



Qualification dynamique de l'ensemble outil-machine : Application au fraisage et à l'alésage

Jaouher Selmi

► To cite this version:

Jaouher Selmi. Qualification dynamique de l'ensemble outil-machine : Application au fraisage et à l'alésage. Mécanique des matériaux [physics.class-ph]. Ecole nationale supérieure d'arts et métiers - ENSAM, 2015. Français. NNT : 2015ENAM0019 . tel-01298542

HAL Id: tel-01298542

<https://pastel.hal.science/tel-01298542>

Submitted on 6 Apr 2016

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

École doctorale n° 432 : Science des Métiers de l'ingénieur

Doctorat ParisTech

T H È S E

pour obtenir le grade de docteur délivré par

l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers

Spécialité "Mécanique-Matériaux"

présentée et soutenue publiquement par

Jaouher SELMI

le 10 juillet 2015

**Qualification dynamique de l'ensemble outil-machine :
Application au fraisage et à l'alésage.**

Directeur de thèse : **Gérard POULACHON**

Co-encadrement de la thèse : **Philippe LORONG**

Co-encadrement de la thèse : **Jean Philippe COSTES**

Jury

M. Henri PARIS, Professeur, G-SOP, U.J.F. Grenoble

M. Tarek MABROUKI, Professeur, Université Tunis El Manar, ENIT, Tunis

M. Gilles DESSEIN, Professeur, M2SP, ENI, Tarbes

M. Gérard POULACHON, Professeur, LABOMAP, ENSAM, Cluny

M. Philippe LORONG, Professeur, PIMM, ENSAM, Paris

M. Jean Philippe COSTES, Maître de conférences HDR, LABOMAP, ENSAM, Cluny

M. Edoardo SURÀ, Ingénieur - Docteur, Responsable d'unité d'ingénierie, Renault

M. Patrice CARRAS, Ingénieur, Chef de projets d'innovation, Renault

Président

Rapporteur

Rapporteur

Examineur

Examineur

Examineur

Examineur

Invité

**T
H
È
S
E**

Table des matières

1	Présentation de l'état de l'art	13
1.1	Introduction	14
1.2	État de l'art industriel sur l'évaluation des centres d'usinage	14
1.2.1	Essais à vide	16
1.2.2	Mesure en charge	22
1.2.3	Conclusion	27
1.3	La stabilité de la coupe	27
1.3.1	Introduction	27
1.3.2	Les vibrations en usinage	27
1.3.3	Modélisation des vibrations régénératives	29
1.3.4	Bilan sur les méthodes utilisées pour la prédiction des lobes de stabilité .	35
1.4	Les méthodes dynamiques pour la qualification des centres d'usinage	43
1.4.1	Les lobes de stabilité comme outil d'évaluation	43
1.4.2	Pièce « test » prismatique	44
1.4.3	Approche graphique pour la qualification de la dynamique des machines .	46
1.5	Conclusion	49
2	Etude du comportement dynamique de la structure de la MOCN dans son espace de travail	51
2.1	Introduction au comportement dynamique de broche dans son espace de travail .	52
2.2	Essais préliminaires	52
2.2.1	Présentation du CU	52
2.2.2	Evolution du comportement statique d'une broche dans son espace de travail	53
2.2.3	Evolution du comportement dynamique d'une broche dans son espace de travail	59
2.2.4	Conclusion	62
2.3	Recherche des limites de stabilité en fraisage	62
2.3.1	Discussion sur l'outil de fraisage et le domaine de validité de la méthode de simulation	63
2.3.2	Modèle de prédiction des lobes de stabilité en fraisage	64
2.3.3	Validation expérimentale	68
2.4	Conclusion	75

3	Proposition d'une méthodologie de prédiction du comportement d'une MOCN	76
3.1	Introduction	77
3.2	Technique d'identification de la matrice des FRF en nez de broche	77
3.2.1	Principes et définitions	77
3.2.2	Méthode hybride pour l'identification du comportement de broche	81
3.2.3	Modélisation du tronçon avant de l'outil	86
3.2.4	Méthode expérimentale	88
3.3	Technique de prédiction de FRF pour un couple outil-broche	91
3.4	Validation expérimentale	93
3.4.1	Identification des caractéristiques mécaniques des outils de validation . .	93
3.4.2	Essais d'impact sur l'outil en broche	95
3.4.3	Résultats et interprétations	95
3.5	Conclusion	96
4	Prédiction des limites de broutement en alésage	97
4.1	Introduction	98
4.2	Modèle dynamique pour la prédiction des limites de stabilité	98
4.2.1	Mouvement dans R_e	100
4.2.2	Sections coupées	101
4.2.3	Efforts de coupe	104
4.2.4	Modèle prédictif du broutement en alésage	108
4.2.5	Le diagramme d'évolution du facteur de charge	111
4.3	Application industrielle	112
4.3.1	Contexte industriel	112
4.3.2	Description des conditions industrielles de travail	113
4.3.3	Construction de la FRF en pointe de l'outil	114
4.3.4	Détermination de la source de la résonance	115
4.3.5	Identification de la loi de coupe	116
4.3.6	Application du modèle prédictif pour une opération d'alésage à outil multi-étage	120
4.3.7	Généralisation de la méthode sur des outils plus complexes	122
4.4	Conclusion	124
	Conclusion générale	126
A	Résolution de l'équation dynamique de fraisage dans le domaine fréquentiel	i
B	Fréquences caractéristiques des roulements	iii
C	Mesure des efforts de coupe	iv
D	Evaluation de l'évolution de la machine Fanuc Robodrill face aux charge- ments thermiques	v

Dédicace

J E DÉDICACE ce modeste travail à :

celle qui m'a fait grandir, à celle qui m'a instruit et m'a donné la volonté de réussir, ma mère Saïda.

celui qui m'a soutenu et m'a donné les moyens pour aboutir, mon père Néchib.

mon petit frère Leithoun.

P URE dedico questo modesto lavoro al mio uccellino bravo Alice che me ha sempre aiutato a volare e che ha tanto contribuito al successo di questa tesi. Anche un abbraccio grosso a la mia meravigliosa suocera Liana.

Remerciements

CE TRAVAIL a été effectué dans le cadre d’une convention CIFRE grâce à une collaboration entre le Laboratoire Bourguignon des Matériaux et Procédés (LABOMAP), le laboratoire Procédés et Ingénierie en Mécanique et Matériaux (PIMM) et le groupe RENAULT.

Je tiens à remercier en premier lieu Mr Henri PARIS, Professeur au G-SOP de L’UJF (Grenoble), pour avoir présidé le jury de thèse. Je tiens ensuite à exprimer ma profonde gratitude à Mr Gilles DESSEIN, Professeur L’M2SP de l’ENI (Tarbes), et Mr Tarek MABROUKI, Professeur à l’ENIT de l’Université Tunis El Manar (Tunis) pour avoir accepté d’être mes rapporteurs de thèse et avoir lu soigneusement ce mémoire.

Je souhaite ensuite remercier mon encadrement académique et industriel sans qui ce travail de thèse ne serait pas ce qu’il est.

Encadrement académique : Merci à Gérard POULACHON, Philippe LORONG et Jean Philippe COSTES pour leur suivi, conseil et orientation tout le long de cette thèse.

Encadrement industriel : Merci à Patrice CARRAS, Edoardo SURA et Thomas Scheer pour leur disponibilité, pour leur support, et pour avoir cru en moi.

Mes remerciements vont également à la direction d’ingénierie et production mécanique (DIPM) et plus particulièrement aux services Pièces prismatiques et Pièces de révolution. Je remercie particulièrement Frank KOPPKA, Thomas REMICHIUS, Eric SOURISSE, Patrick RENAULT, Pascal SCOLOT, Eric ROMAGNE, Marc FRABOLOT, Leila SABRI, Jérôme ELINE, Benaissa LAALA, Stéphane HERIN, Hatem KHANFIR, Kemel FETIH et Shadan TABIBIAN. Je remercie aussi nos fournisseurs Fanuc, Weiss, Mag, Oros et Vibration pour leur ouverture et collaboration.

Je tiens également à remercier l’ensemble du personnel de l’équipe Usinage des Arts et Métiers de Cluny, ainsi que de l’association ARTS de Cluny :

Laurent LABOUREAU, Guillaume FROMENTIN et José OUTEIRO, enseignants et enseignants chercheurs de l’équipe usinage.

Rémi PORCHERAY, Bertrand COULON, Pierre NAISSON et Serge BORECKI (pour sa grande aide), ingénieurs ARTS.

Romain BRENDLEN, Gilles DETROYAT, Gilles DELHOMME, Eric POLSINELLI, les techniciens de l'équipe Usinage, pour leur grande aide et leur partage de connaissances.

Merci également à Jérôme RAVAT, Emmanuel TRUIJILLO, Romaric MASSET, Patrice HONORE, Evelyne DARGAUD, Christophe DELHORME, Christophe LAPALLUS, Aurélien BESNARD et Isabelle BORDONNET.

Je tiens à remercier l'ensemble des doctorants que j'ai pu rencontrer pendant cette période, chacun d'entre eux a contribué à sa propre manière pour l'aboutissement de mes travaux. Je pense particulièrement à David PRAT, Sébastien CAMPOCASSO et Antoine POUTORD. Mes remerciements les plus sincères vont également à Lamice DENGUIR, Renaud PFEIFFER, Théo DORLIN, Thomas BAIZEAU, Pierre LEQUIEN, Ahcene SIAD, Khalil AWADI, Simon HANNOUZ et Christophe RAMIREZ.

Je termine ces remerciements par mes parents et Alice qui ont bien sûr contribué, à leur manière, à ce travail.

Nomenclature

Notations mathématiques

$\underline{\underline{M}}$	Matrice
$\vec{V}$	Vecteur
$\underline{q}$	Colonne

Notions relatives aux lois de coupe et paramètres d'usinage

K_t	(N/mm^2)	Pression tangentielle de coupe
K_r		Coefficient radial de proportionnalité
F_t	(N)	Effort de coupe suivant la direction de coupe
F_r	(N)	Effort de coupe suivant la direction radiale
f_z	(mm)	Avance par dent
b	(mm)	Largeur du copeau
h	(mm)	Épaisseur du copeau
a_p	(mm)	Profondeur de passe
V_c	(m/min)	Vitesse de coupe
N	(tr/min)	Vitesse de rotation de broche
κ_r	$(^\circ)$	Angle de la direction d'arête
Z	$(dents)$	Nombre de dents
Z^k	$(dents)$	Nombre de dents par étage k

Repères et coordonnées

$R_M : (O, \vec{X}, \vec{Y}, \vec{Z})$	Repère machine
$R_0 : (E_0, \vec{u}_0, \vec{v}_0, \vec{w}_0)$	Repère fixe
$R_j : (P_j, \vec{u}_j, \vec{v}_j, \vec{w}_j)$	Repère lié à la plaquette (j)

Notions relatives aux éléments finis

$\underline{\underline{H}}^l$	Matrice des fonctions de transfert du système l
$\underline{\underline{K}}$	Matrice de raideur
$\underline{\underline{M}}$	Matrice de masse
$\vec{Q}$	Torseur des efforts
$\vec{F}$	Vecteur résultante du torseur des efforts
$\vec{M}$	Vecteur moment du torseur des efforts
$\vec{D}$	Torseur des déplacements
$\vec{\theta}$	Résultante du torseur des déplacements
$\vec{U}$	Moment du torseur des déplacements
F_A, M_A	Composante d'effort et moment au point A
u_A, θ_A	Composante de déplacement en translation et en rotation au point A
$\underline{Q_x}$	Colonne des chargements généralisés
$\underline{q_x}$	Colonne des déplacements généralisés

Autres notations

T	(s)	Période de passage de deux dents successives
ω	(rad/s)	Pulsation
ω_c	(rad/s)	Pulsation de broutement
Φ_j	(°)	Position angulaire de la dent (j)
FRF	(m/N)	Fonction de réponse en fréquence

Introduction

Contexte

DEPUIS LES années 60, connus par leurs grandes robustesse et fiabilité, les lignes de machine transfert ont été déployées massivement dans les usines RENAULT. Malgré leurs avantages, ces machines, présentaient deux grands inconvénients : le premier porte sur le coût d'implantation très élevé des lignes et le second porte sur la mauvaise flexibilité de ce type de machine.

Une transition traduite par un recours aux machines flexibles (les centres d'usinage) a, par conséquent, eu lieu. Cependant, les contraintes économiques ont été à l'ordre du jour pour imposer une sélection technico-économique sévère de ces machines. Dans ce contexte, on parle de centres d'usinage qui répondent au "juste nécessaire" de point de vue qualité, coût d'exploitation et rapidité. Une notion qui n'est pas clairement définie mais qui vise à éviter l'achat de machines chères et surdimensionnées.

RENAULT dispose de méthodes pour l'évaluation de la cinématique, la thermique et la consommation des CU. De plus, il existe un certain nombre de pièces "test" qui permettent l'évaluation de la précision d'une machine lors d'une opération de finition. En revanche, la notion du broutement n'est pas du tout abordée. Ce phénomène, en dehors des limitations de machines en couple et en puissance, peut constituer une véritable barrière face à la productivité. Il peut impacter la qualité des pièces, la durée de vie des outils et des composants de la machine. Son apparition illustre le couplage très particulier existant entre les caractéristiques/comportement dynamique des machines et le procédé de coupe (phénomène de vibrations auto-entretenue).

La réduction du délai d'industrialisation nécessite la mise en place de processus de simulation et calcul permettant de vérifier tout au long de la conception d'une opération l'aptitude du système usinant (machine et outil) à réaliser un usinage conforme au cahier des charges. Dans l'industrie automobile, l'usinage des pièces flexibles telles que les carters de boîte de vitesse fait, généralement, apparaître des problèmes de vibrations relatives à la pièce. D'autres applications d'usinage de pièces massives et rigides (exemple du bloc moteur) font plutôt apparaître des problématiques relatives aux systèmes usinant Broche/Outil.

Dans la littérature se trouve des critères intégrant des aspects dynamiques pour évaluer les capacités des centres d'usinage ([Tobias, 1962],[Terrier *et al.*, 2004]), comme il existe des modèles variés, tous centrés sur l'objectif de vérifier l'aptitude d'un processus à réaliser les opérations d'usinage envisagées : modèles dynamiques des machines ([Glavonjic et Milacic, 1988], [Catania et Mancinelli, 2011]), des pièces et des outillages ([Marty, 2003],[Cohen-Assouline, 2005], [Lorong *et al.*, 2008] et [Lorong *et al.*, 2011]), des montages ([Le Lan, 2007]), mais également des interfaces ([Yeh et Liou, 1999] et [Tian *et al.*, 2011]) et enfin de l'interaction outil/pièce au travers de lois de coupe adaptées ([Bissey, 2005] et [Corduan, 2006a]). L'élaboration de ces modèles passe inévitablement par la définition de procédures de caractérisation basées sur l'expérimentation (essais types sur les machines notamment), sur l'utilisation de bases de données (lois de coupe par exemple) mais également, quand c'est possible, sur la modélisation numérique.

