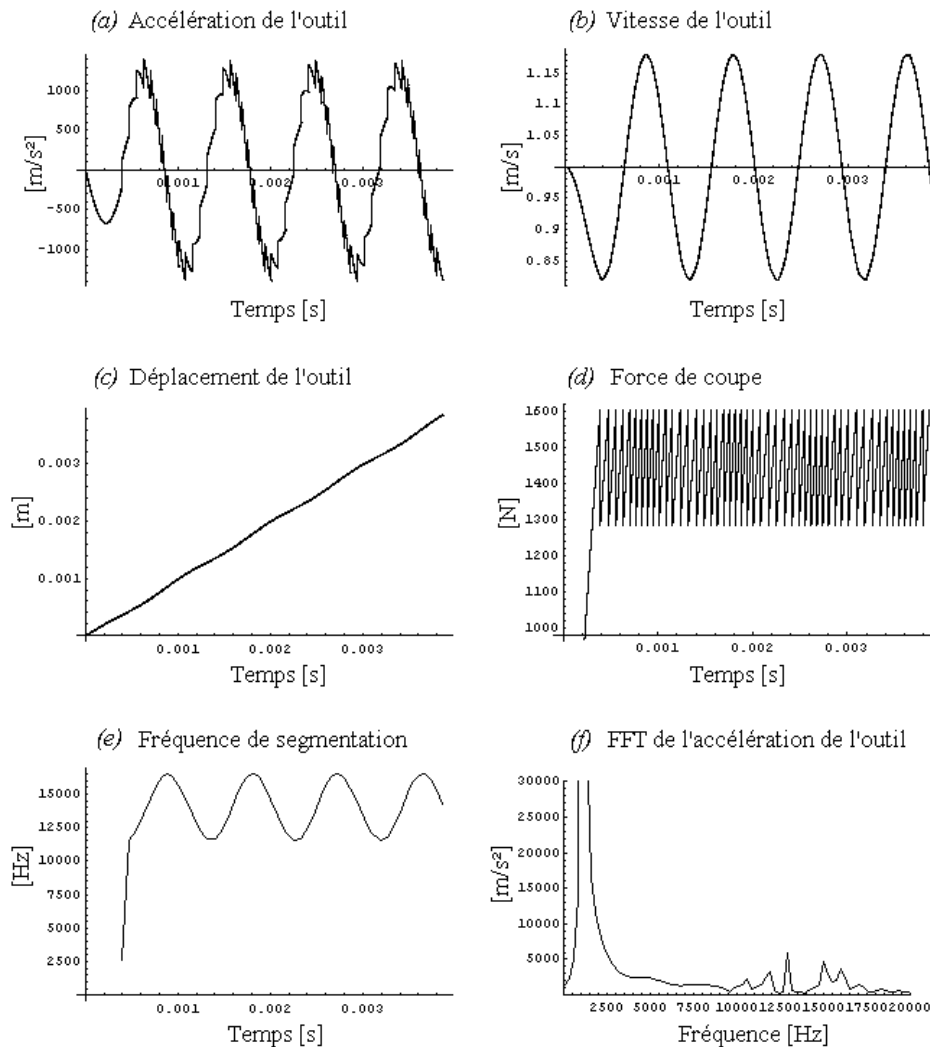
La comparaison entre l'accélération de l'outil (figures 4.13a et 4.14a), la fréquence en fonction du temps (figures 4.13e et 4.14e) et le spectre de l'accélération de l'outil (figures

4.13f et 4.14f) des simulations N° 3 et N° 4, montre que la diminution de l'épaisseur du copeau non déformé génère une augmentation de la fréquence de segmentation, avec une tendance vers le copeau continu. Ce phénomène est le résultat de la diminution de la contrainte de cisaillement provoquée par la réduction de la surface cisailée. Même si la dépendance du coefficient spécifique par rapport à l'épaisseur a l'effet contraire, il est moins significatif que celui géométrique. Ce phénomène est aussi constaté sur les essais réels. Par ailleurs, l'accélération de l'outil de la simulation N° 4 (figure 4.15a) montre que la proximité entre la fréquence de la réponse structurelle de la machine-outil et celle de la segmentation provoque une fréquence de segmentation plus hétérogène.