Plan du mémoire

L'objectif des travaux consiste à concevoir, pour des cas industriels, des méthodes et des outils de caractérisation statique, et dynamique des moyens d'usinage. Il s'agit de savoir caractériser de manière indépendante le comportement dynamique de la machine et de l'outil afin de juger son aptitude à accomplir des usinages conformes. Dans la démarche qui sera présentée dans ce mémoire de thèse, les développements ont été orientés sur le comportement dynamique du système usinant : Couple Broche/Outil.

Ce mémoire comprend une introduction générale et 4 chapitres. L'introduction est consacrée à la présentation du contexte d'étude et les voies de recherche.

Dans le premier chapitre, une étude bibliographique portant sur les méthodes de qualification des MOCN (Machines Outil à commande numérique) est présentée. L'analyse des travaux existants permet de mettre en évidence les lacunes et les insuffisances dans les approches considérées.

Dans le deuxième chapitre, des essais préliminaires servent à la caractérisation statique et dynamique des MOCN. Ces essais permettent de comprendre l'évolution du comportement d'une MOCN dans son espace de travail, de point de vue statique, dynamique et en usinage par la recherche des limites de stabilité.

Etant donné que ces essais restent restrictifs pour une position de travail et outil d'usinage donné, le troisième chapitre a été consacré à la modélisation du comportement dynamique d'un système usinant. Une méthodologie générale est proposée et applicable en deux temps. Une identification du comportement dynamique de la broche est suivi d'un couplage de ce dernier avec un modèle dynamique d'un outil donné d'usinage. Le modèle dynamique obtenu par prédiction sert à tracer des diagrammes de lobes de stabilité, en s'appuyant sur un modèle analytique, pour comparer des systèmes usinant.

Grâce à leur taux élevé d'enlèvement de matière, les outils d'alésage étagés sont de plus en plus utilisés dans l'industrie automobile. Dans le quatrième chapitre, une application de la méthode de couplage des FRF sur un cas industriel ainsi qu'un développement d'un modèle de prédiction des limites de stabilité pour un cas d'alésage complexe sont présentés. De plus, une identification de la loi de coupe, pour l'alimentation de ce modèle, est faite. Se basant sur les conditions d'usinage fournies par RENAULT, la stabilité de la coupe peut être vérifiée.

Chapitre 1

Présentation de l'état de l'art

1.1 Introduction

L'OBJECTIF DE CE CHAPITRE est de faire l'état de l'art sur les méthodes de qualification des MOCN et de révéler les points durs de cette problématique qui seront traités dans les chapitres 2, 3 et 4.

1.2 État de l'art industriel sur l'évaluation des centres d'usinage

De manière générale, les centres d'usinage sont des moyens qui présentent de grandes qualités telles que la précision, la rapidité et la flexibilité.

Mawussi [Mawussi et Tapie, 2005] distingue 4 applications dont les besoins sont différents. L'usinage en masse nécessite des machines rigides dont la productivité est grande. Cette application est très souvent présente dans le secteur de l'aéronautique. La deuxième application est celle d'usinage de pièce de formes complexes comme les moules et les outillages et qui nécessitent surtout une précision dynamique en suivi de trajectoire. La troisième application est celle de l'automobile où l'agilité de la machine est un critère important pour satisfaire les temps de cycle. Enfin, l'usinage des pièces de mécanique générale produites souvent en petite série présente le besoin de machines plus polyvalentes ayant une bonne ergonomie de programmation. Dans ce contexte, le choix d'un centre d'usinage doit répondre aux contraintes du secteur d'activité dans lequel il s'inscrit.

Étant donné que l'aptitude de la MOCN à répondre à ces contraintes n'est jamais renseignée sur la fiche technique de manière exhaustive, des essais pour l'évaluation de ces machines paraissent indispensables.

Les MOCN ont plusieurs sources d'imprécision. Pritschow [Pritschow *et al.*, 2002] et Pateloup [Pateloup, 2011] ont étudié ces différentes sources. Le diagramme de Pritschow affiché (figure 1.1) regroupe ces différentes sources pour des machines à structures parallèles et permet de les classer selon leurs amplitudes et leurs fréquences. Ce diagramme montre aussi que ces erreurs proviennent principalement de sources liées à la structure et à l'asservissement. Les erreurs liées à la structure sont dues principalement au comportement statique, dynamique, thermique et aux erreurs géométriques.

Les erreurs statiques de la machine sont le résultat des déformations élastiques des différents sous-ensembles à cause d'un manque de rigidité. Par ailleurs, la dilatation des différents composants sous l'effet d'un chargement thermique donne des erreurs de nature thermique. Enfin, les erreurs dynamiques sont celles qui sont dues à des oscillations ou une instabilité lors de l'usinage.

D'autres erreurs liées plutôt à l'asservissement parviennent de la CN qui, elle, peut être la cause des écarts entre les consignes et la configuration de travail.

Lavernhe [Lavernhe, 2006] a utilisé les sources présentées à la figure 1.1, mais pour comprendre les sources d'imprécisions d'une MOCN à structure sérielle. De plus, comme illustré à la

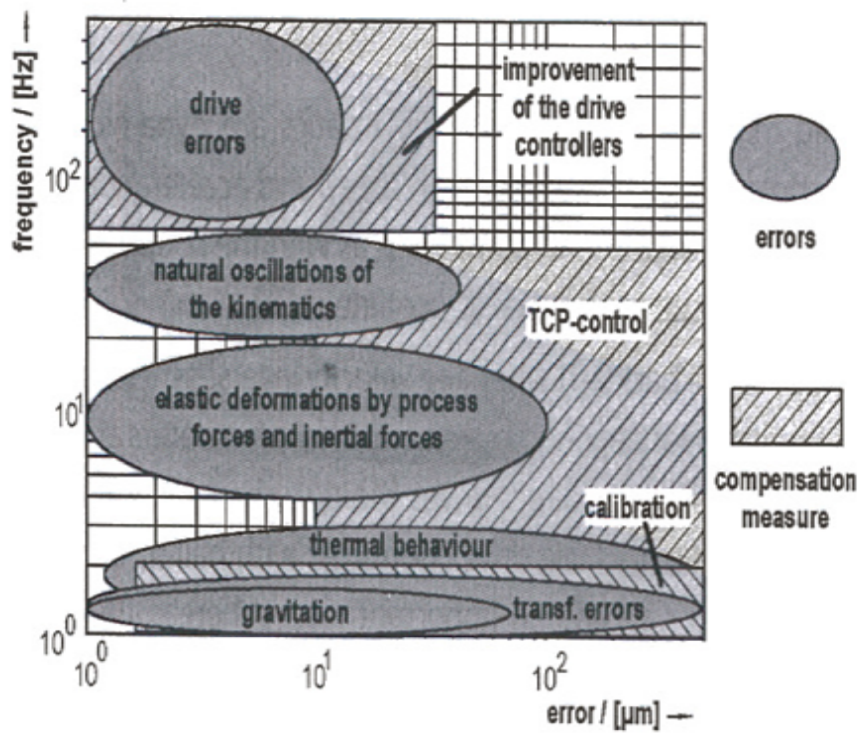


FIGURE 1.1 – Diagramme des causes d'imprécisions [Pritschow *et al.*, 2002]

figure 1.2, Prevost [Prevost, 2011] classe ces erreurs principalement en 3 familles. Ces dernières sont le résultat des écarts numériques de FAO (e1), les écarts d'exécution (e2) qui sont liés à la CN et les écarts de nature physiques (e3) qui sont dus à l'évolution de la machine et les interactions structurales entre celle-ci et la pièce.

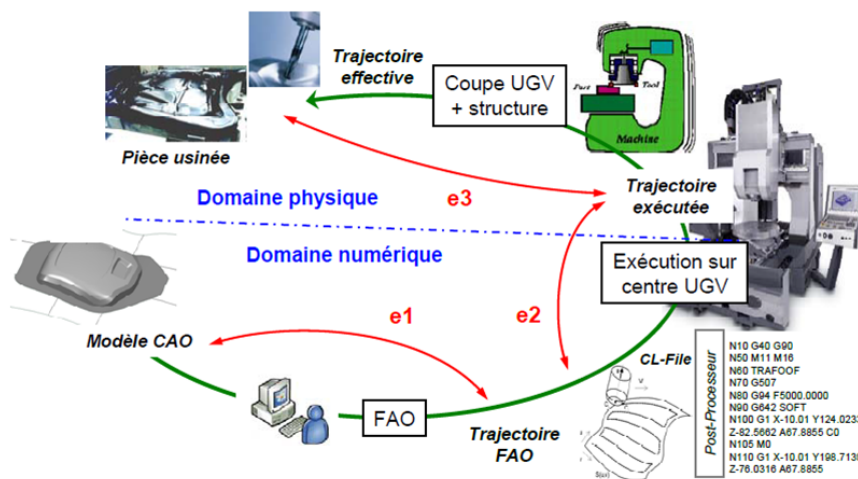


FIGURE 1.2 – Processus d'élaboration UGV [Prevost, 2011]

Dans son environnement industriel, RENAULT investit principalement dans l'achat de machines à structures sérielles. Pour connaître leurs performances et évaluer leurs aptitudes à répondre aux différentes contraintes de production, deux catégories d'essais se distinguent : les essais à vide et les essais en charge.

1.2.1 Essais à vide

RENAULT AUTOMATION COMAU appelé aujourd'hui COMAU Castres a mis en place une procédure pour connaître les signatures des MOCN. Celle-ci est décrite par Lio dans [Lio *et al.*, 2002].

Des mesures peuvent être faites par le servo-trace de la CN de la machine ou par des moyens de mesure externes. La procédure consiste à vérifier que les caractéristiques dynamiques et cinématiques plus liées à la mécatronique qu'à la mécanique sont en adéquation avec les attentes de l'usineur et de la maintenance.

L'aptitude du CU doit respecter un cahier des charges (bon réglage de la chaîne d'asservissement, le respect de la durée de vie de certains composants, la qualité d'usinage) et nécessite ainsi un état de référence lié principalement à des mesures ballbar, des mesures de FFT, des mesures temporelles et l'équilibrage de l'axe vertical. Cet  tat de référence est aussi appelé le KM0 "Le kilomètre 0". Cette procédure peut être aussi bien utilisée par le constructeur de machines lors de la phase de mise au point que par les utilisateurs et permet de contrôler le bon montage des sous-ensembles de la machine, les réglages et les performances attendues.

Koenig [Koenig, 2009] fait l'état de l'art sur les méthodes d'évaluation d'une MOCN à vide.

1.2.1.1 Le test ballbar

Principe :

La qualité géométrique d'une machine est un critère important qui a un impact direct sur sa qualité de fabrication. L'essai ballbar est une jauge de calibrage d'une MOCN qui permet de détecter principalement les défauts géométriques présents sur une machine et les imprécisions produites par son asservissement.

Historiquement, l'essai ballbar a été introduit par James B. Bryan [Brayan, 1982] qui a déposé un brevet d'invention d'une jauge de contrôle en barre télescopique à bille magnétique en 1982. Celle-ci permet d'effectuer l'essai appelé aujourd'hui ballbar. Depuis plusieurs auteurs comme Knapp [Knapp, 1986] et Kakino [Kakino *et al.*, 1993] ont appliqué la procédure et ont travaillé sur l'interprétation des résultats. Par exemple, Delbressine [Delbressine *et al.*, 2001] fait partie des premiers à avoir dissocié les erreurs de la structure mécanique de celles des asservissements par l'interprétation des essais ballbar. Après la révélation de l'intérêt de l'essai, celui-ci est devenu un outil couramment utilisé pour l'évaluation des performances des machines. Cet outil peut aussi bien être utilisé par le fabricant machine après l'assemblage des différents sous-ensembles que par le client pendant la phase de réception.

L'essai ballbar est intéressant de par la simplicité de sa mise en œuvre et les faibles coûts liés à son utilisation. Cet essai consiste à effectuer une interpolation circulaire à vide entre deux axes. Les écarts radiaux constatés entre le cercle théorique et la trajectoire effectuée permettent de constater les imprécisions de l'interpolation et de renseigner sur les défauts présents dans la machine.

Le système ballbar :

Renishaw décrit le ballbar de la figure 1.3 comme un capteur télescopique linéaire avec billes de précision à chaque extrémité. Ce capteur comprend deux supports magnétiques de précision. Si le premier est réglable et fixé sur la table de la machine, le second est directement implémenté en broche. Pendant son utilisation, les billes du capteur sont placées cinématiquement dans des coupelles magnétiques. Cet agencement permet au système ballbar de déterminer les faibles variations de rayon lors des déplacements circulaires programmés autour du support.



FIGURE 1.3 – Le système Ballbar QC20w de Renishaw

Interprétations :

D'après Koenig [Koenig, 2009], en un seul test ballbar, une douzaine d'erreurs peut être identifiée parmi lesquelles figurent des erreurs géométriques et des erreurs d'asservissement. Les erreurs de nature physique pouvant être détectées sont principalement dues aux jeux d'inversion du sens de marche sur les axes concernés, les défauts de perpendicularité, les défauts d'asservissement, les glissements intermittents, les défauts d'équerrage, les jeux latéraux, etc.

La figure 1.4 illustre un résultat de test sur une machine de modèle Robodrill du fabricant japonais Fanuc.

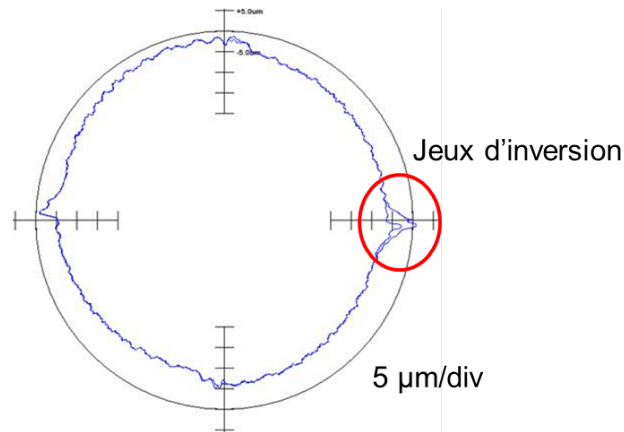


FIGURE 1.4 – Essai d'interpolation circulaire entre l'axe X et Y d'un Robodrill Fanuc

D'après le fournisseur Renishaw, l'essai effectué à faible vitesse permet d'évaluer les défauts géométriques de la machine, tandis que l'essai effectué à grande vitesse permet d'analyser ses défauts dynamiques. Cet outil peut aussi être utilisé comme moyen d'optimisation des réglages fins de l'asservissement machine. Dans ce contexte, il existe aussi plusieurs normes comme ANSI/ASME B5.54 [ANSIASMEB554, 1992], ISO 230-1 [ISO2301, 2012] et ISO 230-2 [ISO2302, 2014] qui permettent d'obtenir, selon le besoin, différents tracés.

Les mesures peuvent être effectuées avec les moyens intégrés dans la commande numérique ou par l'intermédiaire d'un dispositif indépendant comme les capteurs de commerce du type Renishaw ou Heidenhain. Ces derniers permettent contrairement au ballbar numérique (effectué par mesure interne) d'intégrer les défauts de la géométrie de la machine comme la perpendicularité entre les axes de l'interpolation.

1.2.1.2 Analyse fréquentielle

Principe :

L'analyse fréquentielle est un essai qui vient compléter l'essai ballbar. Son exécution permet d'obtenir une représentation de la fonction de transfert de la boucle de régulation d'asservissement sous la forme d'un diagramme de Bode. Celui-ci comprend une représentation fréquentielle de l'amplitude en (dB) et de la phase. D'après [Koenig, 2009], cette représentation permet de :

- Illustrer les marges de stabilité face aux imprécisions d'axes par l'analyse de l'éloignement de la FRF du point limite de stabilité (Gain = 0, Phase = -180 °). En effet, plus la FRF est éloignée, plus le système est amorti).
- Caractériser les éventuelles résonances des systèmes mécaniques tels que les axes et le bâti.
- Connaître la bande passante du système mécanique. Cette plage est caractéristique du

domaine fréquentiel dans lequel la machine a un temps de réponse suffisant pour rattraper les perturbations. Cet essai est aussi utilisé par des fournisseurs de machine pour régler et optimiser les paramètres de la boucle d'asservissement.

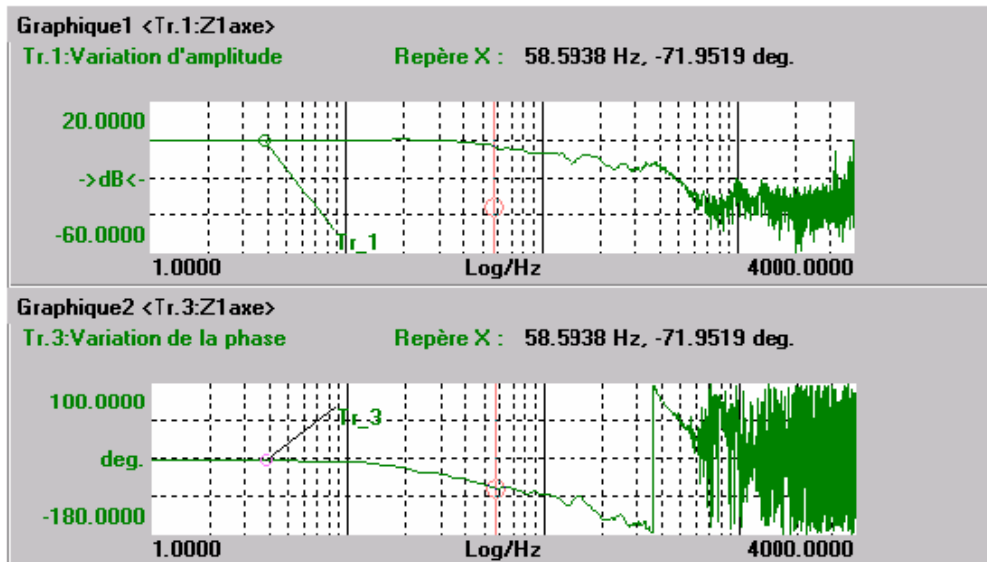


FIGURE 1.5 – Tracé de la FRF de la boucle de régulation CN [Koenig, 2009]

Méthode d'obtention :

Cette mesure peut être effectuée grâce aux fonctions intégrées dans la CN. La fonction de transfert de la boucle de régulation d'asservissement est obtenue grâce aux systèmes de mesures internes de la machine.

L'évaluation peut être effectuée pour un axe donné. Une excitation d'amplitude très faible est, par conséquent, communiquée à l'axe comme schématisé à la figure 1.6. Celle-ci est effectuée de manière périodique sur une plage fréquentielle bien définie. Un diagramme de gain et de phase peut donc être établi entre la réponse mesurée souvent par le codeur (ou la règle optique pour certaines machines) et la consigne.

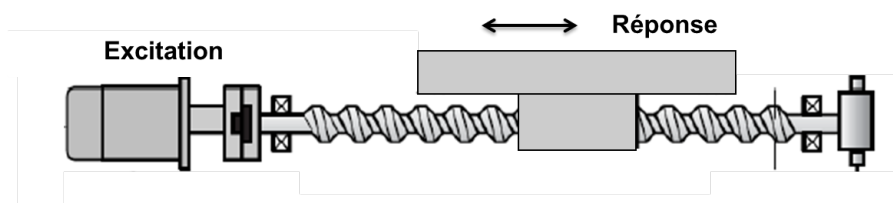


FIGURE 1.6 – Essai d'excitation périodique d'un axe de technologie vis à bille

1.2.1.3 Analyse temporelle

Il existe une approche par mesure temporelle qui permet de révéler des informations ne pouvant pas être obtenues par l'approche précédente. Les résultats peuvent être obtenus grâce à une fonction intégrée dans la CN. Cet essai vise à évaluer le temps de réponse, les fréquences d'oscillation, les amplitudes des dépassements et les valeurs atteintes de vitesse et de courant au niveau des servomoteurs. Ce courant n'est que l'image du couple exercé sur les axes.

Cet essai est intéressant car d'une part, il permet de vérifier certains paramètres comme la vitesse maximale et les accélérations annoncées par le constructeur. D'autre part, la réponse du système permet d'envisager des réglages au niveau de la boucle d'asservissement afin d'optimiser la rapidité et la précision du système mobile.

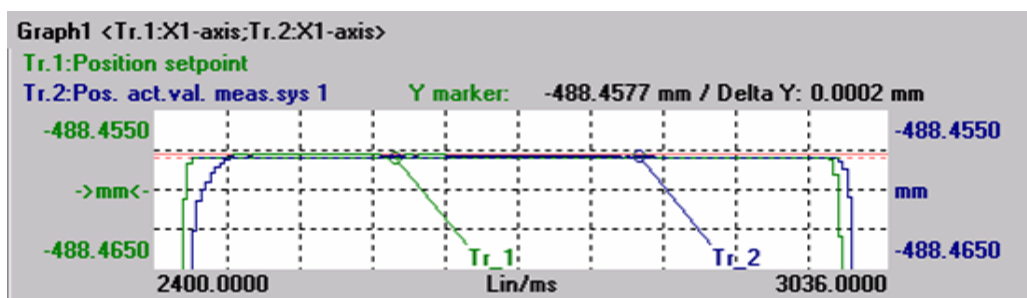


FIGURE 1.7 – Tracé des déplacement en fonction du temps, prélèvement CN Siemens ([Koenig, 2009])

La figure 1.7 illustre une acquisition par la CN et montre une évolution de la position réelle (courbe verte) vers la consigne (courbe bleue). Les courbes de courant et vitesses peuvent être obtenues de la même manière.

1.2.1.4 Les dilatations thermiques

Les erreurs thermiques sont celles dont la cause est une déformation de la machine à cause de l'augmentation de la température de ses composants. Ces erreurs se traduisent par des déplacements relatifs entre l'outil et la pièce mettant en cause la précision de la machine.

Ramesh [Ramesh *et al.*, 2000] fait l'état de l'art sur les sources possibles sur l'échauffement de la machine et distingue les erreurs thermiques en deux catégories, celles qui dépendent de la position et celles qui y sont indépendantes.

Afin de pallier le problème de la dilatation thermique, les fournisseurs équipent leurs machines par des systèmes de compensations thermiques. Ces compensations peuvent être effectuées en temps réel en corrigeant rapidement les éventuelles dérives en position. Aussi, d'autres fournisseurs comme le japonais Fanuc ou le suisse Mikron ont choisi d'équiper leurs machines de systèmes de compensation utilisant une courbe obtenue par apprentissage (cf. Annexe D). Cette dernière permet de connaître la dérive de position en fonction des mesures de températures.

Même si les performances des systèmes de compensation présentent de grandes performances, leur efficacité peut être différentes d'une machine à l'autre. C'est la raison pour laquelle RENAULT procède à l'évaluation des déformations de la machine sous l'effet des dilatations thermiques. Pour ce faire, le bridage d'une pièce ayant une surface horizontale et une surface cylindrique de référence permet par des palpées cycliques suivant les 3 axes de translation de comprendre la façon avec laquelle la machine se déforme dans le temps et en fonction de l'évolution de la température. Cela permet aussi de connaître le temps requis par la machine avant d'atteindre sa température de stabilisation thermique. En effet, une machine qui atteint rapidement sa stabilisation thermique sans augmentation excessive des températures est considérée bonne, de ce point de vue.

1.2.1.5 Evaluation des seuils vibratoires

Principe :

L'évaluation des niveaux vibratoires est une approche qui se base sur certains critères obtenus à partir de mesures pour définir l'état de santé des paliers de broche. Cette méthode peut se faire aussi bien pour le suivi des dégradations de la broche pendant sa durée d'utilisation que pendant la phase de réception de nouvelles machines.

Beaucoup d'utilisateurs comme RENAULT se donnent des seuils vibratoires définis comme la limite à ne pas dépasser. Cette dernière est, pour certains, obtenue par apprentissage et permet de juger la bonne dynamique de rotation de leurs nouvelles broches.

Des fabricants et réparateurs de broche comme l'allemand WEISS se basent sur la même procédure, en essayant ses broches sur des bancs de test adaptés, avant de les livrer à ses clients.

Mesure :

La mesure est effectuée grâce à l'apport d'un accéléromètre sur la broche dans le but d'effectuer une mesure radiale. L'instrument de mesure doit être, selon la marge de manœuvre, positionné au plus proche du palier. En revanche, il est important de noter que les seuils peuvent être parfois différents entre les différents paliers. Ce constat n'est pas choquant car ces seuils peuvent dépendre entre autres de la technologie et la taille du roulement utilisé et de sa précharge.

Il existe plusieurs critères pouvant être extraits du signal d'acquisition pour la surveillance des niveaux vibratoires. Les critères globaux les plus couramment utilisés sont l'accélération efficace A_{RMS} (RMS : Root Mean Square) et la vitesse efficace V_{RMS} . Ces deux derniers peuvent aussi bien être calculés sur la totalité du signal en prenant en compte toute la plage fréquentielle de la mesure ou sur un signal filtré. Bisu [Bisu, 2012] évoque la méthode de l'enveloppe spectrale qui permet d'analyser le comportement dynamique des paliers de broche. En effet, les critères d'évaluation peuvent être déterminés autour de certaines fréquences telles que les fréquences caractéristiques de la cinématique du roulement. Ces dernières sont très souvent fournies par les fabricants de machines. Elles correspondent à :

- La fréquence de passage des billes sur la bague intérieure.
- La fréquence de passage des billes sur la bague extérieure.
- La fréquence de rotation des billes autour de leur propre axe.
- La fréquence de rotation de la cage.

Dans l'article de De Castelbajac [De Castelbajac *et al.*, 2010], les formules permettant d'obtenir ces fréquences sont illustrées (cf. Annexe B). D'après lui, il est impossible de mesurer le comportement d'un roulement indépendamment de l'autre car les vibrations se transmettent d'un roulement à l'autre.

1.2.1.6 Tester les vérins d'équilibrage des axes verticaux

L'élément mobile qui se déplace verticalement est soumis à la pesanteur. Cette dernière présente un risque de chute de cet élément mobile. De plus son effet ajouté aux efforts de frottement et aux efforts de coupe rend le réglage de l'asservissement plus délicat, du fait de la non-symétrie du système dans un sens et dans l'autre. Le rôle des systèmes d'équilibrage consiste à compenser le poids des sous-ensembles mécaniques et vaincre les frottements qui s'opposent aux déplacements tout en évitant le sur-dimensionnement des servo-moteurs, l'usure des patins et le contrôle permanent de l'axe même en cas de panne électrique.

Pour assurer le bon fonctionnement des axes de déplacement verticaux, certaines machines sont équipées de systèmes d'équilibrage par contrepoids avec liaison par chaîne après renvoi sur poulie. Ce système présente plusieurs inconvénients tels que sa grande inertie et son encombrement dû au volume du contrepoids et son déplacement qui est égal à la course [Sachot, 1995]. La plupart des nouvelles machines sont disposées de vérins hydrauliques d'équilibrage équipés de régulateurs de pression. Cette dernière peut être fournie par une pompe à pression constante équipée de clapets pilotés permettant à l'huile de s'échapper dans l'un des sens du mouvement.

Pour le contrôle d'équilibrage des axes verticaux de déplacement, la démarche utilisée par Lio [Lio *et al.*, 2002] consiste à exécuter un déplacement de montée et descente sur 100 *mm* en partant du milieu de l'axe vertical. L'analyse de la consommation du courant du moteur permet d'évaluer le bon fonctionnement du vérin d'équilibrage. Lio [Lio *et al.*, 2002] évoque que le fonctionnement de ce dernier est satisfaisant quand le courant consommé à la montée et la descente est identique.

1.2.2 Mesure en charge

Bien que les mesures à vide permettent d'avoir une bonne idée sur les différents comportements des MOCN, celles-ci restent insuffisantes car elles ne permettent pas de prendre en compte les chargements mécaniques de l'usinage. Lors de son utilisation en fabrication les différents sous-ensembles de la machine subissent des sollicitations du type thermomécanique ([Prevost, 2011]). Celles-ci entraînent des dilatations et des déformations qui ne peuvent pas être prises en compte lors de la qualification à vide.

Si la mesure en charge ne permet pas de connaître la part des phénomènes influant sur la qualité d'usinage, celle-ci permet d'apprécier le comportement global de la machine et de valider son aptitude à respecter la qualité de fabrication souhaitée. Différents usinages ainsi que des pièces "test" existent pour l'évaluation des MOCN.

1.2.2.1 Qualification par la pièce NAS

L'usinage d'une pièce normalisée constitue un moyen efficace pour l'évaluation des performances de précision d'une MOCN. Bien que cette approche ne permette pas d'examiner les différents sous-ensembles d'une machine, celle-ci sert à l'évaluer dans sa globalité. Cette approche ne prend pas en compte toutes les conditions d'usinage et les utilisations potentielles [Prevost, 2011].

L'usinage de la pièce NAS présentée à la figure 1.8 est codifié par les normes ISO 10791-7 [ISODIS107917, 2014] et NF E60-172-7 [NFE601727, 1998] pour la qualification des performances des MOCN et la connaissance de leurs aptitudes à effectuer des usinages précis.