4.3.2. Influence des propriétés dynamiques de la machine-outil

Deux configurations différentes ont été utilisées pour évaluer l'influence de la structure (simulation N° 5 et N° 6). Pour la première simulation, nous n'avons changé que la raideur du système $k = 4.362 * 10^7$ N/m, ce qui permet de conserver l'ordre de grandeur au niveau des amplitudes. La comparaison de l'évolution de la fréquence de segmentation de cette simulation et celle de la N° 1 (figures 4.11e et 4.16e) met en évidence l'influence de la structure sur la fréquence de segmentation. A mesure que la raideur du système augmente la largeur de la bande de fréquence de segmentation diminue, ce qui est confirmé par les spectres des essais réalisés à basse vitesse dans le plan d'expériences (paragraphe 3.4.3.).

Pour la simulation N° 6, nous avons utilisé un mode situé à 7690 Hz, avec une masse équivalente $m = 4.026 * 10^{-2}$ kg et une raideur de $k = 4.418 * 10^7$ N/m. La simulation a été réalisée à une faible vitesse de coupe de $V = 30$ m/min, afin de rapprocher la fréquence de la réponse de la structure avec celle de la segmentation du copeau (figure 4.17).

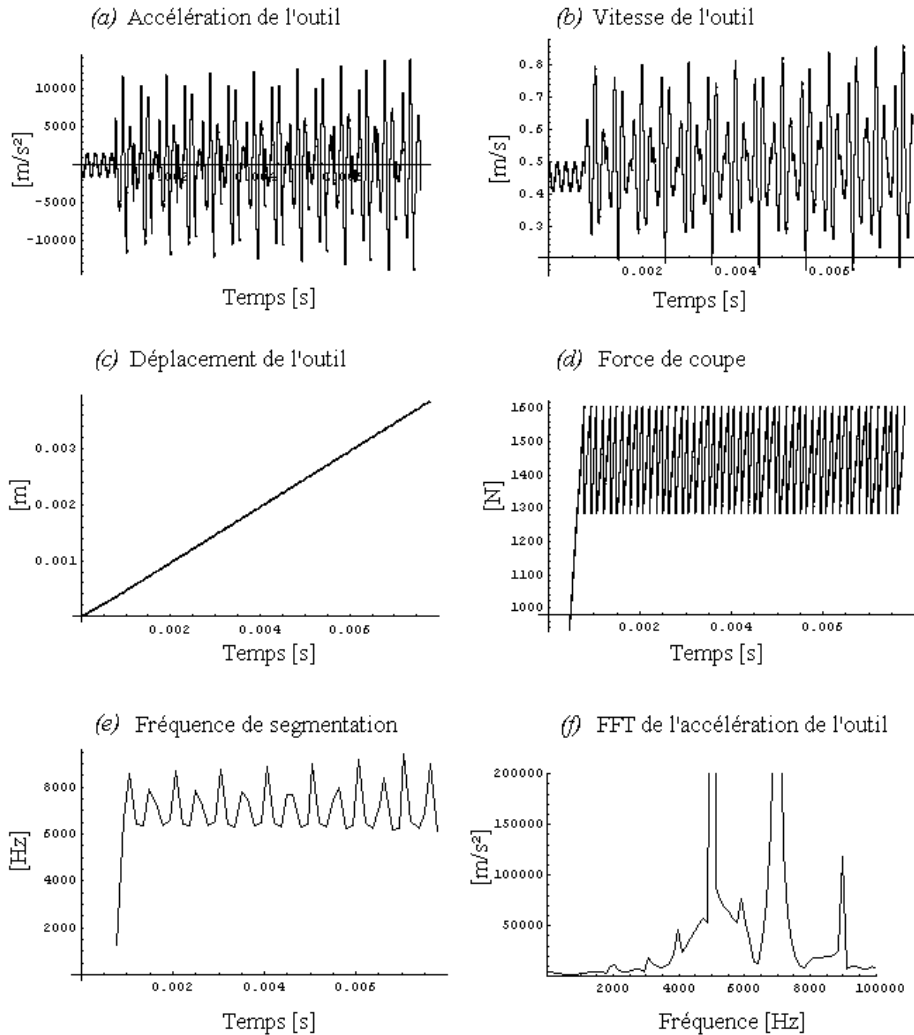


Paramètres $imax \rightarrow 50$, $M \rightarrow 0.0426$, $V \rightarrow 0.5$, $k \rightarrow 44180000$, $kc \rightarrow 2678$, $h_0 \rightarrow 0.12$, $ap \rightarrow 5$, $c \rightarrow 4500000$, $fs \rightarrow 1$, $fd \rightarrow 0.8$, $dt \rightarrow 0.0000001$

Figure 4.16 : Résultats de la simulation N° 5 réalisée avec $k = 4.362 * 10^7$ N/m : (a) L'accélération de l'outil, (b) La vitesse de l'outil, (c) Le déplacement de l'outil, (d) La force de coupe, (e) La fréquence de segmentation en fonction du temps, (f) Le spectre de l'accélération

Le début de l'accélération de l'outil (figure 4.17a) et de la vitesse de l'outil (figure 4.17a) montre que le système subit plusieurs oscillations durant le premier segment. Ceci est provoqué par l'augmentation de la fréquence propre de la structure et la diminution de la vitesse de coupe. Il est possible d'apprécier que la fréquence de la réponse de l'outil se confond avec celle de la segmentation, ce qui entraîne un phénomène de résonance, comme il a été constaté durant la phase expérimentale du chapitre précédent.