L'usinage d'une telle pièce fait appel à un certain nombre d'opérations difficiles regroupant :

- L'usinage de 4 plans inclinés à 45° par interpolation linéaire.
- L'usinage d'un alésage et un cylindre par interpolation circulaire.
- L'usinage d'un plan incliné à faible pente 5° .

Le contrôle de cette pièce permet de vérifier l'exactitude des géométries usinées et de quantifier les écarts obtenus par rapport à la cible. Si cette pièce est usinée dans des conditions particulières, celle-ci permet d'obtenir une image réaliste sur la précision de la MOCN. D'après Koenig [Koenig, 2009], certains experts (usineurs confirmés) arrivent par un seul examen visuel des surfaces à reconnaître un certain nombre d'anomalies et à en expliquer les causes. Par exemple, un défaut important sur l'état de surface correspond à un mauvais traitement des fréquences de résonance ou des accélérations trop élevées. La présence de méplats à chaque quadrant du cercle correspond à une mauvaise compensation des jeux d'inversion des axes.

Geldart [Geldart, 2003] s'est servi de cette pièce pour comparer des machines UGV à structure parallèle avec des machines à structure sérielle. Cette pièce peut être réalisée avec des matériaux de duretés différentes permettant de mettre en évidence la différence de comportement de la machine face à des sollicitations différentes. D'après Pateloup [Pateloup, 2011] l'usinage d'une pièce de matière dure permet davantage d'évaluer sa rigidité. Geldart a conclu que les machines à structures sérielles ont un meilleur comportement dynamique. Cette conclusion est justifiée par une rugosité deux fois meilleure comparée à celle obtenue par les machines à structures parallèles. Aussi, ces dernières ont une moins bonne aptitude à usiner des entités élémentaires de type rectitude et planéité. Un résultat qui, contrairement aux machines à structures sérielles, s'explique par la complexité de la commande en mouvement de l'outil.

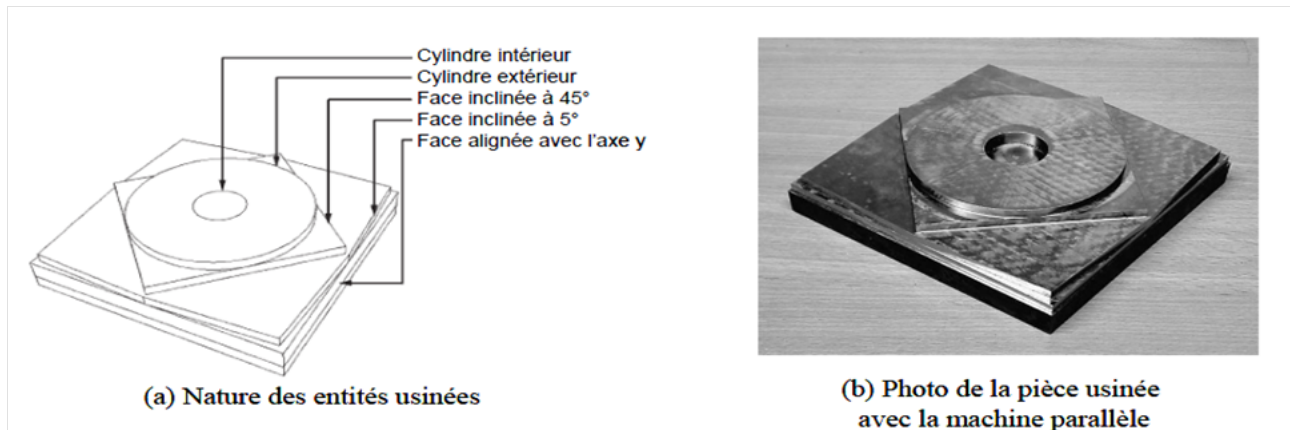


FIGURE 1.8 – Pièce NAS [Geldart, 2003]

1.2.2.2 Les pièces Test RENAULT

L'utilisation de la pièce "test" ne se limite pas à l'utilisation de la pièce NAS. La conception d'une pièce "test" peut même être adaptée à un besoin spécifique de fabrication. Par exemple, pour la qualification des CU, RENAULT dispose de plusieurs conceptions de pièces "test", de matières différentes et disposant d'entités d'usinage typiquement rencontrées sur les blocs moteur, les carters cylindre, les culasses et les carters de boîte de vitesse. La pièce test illustrée à la figure 1.9 a été conçue par le CETIM pour RENAULT. Celle-ci comprend principalement des usinages d'interpolation circulaire, de taraudage, de perçage et de détournage.

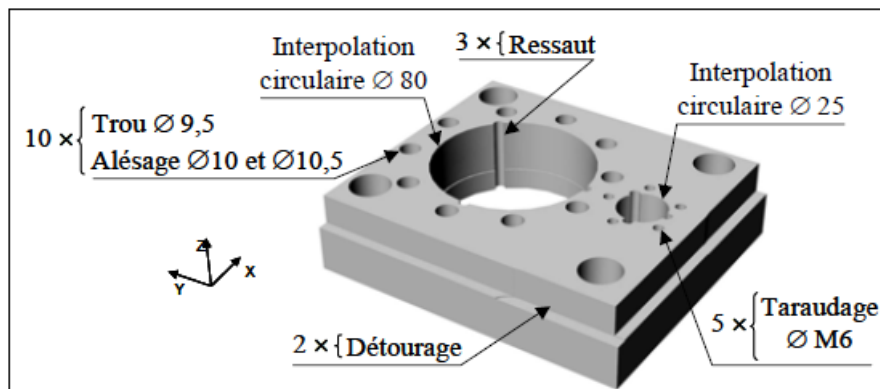


FIGURE 1.9 – Géométrie d'une pièce test RENAULT [Mawussi et Tapie, 2005]

1.2.2.3 Evaluer la capacité d'une machine

La méthode :

D'après Boulanger [Boulanger *et al.*, 2006] "L'étude de la capacité du moyen de production revêt un caractère particulièrement important lors de la réception et de la qualification

d'un nouveau moyen de production."

La capabilité d'une machine est son aptitude à réaliser des pièces bonnes. Sur une courte durée, un nombre défini de prélèvement de pièces est effectué dans des conditions de travail stables. Celles-ci sont produites sur la même machine ayant les mêmes réglages. La dispersion de la production est appelée ici la dispersion intrinsèque de la machine.

Pour une distribution statistique du type loi normale comme à la figure 1.10, la distribution de la population est répartie telle que :

- 68 % des valeurs appartiennent à $[X_m - \sigma; X_m + \sigma]$
- 95 % des valeurs appartiennent à $[X_m - 2\sigma; X_m + 2\sigma]$
- 98 % des valeurs appartiennent à $[X_m - 3\sigma; X_m + 3\sigma]$

Où X_m est le centrage de la valeur moyenne.

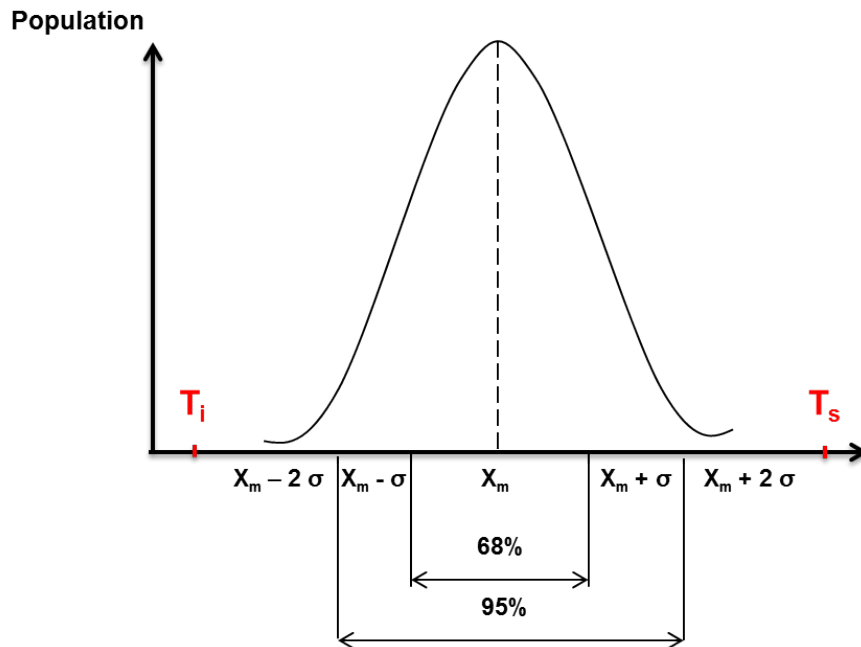


FIGURE 1.10 – La loi normale

Le calcul de la capabilité est déterminé par la comparaison de l'intervalle de tolérance visé à la dispersion trouvée. Par conséquent, l'indice de capabilité Cam s'exprime par la relation :

$$Cam = \frac{IT}{6\sigma} = \frac{T_s - T_i}{6\sigma}. \quad (1.1)$$

Où IT , T_s et T_i sont respectivement l'intervalle de tolérance lié à la qualité de production et ses limites supérieure et inférieure. Pour que la capabilité du moyen de production soit considérée bonne il faut que ce terme soit supérieur à 1.

De plus, le facteur C_{mk} permet d'évaluer la centrage de la distribution par rapport à l'IT. Ce facteur est important surtout dans le cas des lois dissymétriques. Il doit être également supérieur à 1 pour que les échantillons contrôlés soient considérés comme conformes. Son expression est $C_{mk} = \min(C_{ms}, C_{mi})$ tel que :

$$\begin{cases} C_{ms} = \frac{T_s - X_m}{3\sigma} \\ C_{mi} = \frac{X_m - T_i}{3\sigma} \end{cases} \quad (1.2)$$

Critères d'acceptation :

De point de vue industriel, pour qu'un moyen soit jugé apte, il doit pouvoir produire sur une durée assez longue avec un taux de non-conformité inférieur aux exigences contractuelles. Ces taux sont définis à partir de la valeur de l'écart-type σ .

La figure 1.11 schématise les 3 cas types pouvant être rencontrés durant le processus d'évaluation de la capacité d'une machine à exécuter un usinage donné.

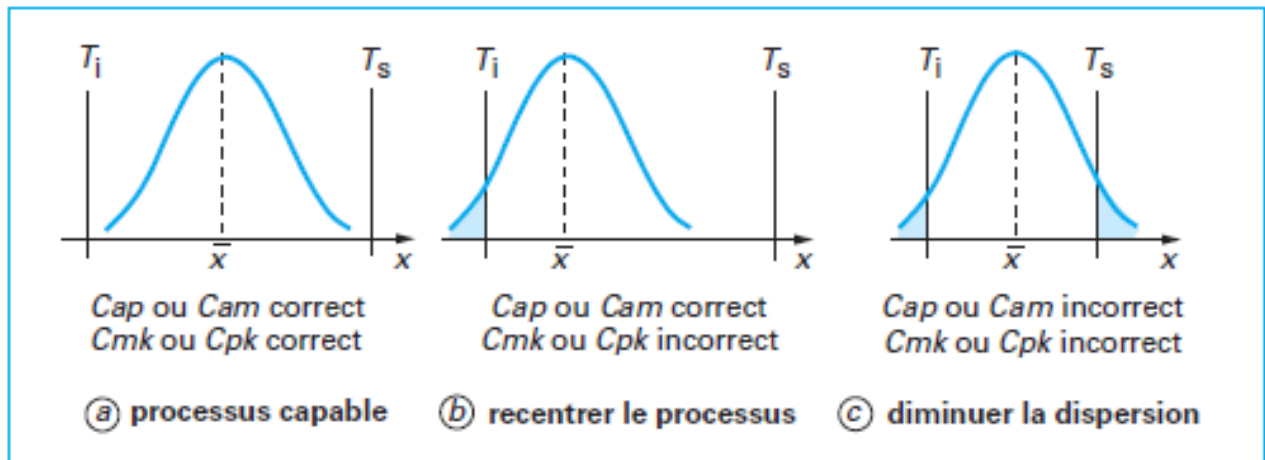


FIGURE 1.11 – Cas types de capacité [Boulanger *et al.*, 2006]

Les industriels se basent sur des normes comme NF X06-033 [NFX06033, 1995] et NF E60-181 [NFE60181, 2001] pour évaluer la capacité de leurs moyens pour exécuter un processus donné. Pour évaluer la capacité et le centrage, les indices Cam et C_{mk} sont analysés comme :

- $Cam > 1.33$ et $C_{mk} > 1.33$: machine capable et centrée
- $Cam > 1.33$ et $C_{mk} < 1.33$: machine capable mais mal centrée
- $Cam < 1.33$: la machine n'est pas capable

1.2.3 Conclusion

Bien que les méthodes citées dans la partie précédente permettent d'évaluer plusieurs caractéristiques d'une MOCN, celles-ci ne se penchent pas sur les propriétés de la machine qui garantissent une coupe stable. C'est la raison pour laquelle, la suite de ce chapitre sera consacrée pour la présentation de la théorie de la stabilité de coupe et les méthodes existantes pour l'évaluation du comportement dynamique des MOCN.

1.3 La stabilité de la coupe

1.3.1 Introduction

Les vibrations en usinage sont un phénomène très connu. Selon leur nature, ces vibrations peuvent avoir des incidences plus ou moins graves sur la qualité de production. Celles-ci se distinguent principalement en deux grandes familles : les vibrations forcées et vibrations auto-entretenues.

1.3.2 Les vibrations en usinage

1.3.2.1 Vibrations forcées et moyens d'optimisation

Les vibrations forcées sont générées par des sollicitations périodiques. Par exemple dans une coupe discontinue comme dans le fraisage, celles-ci sont attribuées à la fréquence de passage des dents. D'après Seguy [Seguy, 2008] ce type de vibration dégrade peu l'état de surface de la pièce usinée et peut-être à l'origine de quelques défauts tels que le défaut de position. Afin de limiter leur impact, Moreau [Moreau, 2010] recommande d'avoir une coupe la plus continue possible. Cet objectif peut être atteint en agissant, dans la limite du possible, sur l'angle d'hélice de la fraise. Généralement, les vibrations forcées génèrent des conditions de coupe transitoires à l'entrée et à la sortie de la matière.

Ces vibrations deviennent ennuyeuses quand elles affectent la qualité de la pièce. Koppka [Koppka, 2008] s'est intéressé au procédé d'alésage. Un procédé qui est souvent utilisé dans des opérations de finition ou semi-finition. Bien que les profondeurs de passe sont généralement faibles dans ce type d'opération, les vibrations forcées dégradent parfois l'état de surface des pièces usinées. Koppka a étudié ce procédé et a montré que les défauts qui apparaissent sur la pièce, après un usinage de finition, dépendent principalement de la fréquence d'excitation et les défauts d'excentration de l'axe de l'outil par rapport à l'axe du trou à aléser. Il a montré que les excitations forcées peuvent activer les modes propres des outils et générer par conséquent des résonances. Il paraît donc indispensable de veiller sur le bon choix des conditions de coupe afin d'éviter que ces vibrations forcées se transforment en résonance.