Dans ce cas, il faut noter l'amplitude très élevée de l'accélération par rapport aux autres simulations. Celle-ci est provoquée par le phénomène de résonance.



Paramètres $imax \rightarrow 50$, $M \rightarrow 0.0426$, $V \rightarrow 0.5$, $k \rightarrow 44180000$, $k_c \rightarrow 2678$, $h_0 \rightarrow 0.12$, $a_p \rightarrow 5$, $c \rightarrow 4500000$, $f_s \rightarrow 1$, $f_d \rightarrow 0.8$, $dt \rightarrow 0.0000001$

Figure 4.17 : Résultats de la simulation N° 6 réalisée avec $m = 4.026 * 10^{-2}$ kg, $k = 4.418 * 10^7$ N/m et $V = 30$ m/min : (a) L'accélération de l'outil, (b) La vitesse de l'outil, (c) Le déplacement de l'outil, (d) La force de coupe, (e) La fréquence de segmentation en fonction du temps, (f) Le spectre de l'accélération

4.4. Discussion des résultats du modèle

La modélisation a permis de reproduire, de façon globale, les deux phénomènes repérés durant la démarche expérimentale (chapitre 3) ; la réponse structurelle de la machine-outil et

le processus de formation du copeau dentelé. Au moyen de cet outil nous avons évalué l'interaction entre ces deux phénomènes.

La variation de la vitesse de coupe dans le modèle (simulations N° 1 et N° 2) a les mêmes effets repérés dans la littérature [2.17, 2.19] et dans les essais expérimentaux (chapitres 3), par rapport à la fréquence de segmentation. D'une part, l'augmentation de la vitesse produit une augmentation de la fréquence de segmentation, ainsi qu'un étalement de sa bande de fréquence (figures 4.11e, 4.11f, 4.12e, et 4.12f). D'autre part, la séparation de la fréquence des deux phénomènes produite par l'augmentation de la vitesse se traduit par une transition dans l'accélération de l'outil, d'hétérogène vers homogène (figures 4.11a et 4.12a). Ceci peut être à l'origine du phénomène de transition du copeau trouvée dans la littérature [2.6, 2.12, 2.15, 2.19] et présent durant les essais expérimentaux (chapitres 3).