1.3.2.2 Vibrations auto-entretenues

Les vibrations auto-entretenues appelées aussi broutement sont relatives à un phénomène purement dynamique. Étant resté longtemps incompréhensible, elles ont été qualifiées par Tay-

lor [Taylor, 1907] comme "Le plus obscur et le plus délicat de tous les problèmes de l'opérateur".

Si ce phénomène est très néfaste pour l'usinage, celui-ci peut impacter les pièces (figure 1.12) et les moyens de fabrication. En effet, il dégrade fortement l'état de surface en faisant apparaître des stries visibles à l'œil nu. De plus, d'après Thevenot [Thevenot, 2005] et Robert [Robert, 2006], l'outil et la broche peuvent s'user d'une façon prématurée.

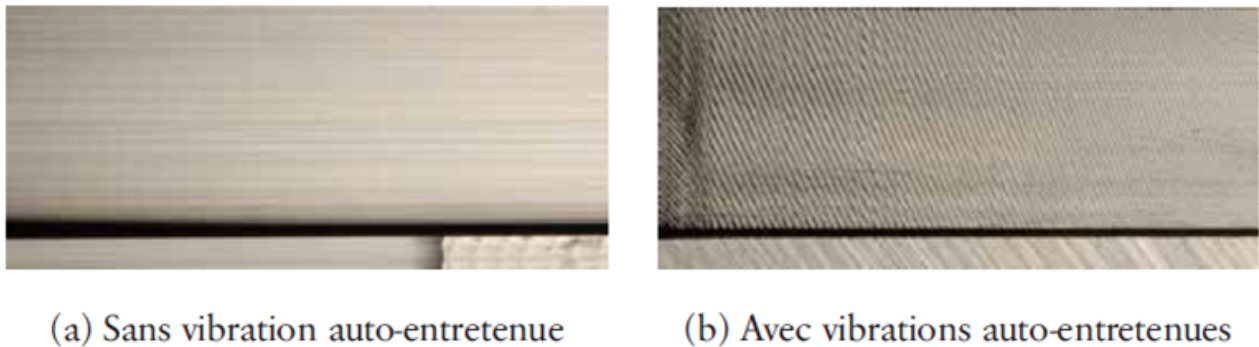


FIGURE 1.12 – Impact du broutement sur une surface usinée [Seguy, 2008]

Seguy a fait l'état de l'art sur les causes des vibrations auto-entretenues. Ces dernières sont principalement la cause du phénomène de régénération, le couplage modal ou encore des phénomènes non linéaires qui apparaissent [Moreau, 2010].

Vibrations régénératives :

Les raisons de l'apparition du broutement sont nombreuses. L'une des principales causes est le phénomène de régénération de surface. Cette théorie inventée par Tobias [Tobias et Fishwick, 1958] se base sur le constat que les passages successifs des dents se font sur une surface déjà réalisée.

Dans un cas d'étude Fong [Fong, 2000] montre pour les machines UGV, les vibrations auto-entretenues sont le résultat d'un manque de raideur dynamique.

Le couplage modal :

L'instabilité peut aussi apparaître à cause du couplage des modes de vibration. Cette théorie qui a été inventée par Tlusty et Polacek [Tlusty et Polacek, 1963]. Celle-ci explique que pour un outil donné d'usinage, il est possible que ce dernier ait deux degrés de liberté orthogonaux dont les fréquences libres sont proches voire identiques. Étant donné que ces modes peuvent s'exciter par les efforts de coupe, l'outil peut, conformément à la description de la figure 1.13, se mettre à vibrer en suivant un mouvement elliptique.

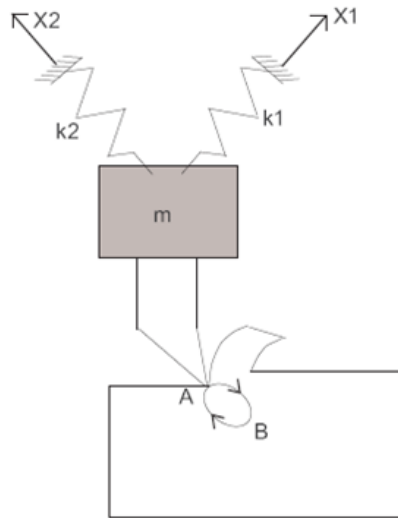


FIGURE 1.13 – Illustration du couplage modal [Rivière-Lorphèvre, 2007]

La friction entre l'outil et la pièce :

L'approche présentée par Bailey dans [Bailey, 1975] explique le broutement comme un phénomène de friction intrinsèque à la coupe se produisant par le frottement non linéaire entre la face de coupe et la pièce. En revanche, d'après Hasting [Hasting *et al.*, 1980], les interactions thermomécaniques peuvent avoir une contribution mineure sur l'établissement du broutement.

1.3.3 Modélisation des vibrations régénératives

D'après Altintas [Altintas, 2012], les vibrations régénératives constituent la principale cause de broutement. Quand l'outil attaque la matière, un échelon d'effort est provoqué. Ce dernier provoque des oscillations plus ou moins importantes de l'outil ou de la pièce. Ces oscillations génèrent une première surface ondulée. Lors du prochain passage de dent sur la première surface ondulée, l'épaisseur de copeau devient variable. Étant donné que l'effort de coupe est dépendant de la section coupée, la variation de cette dernière génère une variation d'effort qui elle entraîne à son tour de nouvelles excitations et des ondulations de plus en plus conséquentes. Ce phénomène s'appelle l'auto-entretien des vibrations.

Deux évolutions sont possibles. Le premier cas correspond à un faible déphasage entre les ondulations existantes sur la surface et les nouvelles ondulations subies par un nouveau passage de plaquette. Par conséquent les efforts varient moins et provoquent moins d'effets sur l'auto-entretien des vibrations. D'ailleurs, c'est dans ce cas de figure qu'il est recommandé de se placer pour limiter le broutement.

Le deuxième cas correspond à un grand déphasage entre les ondulations des passages successifs des plaquettes. Cette situation est défavorable car la section de copeau varie de manière significative et s'accompagne donc par de grandes variations des efforts de coupe. D'après Se-

guy [Seguy, 2008] et Thevenot [Thevenot, 2005], dans ce cas, si le système usinant ou la pièce présente un manque de raideur ou d'amortissement, le broutement peut alors s'établir.

1.3.3.1 La fonction de transfert

La fonction de réponse en fréquence notée aussi FRF permet de connaître la capacité du système à transmettre l'énergie contenue dans le signal d'effort communiqué par une excitation donnée. Son unité de mesure est le rapport entre l'unité de la grandeur physique de la réponse et l'unité de l'excitation.

D'après Costes [Costes, 2010], une fonction de transfert sert à analyser quantitativement le comportement dynamique du système étudié. Celle-ci peut être déterminée expérimentalement par la technique d'impact au marteau dynamométrique. Cette dernière est couramment appelée "sonnage" et correspond à la méthode la plus utilisée industriellement. Elle est illustrée à la figure 1.14.

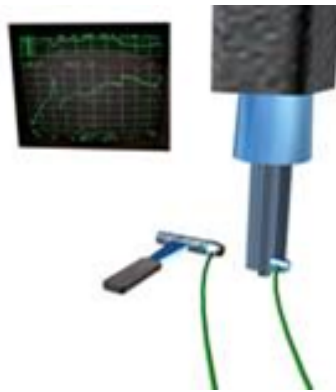


FIGURE 1.14 – Technique d'impact au marteau dynamométrique

La FRF peut être représentée par un modèle à 1 ou plusieurs degrés de liberté. D'après Ewins [Ewins, 2000] son expression pour un système à 1 seul ddl comme :

$$H(j\omega) = \frac{1/k}{(1 - (\frac{\omega}{\omega_0})^2) + 2j\xi(\frac{\omega}{\omega_0})}. \quad (1.3)$$

Où ω , ω_0 , k et ξ sont respectivement la pulsation, la pulsation propre, la raideur et l'amortissement de la structure.

1.3.3.2 Les efforts de coupe

Description :

La géométrie de l'engagement de l'arête de coupe d'un outil est conventionnellement décrite comme à la figure 1.15. Où :

- h est l'épaisseur de coupe (mm)

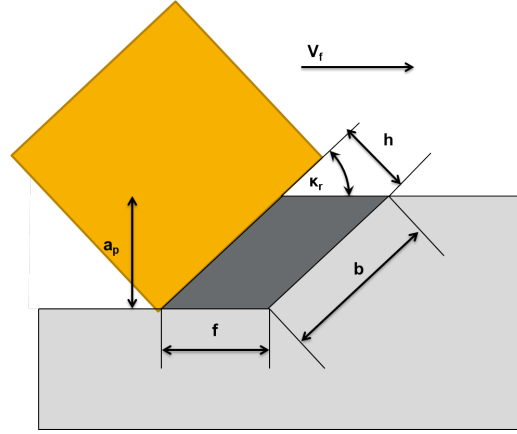


FIGURE 1.15 – Géométrie de l'engagement d'une arête de coupe

- b est la largeur de coupe (mm)
- f est l'avance (mm)
- a_p est la profondeur de passe (mm)
- κ_r est l'angle de direction d'arête ($^\circ$)

Ces grandeurs sont liées entre elles par les relations :

$$\begin{cases} b = \frac{a_p}{\sin(\kappa_r)} \\ h = f \sin(\kappa_r) \end{cases} \quad (1.4)$$

L'effort total de coupe est la résultante qui agit sur l'outil lors de l'enlèvement de copeaux. Celui-ci se décompose en un effort tangentiel, F_t , un effort radial F_r et un effort axial F_a . L'effort tangentiel agit dans la direction de la vitesse de coupe, l'effort radial est exercé selon la direction radiale et l'effort axial est perpendiculaire aux deux autres comme l'illustre la figure 1.17.

L'expression fondamentale des efforts s'écrit pour chaque composante comme :

$$F_i = K_i b h. \quad (1.5)$$

Avec $i = t, r, a$

Les pressions spécifiques de coupe sont définies comme le rapport de chacune des composantes et la section coupée. Celles-ci s'expriment souvent en MPa telles que :

- La pression spécifique de coupe suivant la direction tangentielle $\frac{F_t}{bh}$
- La pression spécifique de coupe suivant la direction radiale $\frac{F_r}{bh}$

Dans la littérature, il existe plusieurs modèles pour représenter la loi de coupe en usinage. Chacun de ces modèles présente des points forts et peut-être mieux adapté que d'autres pour un domaine d'application donné. Alauddin [Alauddin, 1993] fait l'état de l'art sur les différents

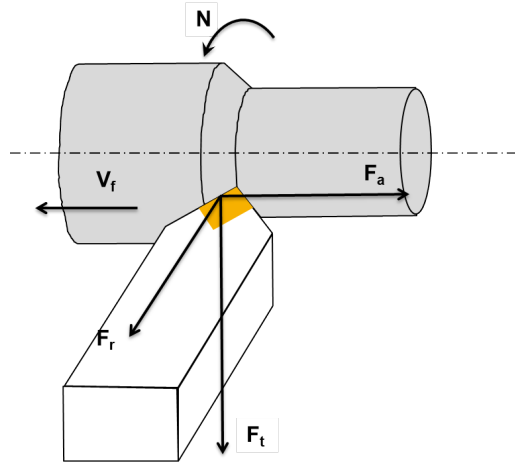


FIGURE 1.16 – Efforts exercés par l'outil sur la pièce

modèles d'efforts de coupe existant. Dans ce qui suit, seront présentées seulement les lois de coupe les plus couramment utilisées que sont la loi de Kienzle et la loi affine.

Loi de Kienzle :

Cette loi a été développée par Kienzle et Victor [Kienzle et Victor, 1957]. Étant donnée que les lois de coupe rencontrées en usinage sont très rarement linéaires, la relation de Kienzle permet d'exprimer la pression spécifique de coupe de l'équation 1.5 comme une fonction puissance de l'épaisseur de coupe h . Aussi, cette loi considère que les efforts de coupe sont proportionnels à la largeur de coupe b .

D'après cette loi, K_i s'exprime comme :

$$K_i = k_{i,11} h^{-m_i}, \quad (1.6)$$

où $k_{i,11}$ n'est plus une pression et m_i est un coefficient souvent compris entre 0 et 1. Ces deux paramètres sont déterminés expérimentalement.

Le calcul des forces à l'aide de la relation 1.8 n'a un sens que si les essais étaient reproduits dans les mêmes conditions que celles ayant servi à l'identification de ces paramètres. Comme les coefficients spécifiques de coupe dépendent de différents facteurs (l'usure, la lubrification, les angles de coupe, la matière, les conditions de coupe, etc), des coefficients correcteurs peuvent être intégrés et permettent d'exprimer $k_{i,11}$ comme un produit d'une valeur de référence $k_{i,11}^*$ et des coefficients correcteurs k_j ([Debongnie, 2006] et [Petropoulos *et al.*, 2005]).

$$k_{i,11} = k_{i,11}^* \prod_{j=1}^n k_j. \quad (1.7)$$

La loi de Kienzle permet, en s'appuyant sur les équations 1.5 et 1.6 d'exprimer les 3 com-

posantes d'effort de coupe pour $i = t, r, a$ comme :

$$F_i = k_{i,11}bh^{1-m_i}. \quad (1.8)$$

Loi affine :

Dans la littérature, plusieurs références Debongnie [Debongnie, 2006] et Masset [Masset, 2004] évoquent le modèle affine d'effort de coupe. Partant toujours du principe que l'effort est proportionnel à la largeur de coupe. Une loi affine est souvent utile car elle permet de décrire l'effort autour d'un point de fonctionnement en épaisseur de coupe. Elle s'exprime pour $i = t, r, a$ comme :

$$F_i = C_1bh + C_2. \quad (1.9)$$

Contrairement à la réalité, d'après l'équation 1.9, ce modèle donne un effort non nul pour des épaisseurs de coupe nulle. Ce constat permet de rappeler la restriction du domaine d'utilisation de ce modèle aux application d'ébauche.

Loi de Kienzle - affine :

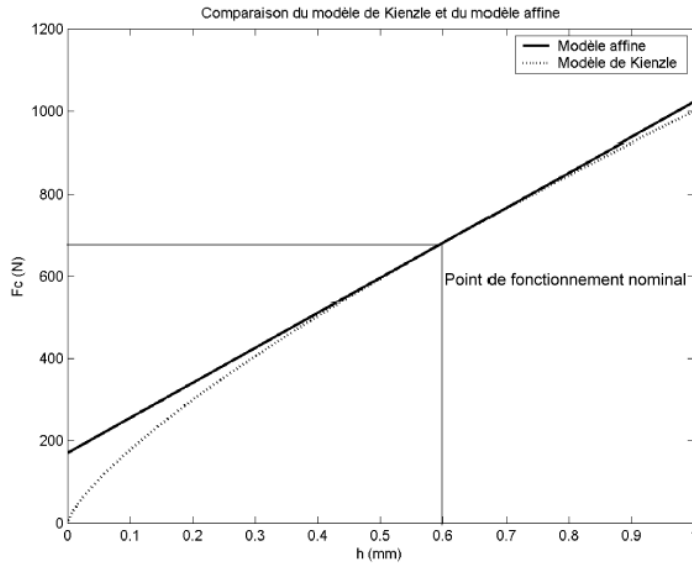


FIGURE 1.17 – Comparaison d'une loi de Kienzle et une loi affine autour d'un point de fonctionnement [Le Lan, 2007]

Le modèle Kienzle peut être linéarisé autour d'un point de fonctionnement h_0 . Son expression linéarisée est :

$$F_{i,affine} = \left(\frac{\partial F_i}{\partial h}\right)_{h_0}h + C_2. \quad (1.10)$$

La dérivée de l'effort F_i autour de h_0 permet d'écrire en s'appuyant sur l'équation 1.8 :

$$\left(\frac{\partial F_i}{\partial h}\right)_{h_0} = (1 - m_i)k_{11,i}bh_0^{-m_i}. \quad (1.11)$$

L'expression de l'effort de coupe linéarisé au voisinage de h_0 s'exprime à l'aide des équations 1.10 et 1.11 :

$$F_{i,affine} = (1 - m_i)k_{11,i}bh_0^{-m_i}h + m_ik_{11,i}bh_0^{1-m_i}. \quad (1.12)$$

1.3.3.3 Les lobes de stabilité

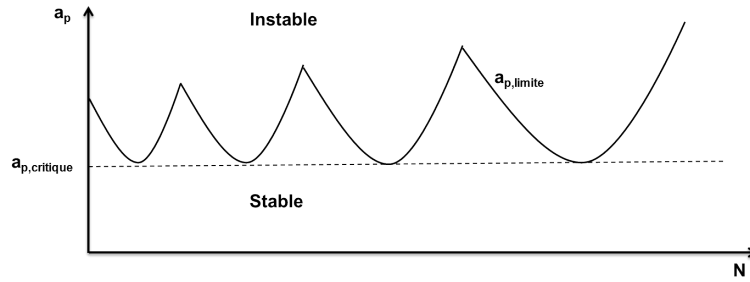


FIGURE 1.18 – Diagramme des lobes de stabilité

Un graphique des lobes de stabilité est affiché (figure 1.18). Cette représentation est très connue aussi bien dans le milieu scientifique que le milieu industriel. Il comprend deux domaines qui sont séparés par la limite de stabilité. Bien que le domaine situé en bas de la courbe représente les conditions de coupe stables, celui qui est situé au-dessus représente les conditions de travail instables. L'axe des ordonnées de ce graphique représente l'engagement de l'outil pour une opération donnée. L'échelle des abscisses représente la vitesse de rotation de broche.

Naturellement, l'usineur cherche à choisir les conditions de travail de manière à maximiser l'enlèvement de matière (ou productivité). Cela se traduit par une grande vitesse de rotation et une grande profondeur de passe. En revanche il est important de noter que le choix d'une condition de coupe stable ne garantit pas un faible niveau d'oscillations. Cette amplitude peut dans certains cas être néfaste pour la durée de vie des outils [Costes, 2010] et la qualité des pièces finies.

Les voies les plus connues pour la construction des lobes de stabilité sont la méthode purement expérimentale se basant sur l'usinage de pièce, cette méthode a été exploitée par [Wang, 1996] et [Liljerehn et Abrahamsson, 2013]. La méthode semi-analytique introduite par Tlustý [Tlustý et Spacek, 1954a] se base sur la résolution analytique de l'équation de la dynamique de coupe dans le domaine fréquentiel. Par ailleurs, la méthode de la SD (semi-discrétisation) se base sur la discrétisation des termes retardés de l'équation de la dynamique. Celle-ci a été introduite par [Insperger et Stéphan, 2004] et étendue au fraisage par [Insperger *et al.*, 2005]. Corduan [Corduan, 2006b] montre que ces deux dernières méthodes

donnent des résultats similaires mais sont mal adaptées pour des usinages à faibles engagements.

Remarque : Pour la production de pièces automobiles en fonte telle que c'est le cas pour la production du moteur R9M en fonte GL, les vitesses de rotation sont généralement faibles ce qui génère des fréquences d'excitation très petites devant les fréquences propres du système usinant ([Le Lan, 2007]). Dans la plage des conditions de travail, les lobes de stabilité sont aplatis et par conséquent ils sont moins bien exploitables. Ainsi, le domaine stable est limité par la droite horizontale qui correspond à la profondeur de passe critique ap_{cri} .

1.3.4 Bilan sur les méthodes utilisées pour la prédiction des lobes de stabilité

Une MOCN est rarement destinée pour effectuer un seul type d'opération. Dans les modèles existants pour la prédiction des lobes de stabilité, il existe des modèles à 1 ou plusieurs ddl pour différentes opérations d'usinage. Dans la suite seront présentés les principaux modèles historiques de prédiction des lobes de stabilité :

- Modèle de tournage : Prédiction des lobes en coupe continue à l'aide d'un système à 1 ddl.
- Modèle de perçage/alésage : Prédiction des lobes en coupe continue à l'aide d'un système à 4 ddl.
- Modèle de fraisage : Prédiction des lobes en coupe discontinue à l'aide d'un système à 2 ddl.

1.3.4.1 La méthode analytique pour un système à un seul ddl (Cas du tournage)

La caractérisation dynamique du système est très importante dans la prédiction du brouetement. Tlusty [Tlusty, 1957] et Merritt [Merritt, 1965] utilisent un modèle analytique pour la modélisation des vibrations régénératives en tournage. Étant dans une configuration de coupe ininterrompue, les vibrations de l'outil génèrent des ondulations sur la surface. Lors du prochain passage, si le déphasage entre les anciennes et les nouvelles oscillations de l'outil est grand, le brouetement peut se déclencher au-delà d'un certain seuil de profondeur de passe.

Dans ce qui suit une présentation de la méthode analytique de prédiction des lobes de stabilité en tournage est détaillée. Dans cette présentation, l'outil est considéré comme le système flexible et modélisé par un système linéaire à 1 ddl (figure 1.19).

Les principales hypothèses sont :

- La pièce a un comportement très rigide.

- L'outil est le système le plus flexible, il est modélisé par un modèle dynamique linéaire à un seul ddl.
- La loi de coupe est linéaire : L'effort de coupe varie proportionnellement à la variation de l'épaisseur de copeau.

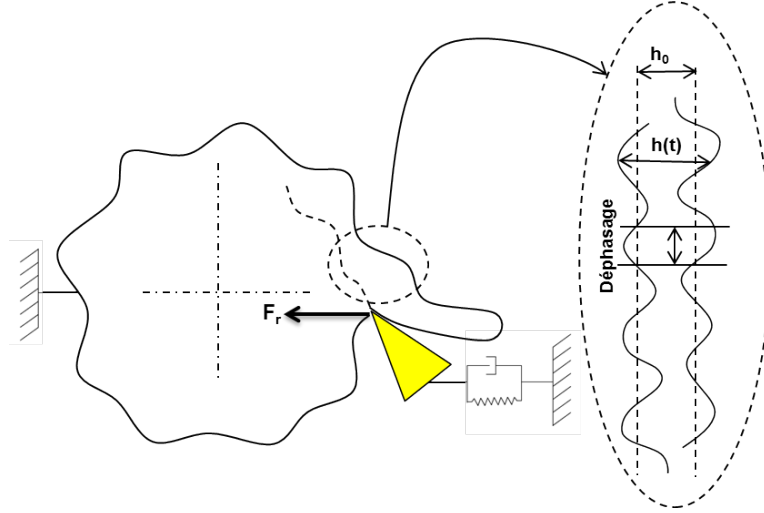


FIGURE 1.19 – Schématisation du modèle de tournage

Pour une opération donnée de tournage, la variation de l'épaisseur du copeau peut s'exprimer ainsi :

$$h(t) = h_0 - (y(t) - y(t - T)), \quad (1.13)$$

où $h(t)$, h_0 , T et $y(t) - y(t - T)$ sont respectivement l'épaisseur instantanée et nominale du copeau, la période de rotation de la pièce en tournage et la variation de l'épaisseur de copeau.

L'équation différentielle du mouvement de la pièce s'écrit comme :

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = F_r. \quad (1.14)$$

L'effort radial peut s'exprimer par une loi linéaire comme :

$$F_r(t) = K_t K_r b h(t). \quad (1.15)$$

L'injection des équations 1.13, 1.15 dans 1.14 donne :

$$m\ddot{y} + c\dot{y} + ky = K_t K_r b [h_0 - (y(t) - y(t - T))]. \quad (1.16)$$

Pour résoudre les équations par la méthode analytique, les équations seront exprimées dans le domaine de Laplace. Pour y exprimer l'épaisseur dynamique du copeau, l'équation 1.13 devient :

$$h(s) = h_0(s) - y(s) + e^{-Ts}y(s). \quad (1.17)$$

Dans le domaine de Laplace, l'équation de la dynamique du mouvement 1.14 devient :

$$(ms^2 + cs + k)y(s) = F_r(s). \quad (1.18)$$

La fonction de transfert $H(s)$ (figure 1.20) sera définie comme :

$$H(s) = \frac{y(s)}{F_r(s)}. \quad (1.19)$$

Donc,

$$y(s) = H(s)F_r(s). \quad (1.20)$$

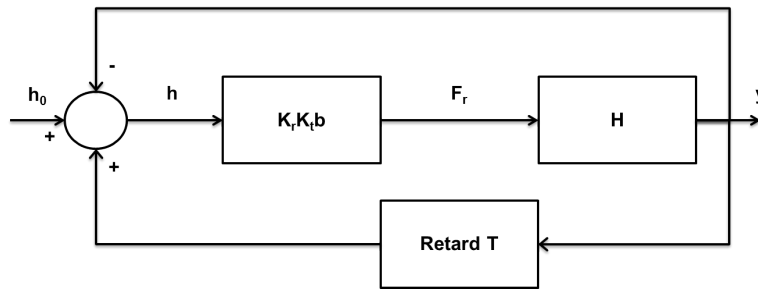


FIGURE 1.20 – Modèle exprimé sous forme de schéma bloc [Tlusty et Polacek, 1963]

La substitution de l'équation 1.20 dans 1.17 donne :

$$\frac{h(s)}{h_0(s)} = \frac{1}{1 + (1 + e^{-Ts})K_r K_t b H(s)}. \quad (1.21)$$

La recherche de stabilité s'effectue par l'étude du rapport entre l'épaisseur nominale et l'épaisseur dynamique du copeau. Le critère de stabilité annoncé par Tlusty et Meritt s'appuie sur l'analyse du signe de la partie réelle des pôles de l'équation 1.21. Ces pôles s'expriment dans le domaine complexe comme :

$$s^* = \sigma + j\omega_c. \quad (1.22)$$

Pour discriminer l'état de stabilité du système, ce dernier est considéré comme stable quand la partie réelle des pôles est négative et instable quand ce n'est pas le cas. Par conséquent la limite de stabilité entre les états stable et instable peut être déterminée pour une partie réelle nulle.

Pour obtenir cette frontière on considère que $\sigma = 0$. Le dénominateur de l'équation 1.21 noté $D(p)$ doit être nul en s^* . Donc :

$$D(s^*) = 1 + (1 + e^{-Ts^*})K_r K_t b H(s^*) = 0. \quad (1.23)$$

Pour vérifier l'équation 1.25, la partie réelle et la partie imaginaire doivent être nulles. Dans un premier temps, **l'annulation de la partie imaginaire** permet d'écrire :

$$\tan(\psi) = \frac{Im(H(\omega_c))}{Re(H(\omega_c))} = \tan\left(\frac{\omega_c T}{2} - \frac{3\pi}{2}\right). \quad (1.24)$$

Où ψ et ω_c sont respectivement la phase de la FRF et la pulsation de broutement. Le but dans ce qui suit consiste à établir la relation entre les paramètres liés au système et la vitesse de rotation.

D'après l'équation 1.24 :

$$\omega_c T - \frac{3\pi}{2} = \psi + k\pi. \quad (1.25)$$

Connaissant la relation entre la période et la vitesse de rotation, cette dernière s'exprimera comme :

$$N = \frac{60}{T} = \frac{60\omega_c}{\omega_c T + 3\pi + 2k\pi}. \quad (1.26)$$

Ensuite, **l'annulation de la partie réelle** permet de déduire l'expression de la largeur de coupe limite b_{lim} .

$$b_{lim} = \frac{-1}{2kRe(H(\omega_c))}. \quad (1.27)$$

1.3.4.2 La méthode analytique pour un système à plusieurs ddl (Cas du perçage et de l'alésage)

Si Jochem [Jochem et Altintas, 2007] et Bayly [Bayly *et al.*, 1999] ont modélisé les vibrations régénératives pour le procédé de perçage, c'est en sachant que leurs méthodes sont transposables au cas d'alésage. Sachant que le perçage est un cas particulier d'alésage, la principale différence existant entre les deux procédés est le diamètre du pré-trou à aléser, ce dernier est nul dans le cas de perçage.

Dans la modélisation présentée dans [Bayly *et al.*, 1999], seuls deux degrés de libertés sont pris en compte. Ces derniers permettent de représenter les excitations et les déplacements transversaux dans le plan perpendiculaire à la direction d'avance. En revanche, dans [Jochem et Altintas, 2007] 4 degrés de liberté sont pris en compte comme cela est présenté sur la figure 1.21. Ceux-ci correspondent aux 2 ddl des déplacements transversaux, un ddl de torsion et un ddl de déplacement axial. Cette démarche comporte les étapes qui suivent.