Par ailleurs, le comportement de la fréquence de segmentation en fonction du temps a montré qu'elle est fonction des caractéristiques dynamiques de la machine-outil. La différence du résultat entre les simulations N° 1 et N° 5 (figures 4.11e et 4.15e), nous a fait revenir aux spectres du plan d'expériences (paragraphe 3.4.3). Nous avons remarqué également que la bande de fréquence de segmentation des essais réalisés avec la configuration souple (essais 1 et 4 sur la figure 3.33a) est beaucoup plus large que celle des essais de la configuration rigide (essais 6 et 7 sur la figure 3.33b), même si leur vitesse de coupe a été la même. Ceci est un résultat très important, puisqu'il confirme l'influence de la structure de la machine sur la formation du copeau segmenté.

La variation de l'épaisseur du copeau non déformé dans le modèle (simulations N° 1, N° 3 et N° 4) présente également le même comportement que celui trouvé dans la littérature [2.15,

2.18] et dans les résultats du plan d'expériences (paragraphe 3.4.4.). A mesure que l'épaisseur augmente la fréquence de segmentation diminue (figures 4.11e, 4.11f, 4.13e, 4.13f, 4.14e, et 4.14f).

Toutes les simulations ont montré une modulation due au comportement de la structure sur l'accélération, la vitesse et le déplacement de l'outil. De plus, leurs amplitudes sont affectées par l'interaction entre la machine-outil, les conditions de coupe et le matériau. Par contre, même si la force de coupe est aussi modulée par la réponse structurelle, son amplitude est complètement pilotée par le coefficient spécifique du matériau et par les dimensions du copeau non déformé, définis au début de la simulation, l'évolution de la force n'apporte pas d'information supplémentaire. Il est nécessaire de redéfinir le critère de déclenchement du défaut, dans le but d'obtenir une évolution de la force de coupe en fonction de la thermomécanique du processus de coupe et de son interaction avec les paramètres de la dynamique. Il faut noter que la composante constante de l'effort de coupe est actuellement ajustée par le coefficient f_d . Cette composante constitue l'amplitude prédominante dans cet effort et physiquement représente la force de cisaillement de la zone primaire.

Le modèle a permis également de simuler et de vérifier le phénomène de résonance (simulation N° 6), qui est provoqué par la superposition de la fréquence propre d'un mode de la machine-outil et celle de la segmentation. Ceci et les résultats expérimentaux confirment que la segmentation du copeau peut être à l'origine des vibrations du système, ce qui répond à l'actuelle incertitude sur le sujet [2.3, 2.21].

4.5. Conclusions et perspectives

Afin de simplifier la conception du modèle et d'accentuer les instabilités, nous avons négligé l'amortissement de la structure, toutefois son implémentation est simple. Par contre, une des perspectives importantes à développer est l'implémentation de plusieurs degrés de liberté modaux, ce qui rapprocherait la modélisation à la physique au niveau des amplitudes. Ceci implique la programmation d'essais modaux et d'usinage dans le but de tester le modèle.

Le modèle proposé est une approche simple, qui reproduit globalement la dynamique de l'outil. Cependant, ce modèle ne prend pas en compte plusieurs aspects fondamentaux dans le processus de la coupe :

- L'effet de couplage entre les valeurs seuils (liée au processus d'instabilité) et le comportement mécanique de l'ensemble.
- L'évolution de la géométrie de la coupe qui comprend la variation de l'épaisseur et des angles de coupe, cisaillement et dépouille. Ainsi que le contact entre l'outil et la pièce.
- L'effet régénératif provoqué par la variation de l'épaisseur du copeau en fonction de la vitesse de coupe et son application dans la prédiction de la stabilité de la coupe.

L'intégration de ces aspects importants de la coupe fait partie des perspectives de progression du modèle.

Par ailleurs, le modèle permet de constater que l'interaction entre la segmentation et la réponse structurelle de la machine peut provoquer une coupe instable, indépendamment de la

variation de l'épaisseur du copeau non déformé. Alors que cette variation est la base du calcul des modèles dynamiques régénératifs.

Références

[4.1] Spinnler, G., Conception des Machines Principes et Applications, Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, Suisse (1997).

[4.2] Merchant, M.E., Mechanics of the Metal cutting Process, ii. Plasticity in Orthogonal Cutting, Journal of Applied Physics, vol. 16 (1945) 318-324.

[4.3] Saint-Chély, J., Fantin J.P., Lettelier, J., Choix des Outils et des Conditions de Coupe en Tournage, Ed. Cetim, France (1987).

CONCLUSIONS ET PERSPECTIVES

Au début de ce travail, une méthode originale de correction des mesures dynamiques a été proposée. Elle apparaît comme une réponse aux erreurs de mesure provoquées par l'influence de la structure de l'ensemble système de mesure – machine. La méthode se base sur l'estimation de la FRF entre un capteur de référence, qui simule les conditions d'usinage, et un dynamomètre piézoélectrique. La démarche expérimentale d'obtention de la FRF est inédite, elle peut être utilisée pour évaluer la performance d'autres systèmes de mesure d'effort, mais elle a également des applications dans d'autres domaines comme l'analyse modale. La méthode de correction a été validée expérimentalement et appliquée à un essai de tournage orthogonal.

Actuellement, la méthode de correction reste dans le domaine fréquentiel et son application implique le post traitement des mesures. Pour résoudre les limitations de la méthode, il est important de développer un outil informatique, lequel doit réaliser le traitement du signal, faire la correction au moyen de la FRF et retourner dans le domaine temporel. Une seconde perspective est l'implémentation des deux autres composantes.

Des travaux expérimentaux ont été réalisés. Les résultats contribuent à l'interprétation de la physique de la coupe. Les techniques expérimentales utilisées et la corrélation entre les différents paramètres mesurés ont permis d'identifier et de caractériser la formation du copeau dentelé et la réponse dynamique de la machine-outil.

Ces résultats expérimentaux apportent des informations qui servent à éclaircir des sujets de discussion en usinage, il est possible d'affirmer que :

- La formation du copeau dentelé peut exciter la structure de la machine outil ; les conditions de coupe peuvent occasionner une superposition entre la bande de fréquence des modes propres de la machine-outil et la fréquence de segmentation et ainsi donner lieu à un phénomène de résonance. Il est possible d'engendrer une coupe instable à partir de la segmentation du copeau.
- L'augmentation de la vitesse de coupe accroît la périodicité de formation des segments. La vitesse de coupe a un facteur multiplicateur dans le domaine temporel, ce qui se traduit par une dispersion des fréquences de segmentation. Ceci peut conduire à une conclusion incorrecte en attribuant à la segmentation une nature aléatoire.
- La faible sensibilité des spectres par rapport à la variation des conditions de coupe, observée dans plusieurs études de la littérature, est liée à une plage de fréquence d'analyse trop basse. Dans les travaux cités, les auteurs arrivent à identifier le comportement de la machine, mais les vibrations causées par la segmentation dépassent généralement leurs bandes d'analyse.

Concernant cette phase expérimentale, les perspectives sont la programmation et l'exécution de nouvelles campagnes d'essais sur des matériaux différents, instrumentées de capteurs de déplacement haute fréquence pour atteindre un échantillonnage à 80 kHz.

Un modèle de la dynamique de l'outil a été proposé. Il permet la reproduction, de façon globale, de la réponse structurelle de la machine-outil et du processus de formation du copeau dentelé. Au moyen du modèle, l'interaction entre ces deux phénomènes a été évaluée. Les tendances repérées dans la phase expérimentale, en terme de fréquences, ont été retrouvées. Le modèle a confirmé l'influence de la structure sur la fréquence de segmentation.

Le modèle a permis de confirmer également que l'interaction entre la segmentation et la réponse structurelle de la machine peut provoquer une coupe instable à cause de la superposition des fréquences des deux phénomènes, indépendamment de la variation de l'épaisseur du copeau non déformé.

Pour l'instant, le modèle présente des limites. Le couplage entre la thermomécanique du processus de coupe et le comportement vibratoire du système, les aspects géométriques du contact matière-outil et les effets régénératifs constituent les prochaines étapes du développement du modèle.

L'implémentation de plusieurs degrés de liberté modaux est à considérer, ce qui rapprocherait la modélisation de la physique au niveau des amplitudes. Ceci implique la programmation d'essais modaux et d'usinage.