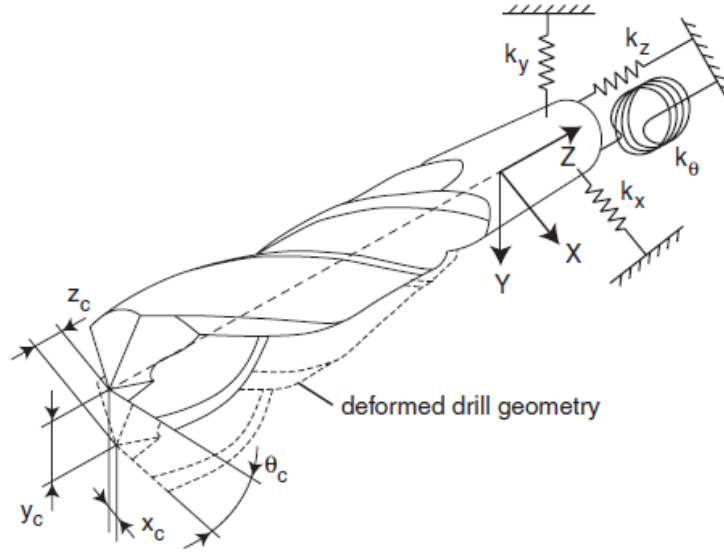


FIGURE 1.21 – Modèle dynamique d'un outil de perçage/alésage [Jochem et Altintas, 2007]

L'équation caractéristique :

L'équation caractéristique de la dynamique de perçage, en régime stationnaire, s'écrit comme :

$$\underline{\underline{M}} \begin{pmatrix} \ddot{u} \\ \ddot{v} \\ \ddot{w} \\ \ddot{\theta} \end{pmatrix} + \underline{\underline{C}} \begin{pmatrix} \dot{u} \\ \dot{v} \\ \dot{w} \\ \dot{\theta} \end{pmatrix} + \underline{\underline{K}} \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \\ \theta \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_u \\ F_v \\ F_w \\ M_w \end{pmatrix}. \quad (1.28)$$

Où (u, v) , w , θ , (F_u, F_v) , F_w et M_w sont respectivement les déplacements transversaux, le déplacement axial, le déplacement de torsion, les efforts radiaux de coupe, l'effort axial extérieur et le moment de torsion. Les matrices $\underline{\underline{K}}$, $\underline{\underline{M}}$ et $\underline{\underline{C}}$ représentent respectivement la raideur, la masse et l'amortissement.

Les efforts de coupe :

La figure 1.22 illustre les efforts de coupe dans ce procédé d'usinage. Sachant que dh_i est l'épaisseur dynamique de coupe pour la dent j , l'expression des trois composantes dynamiques, tangentielle dF_{tj} , radiale dF_{rj} et axiale dF_{aj} de coupe s'écrit pour un outil à 2 dents comme.

$$\begin{cases} dF_{t1} = K_t b dh_1, dF_{r1} = K_r dF_{t1}, dF_{a1} = K_a dF_{t1} \\ dF_{t2} = K_t b dh_2, dF_{r2} = K_r dF_{t2}, dF_{a2} = K_a dF_{t2} \end{cases} \quad (1.29)$$

Où K_t , K_r , K_a et b sont respectivement la pression tangentielle, le coefficient de proportionnalité radiale, le coefficient de proportionnalité axiale et la largeur de coupe.

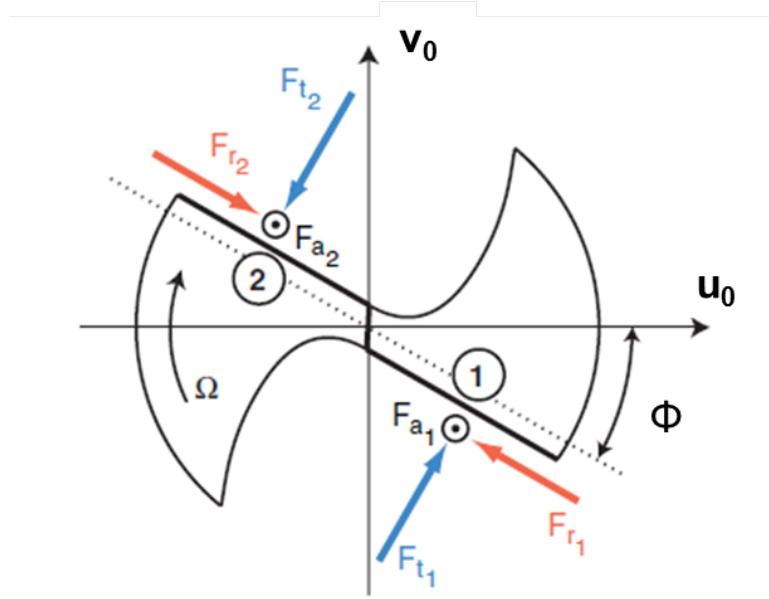


FIGURE 1.22 – Schématisation des efforts de coupe [Jochem et Altintas, 2007]

La projection de ces composantes dans le repère fixe R_0 donne :

$$\begin{cases} dF_u = (dF_{t1} - dF_{t2})\sin(\Phi) - (dF_{r1} - dF_{r2})\cos(\Phi) \\ dF_v = (dF_{t1} - dF_{t2})\cos(\Phi) - (dF_{r1} - dF_{r2})\sin(\Phi) \\ dF_w = dF_{a1} + dF_{a2} \\ dM_w = r(dF_{t1} + dF_{t2} - (dF_{r1} + dF_{r2})) \end{cases} \quad (1.30)$$

Les grandeurs Φ et r sont respectivement l'angle de rotation de l'outil et le rayon de coupe.

La variation de l'épaisseur de copeau :

Les déplacements régénératifs transversaux génèrent une variation des épaisseurs de copeau qui s'exprime comme :

$$\begin{cases} dh_1 = \frac{d u \cos(\Phi) - d v \sin(\Phi)}{\tan(\kappa_r)} \\ dh_2 = \frac{-(d u \cos(\Phi) - d v \sin(\Phi))}{\tan(\kappa_r)} \end{cases} \quad (1.31)$$

Les déplacements régénératifs de torsion génèrent une variation d'épaisseur de copeau s'exprimant comme :

$$dh_1 = dh_2 = -d\theta \frac{1}{2\pi} f_z, \quad (1.32)$$

où f_z est l'avance par dent.

Enfin, les déplacements régénératifs dus à la compression axiale s'expriment comme :

$$dh_1 = dh_2 = -dw. \quad (1.33)$$

Enfin, la variation des épaisseurs des copeaux est la contribution de tous les déplacements exprimés par les équations 1.31, 1.32 et 1.33. Cette variation s'exprime ainsi :

$$\begin{pmatrix} dh_1 \\ dh_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \frac{1}{\tan(\kappa_r)}(duc\cos(\Phi) - dvs\sin(\Phi)) - d\theta \frac{1}{2\pi} f_r - dw \\ \frac{1}{\tan(\kappa_r)}(-duc\cos(\Phi) + dvs\sin(\Phi)) - d\theta \frac{1}{2\pi} f_r - dw \end{pmatrix}. \quad (1.34)$$

L'injection des équations 1.34 et 1.29 dans 1.30 donne :

$$\begin{cases} dF_u = K_t b(dh_1 - dh_2)\sin(\Phi) - K_r K_t(dh_1 - dh_2)\cos(\Phi) \\ dF_v = K_t b(dh_1 - dh_2)\cos(\Phi) - K_r K_t(dh_1 - dh_2)\sin(\Phi) \\ dF_w = K_t K_a b(dh_1 + dh_2) \\ dM_w = K_t b(dh_1 + dh_2)(1 - K_r)r \end{cases} \quad (1.35)$$

Les équations 1.35 et 1.34 donnent :

$$\begin{pmatrix} dF_u \\ dF_v \\ dF_w \\ dM_w \end{pmatrix} = bK_t \underline{\underline{B}}(t) \begin{pmatrix} u \\ v \\ z \\ \theta \end{pmatrix}. \quad (1.36)$$

Où $\underline{\underline{B}}(t)$ est la matrice caractérisant le taux d'immersion des dents dans la matière. Sa moyenne est :

$$\underline{\underline{B}}_0 = \frac{1}{T} \int_0^T \underline{\underline{B}}(t) dt. \quad (1.37)$$

L'équation caractéristique de la dynamique de perçage/alésage devient après simplification :

$$\underline{\underline{Q}} = bK_t \underline{\underline{B}}_0 \underline{\underline{\Delta}} r. \quad (1.38)$$

Résolution dans le domaine fréquentiel :

La variation des déplacements s'exprime comme :

$$\underline{\underline{\Delta}}(i\omega_c t) = r(i\omega_c t) - r(i\omega_c T) = [1 - e^{-i\omega_c T}] e^{-i\omega_c t} \underline{\underline{H}} \underline{\underline{Q}}. \quad (1.39)$$

Où ω_c et T sont successivement la pulsation de broutement et la période séparant deux passages successifs de dents.

L'équation caractéristique de la dynamique de l'opération devient :

$$\underline{\underline{Q}} e^{-i\omega_c t} = \frac{1}{2} bK_t [1 - e^{-i\omega_c T}] \underline{\underline{B}}_0 \underline{\underline{H}} \underline{\underline{Q}}. \quad (1.40)$$

Cette equation a une solution non triviale quand son déterminant est égal à 0. Sa résolution peut se réduire à un problème aux valeurs propres.

$$\det[\underline{I} - \frac{1}{2}K_t b(1 - e^{-i\omega_c T})\underline{B}_0 \underline{H}] = 0. \quad (1.41)$$

Le problème à résoudre est :

$$\det[\underline{I} - \lambda \underline{B}_0 \underline{H}] = 0. \quad (1.42)$$

Où λ and κ sont :

$$\lambda = \frac{-Z}{4\pi} a K_t (1 - e^{-i\omega_c T}), \quad (1.43)$$

$$\kappa = \frac{\lambda_I}{\lambda_R} = \frac{\sin(\omega_c T)}{1 - \cos(\omega_c T)}. \quad (1.44)$$

Où λ_R and λ_I sont respectivement la partie réelle et la partie imaginaire de λ .

Le tracé du diagramme des lobes de stabilité peut être élaboré à partir des équations :

$$b_{lim} = \frac{-2\pi\lambda_R}{ZK_t}(1 + \kappa^2), \quad (1.45)$$

$$T = \frac{1}{\omega_c}(\epsilon + 2k\pi) \rightarrow N = \frac{60}{ZT}, \quad (1.46)$$

où N , et Z sont respectivement la vitesse de rotation et le nombre de dents.

1.3.4.3 La méthode analytique pour un système à 2 ddl en coupe interrompue (Cas du fraisage)

Altintas et Budak [Altintas et Budak, 1995] proposent une méthode adaptée pour le cas où seul l'outil est considéré comme flexible. Comme c'est schématisé à la figure 1.23, l'outil est modélisé par un système linéaire à deux degrés de liberté. Cette méthode se base sur un modèle dynamique de la structure en pointe de l'outil et un modèle d'effort de coupe. Le déroulement de cette approche semi-analytique permettra d'obtenir le diagramme des lobes de stabilité pour une opération de fraisage.

Premièrement, d'après [Lapujoulade *et al.*, 2002], une forte discontinuité de la coupe peut mettre cette méthode en échec. Cela s'explique par le fait que cette méthode est basée sur la décomposition des termes périodiques de l'équation de la dynamique de fraisage en série de Fourier. Seule la moyenne A_0 est conservée par la suite et servira aux calculs prédictifs. C'est la raison pour laquelle cette méthode est principalement destinée pour des opérations d'ébauche.

Deuxièmement, même si cette méthode est destinée pour la plus grande majorité des géométries de fraises existantes, d'après [Lee et Altintas, 1996] son application sur des fraises hémisphériques présente une réelle limite à cause de la difficulté de déterminer les efforts de coupe.

Pour détailler le développement analytique, cette méthode sera illustrée dans le chapitre suivant dans le cadre d'une application de fraisage.

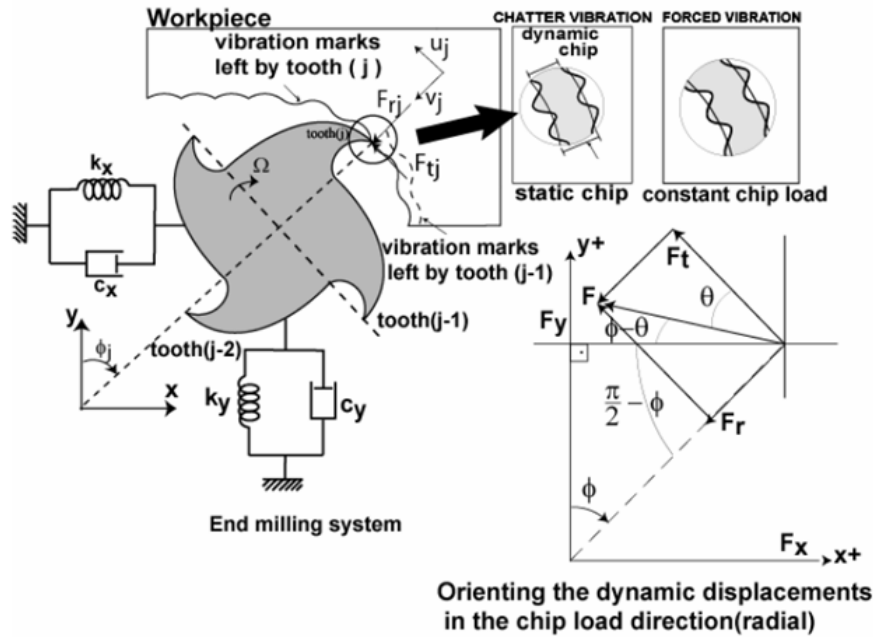


FIGURE 1.23 – Modèle de la dynamique de fraisage avec 2 ddl par Altintas [Altintas et Weck, 2004]

1.4 Les méthodes dynamiques pour la qualification des centres d'usinage

1.4.1 Les lobes de stabilité comme outil d'évaluation

Tobias [Tobias, 1962] s'est intéressé aux essais de caractérisation d'un moyen de production et notamment par les procédés de perçage et fraisage. Ainsi, Tobias montre qu'il est possible de comparer deux machines en se référant à leurs diagrammes de stabilité. Tobias considère que cette comparaison est faisable dès lors que la profondeur de passe critique de chaque machine est connue. Cette valeur est obtenue par le tracé de l'asymptote de l'enveloppe basse des lobes de stabilité comme le représente la figure 1.24. Par ailleurs, cette figure montre que le diagramme de la figure 1.24.b présente la machine ayant une meilleure performance dynamique que celle de la figure 1.24.a.

Palpandian [Palpandian *et al.*, 2013] compare les méthodes d'obtention des diagrammes de stabilité en usinage, ces derniers peuvent être obtenus par une méthode purement expérimentale par des essais d'usinage ou encore par la méthode semi-analytique illustrée dans [Mayes *et al.*, 2012] et [Liljerehn et Abrahamsson, 2013]. La recherche de l'asymptote basse permet d'acquérir rapidement les informations essentielles qui représentent la stabilité de la coupe.

En revanche, l'obtention expérimentale des diagrammes de stabilité reste très délicate car

1.4. LES MÉTHODES DYNAMIQUES POUR LA QUALIFICATION DES CENTRES D'USINAGE

les conditions de coupe doivent être rigoureusement reproduites pour les différentes MOCN à comparer. Ces diagrammes n'intègrent pas seulement les principales caractéristiques dynamiques de la machine mais aussi quelques aspects liés à la coupe comme le matériau usiné, la géométrie et l'usure de l'outil, la lubrification et la température.

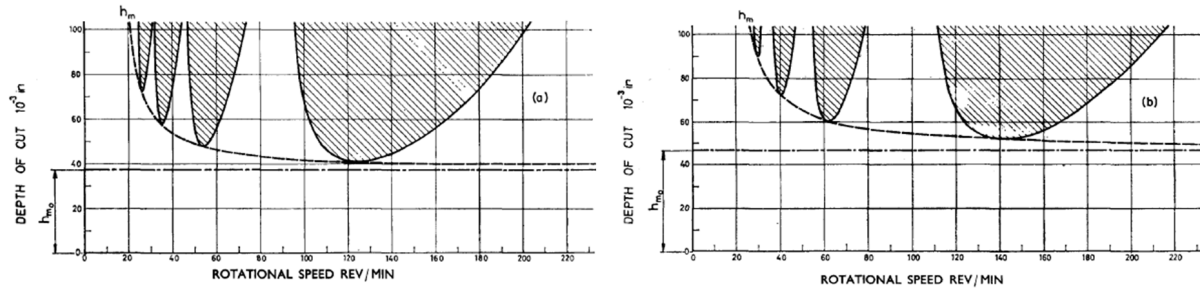


FIGURE 1.24 – Diagrammes de stabilité pour deux fraiseuses différentes [Tobias, 1962]

Cette méthode doit être conservée car elle permet d'avoir accès à une première information précieuse sur les performances dynamiques d'une MOCN. Mais, elle doit être utilisée avec attention car la valeur de la profondeur de passe limite contient des informations sur les caractéristiques dynamiques de la structure et la coupe.

Remarque Malgré ses multiples avantages, cette méthode reste insuffisante car elle représente les caractéristiques dynamiques de la machine, seulement, dans un point de l'espace de travail.

1.4.2 Pièce « test » prismatique

Wang [Wang, 1996] et Quintana [Quintana, 2008] ont montré la possibilité d'utiliser une méthode purement expérimentale, en se basant sur l'usinage de pièces prismatiques. Cette pièce est illustrée dans un état brut sur la figure 1.26 et usinée sur la figure 1.25. Celle-ci a une pente permettant l'augmentation progressive de la profondeur de passe avec l'avance de l'outil de fraisage et ce jusqu'à l'atteinte de la limite critique de stabilité. Cette technique a l'avantage d'être plus rapide, précise et facile à mettre en œuvre comparée à la démarche de recherche des limites point par point, par usinage. Les résultats de cette méthode sont illustrés à la figure 1.25.

Quintana [Quintana, 2008] a utilisé cette méthode pour tracer les lobes de stabilité sur la pièce par usinage. D'après la figure 1.26, le temps de passage de la zone stable à la zone instable est très court. Dès lors que le système devient clairement instable, l'opération de coupe doit être interrompue.

Quintana utilise une analyse acoustique pour détecter l'instabilité. Ce processus est reproduit plusieurs fois en faisant varier la vitesse de rotation à chaque fois jusqu'à l'obtention du diagramme des lobes de stabilité sur la pièce comme à la figure 1.25.

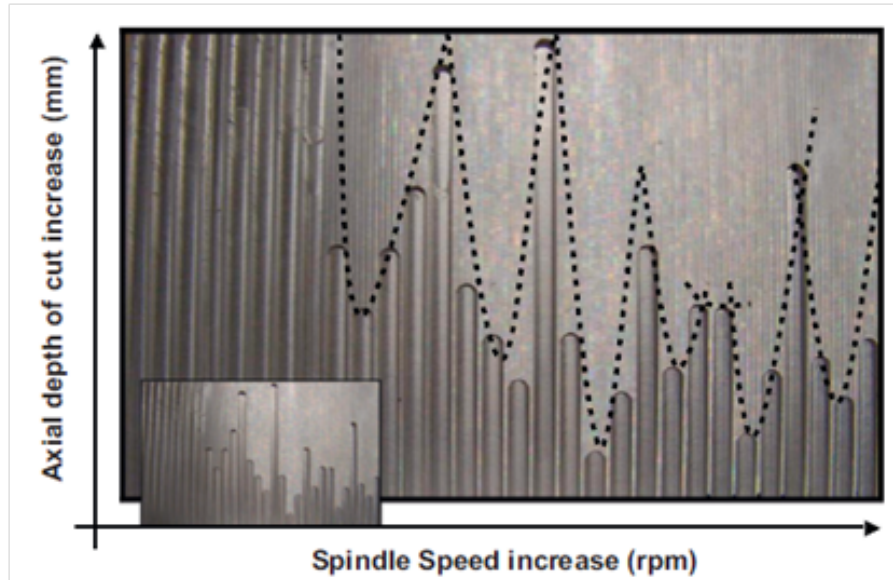


FIGURE 1.25 – Diagramme de lobes de stabilité obtenu par usinage de pièce prismatique [Wang, 1996]

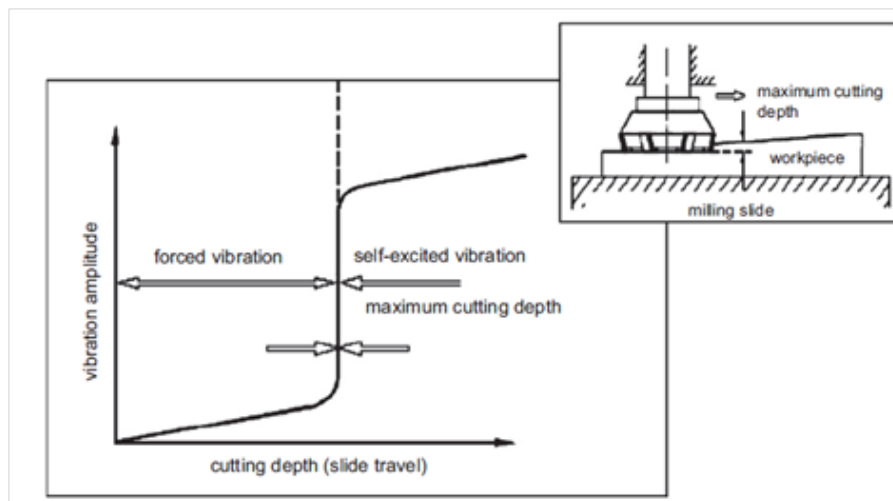
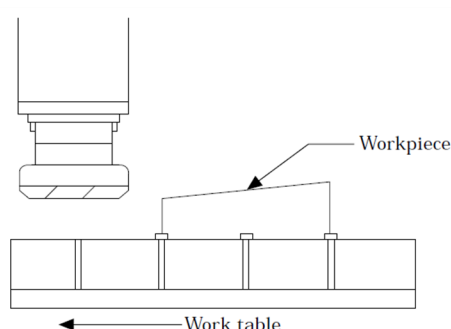


FIGURE 1.26 – Limite du domaine stable [Wang, 1996]

Wang [Wang, 1996] compare deux broches dont l'une est optimisée par ajout de masses bien réparties sur le rotor de la broche. Ces dernières ont été posées de manière à maximiser la valeur minimale de la partie réelle de sa fonction de transfert. D'après Tlustý [Tlustý et Spacek, 1954b], l'aptitude de coupe est inversement proportionnelle à la valeur minimale de la partie réelle de la fonction de transfert.

Wang se sert du modèle de pièce prismatique citée précédemment. Pour une condition d'usinage stable, il atteint une profondeur de passe de $2,9 \text{ mm}$ pour la broche standard et $5,6 \text{ mm}$

pour la broche optimisée, pour une fraise de 80 *mm* de diamètre à 5 dents. Dans un deuxième temps, la première fraise a été changée par une fraise de diamètre 20 *mm* à deux dents. Ainsi, la profondeur de passe atteinte dans le cas de broche optimisée est de 32 *mm* tandis que la broche standard se limite à 14,1 *mm* de profondeur de passe limite (en l'absence de vibration - figure 1.27). Wang conclut de cette étude que l'optimisation du comportement dynamique de la broche par la maximisation de la valeur réelle de sa fonction de transfert lui a permis d'avoir un meilleur comportement dynamique en usinage.



Comparison of the cutting depth between the original and optimised spindles

Cutting conditions	Maximum cutting depth before chatter (mm)	
	Original spindle	Optimised spindle
80 mm 5 teeth Face-milling cutter	2.9	5.6
20 mm 2 teeth End-milling cutter	14.1	32 (No chatter, limited by the cutter strength)

FIGURE 1.27 – Comparaison entre broche rigide et broche standard en utilisant le critère de profondeur de passe [Wang, 1996]

1.4.3 Approche graphique pour la qualification de la dynamique des machines

1.4.3.1 Démarche

La stabilité de la coupe dépend en premier lieu du comportement dynamique de la structure, elle dépend aussi des conditions de coupe et de la matière usinée. La méthode proposée par Gurney [Gurney, 1961] et Tobias [Tobias, 1965] permet de s'affranchir de tous les problèmes liés à la coupe.

Cette méthode est applicable quand les modes de la structure ne sont pas connus et prend en compte la sollicitation dynamique de la broche. La réponse du système est obtenue après l'excitation de la machine-outil par un générateur de vibrations forcées comme illustré sur la figure 1.28. Celles-ci sont appliquées directement sur la machine suivant une direction choisie. De plus, les efforts d'excitation sont mesurés par un dynamomètre. Pour la même application Yuce [Yuce *et al.*, 1983] et Sadek [Sadek et Tobias, 1970] ont utilisé des excitateurs magnétiques.

Quant aux réponses en amplitudes et phases, elles sont mesurées en même temps à l'aide de capteurs capacitifs. Celles-ci peuvent être tracées, comme illustrée à la figure 1.29, en fonction des fréquences d'excitation.

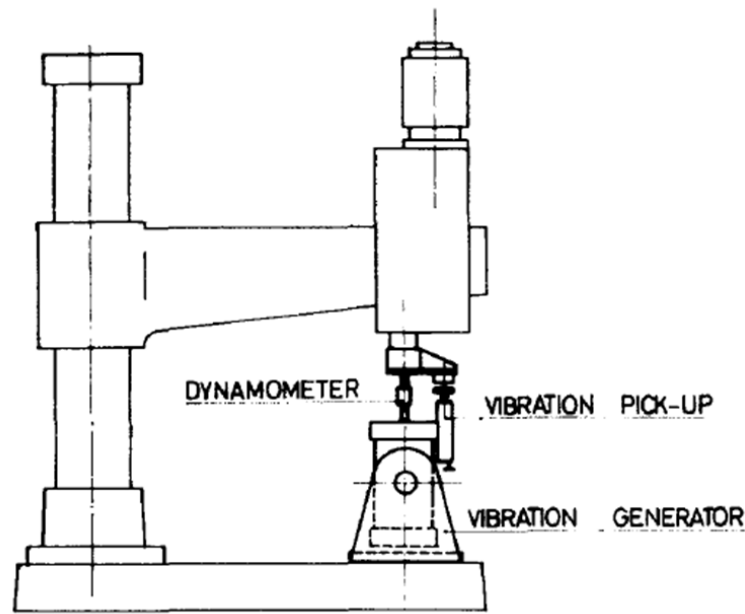


FIGURE 1.28 – Approche expérimentale pour l'évaluation du comportement dynamique d'une perceuse [Tobias, 1965]

Dès lors que nous disposons des amplitudes et phases des vibrations la construction du diagramme polaire devient simple (Diagramme de Nyquist). Le graphique de la figure 1.29.c est déduit des deux graphes 1.29.a et 1.29.b. Dans ce graphique, le nombre de boucles est égal au nombre de fréquences propres observables de la structure.

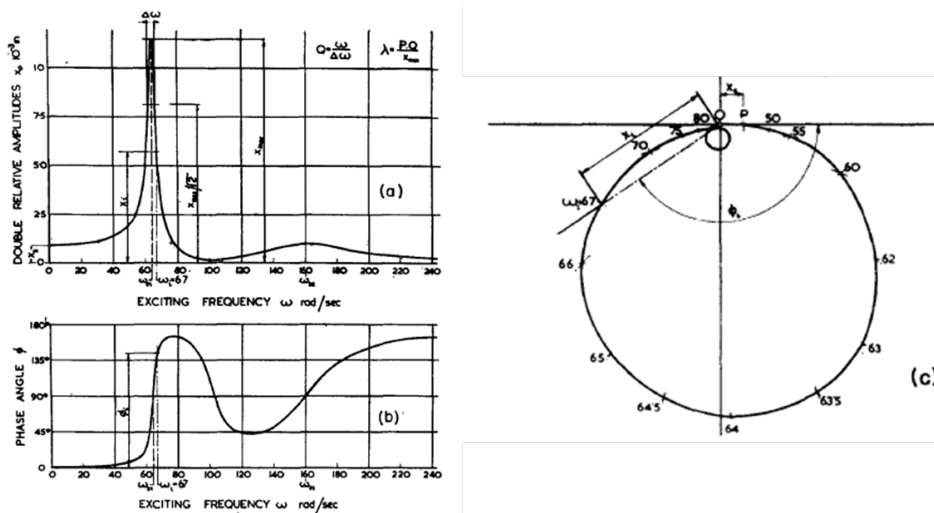


FIGURE 1.29 – Réponse en déplacement (a) en phase (b) [Tobias, 1962]

Gurney [Gurney, 1961] précise que, pour cet exemple, l'étude peut se limiter à l'analyse

de la réponse du système étudié dans la direction normale à la surface de la pièce finie, car seulement les vibrations dans cette direction ont un impact direct sur l'état de surface de la pièce finie.

1.4.3.2 Coefficient de Merit

Comme vu précédemment, une variation des efforts peut s'exprimer en fonction de la variation des épaisseurs de copeau.

$$dF = k_1(x(t) - x(t - T)), \quad (1.47)$$

où k_1 est la raideur de coupe employée par Tlustý.

Gurney [Gurney, 1961] présente une méthode graphique qui permet d'évaluer la qualité du comportement dynamique d'une machine.

La figure 1.30 est la représentation du diagramme de réponse harmonique normalisé « normalized harmonic response locus » de la structure. Pour obtenir cette figure, les déplacements représentés à la figure 1.29.c sont multipliés par la raideur statique relative entre l'outil et la pièce à usiner " λ_s ". Le vecteur $\overrightarrow{OP}$ représente donc la force statique F_s induisant une déflexion statique $x_s = F_s/\lambda_s$.

L'équation du mouvement peut s'exprimer comme :

$$f(\ddot{x}, \dot{x}, x) = -dF = -k_1(x(t) - x(t - T)). \quad (1.48)$$

A la limite de stabilité $x(t)$ est sinuoidal. $-dF$ est représenté par OP et dF est représenté par OP' . Ce qui donne d'après l'équation 1.47 :

$$OP' = -k_1(x(t) - x(t - T)). \quad (1.49)$$

Sachant que $k_1 \vec{x}(t)$ et $k_1 \vec{x}(t - T)$ sont égaux en amplitude, l'équation 1.49 est représentée par le triangle $OP'R'$ du graphique de la figure 1.30. Les vecteurs $k_1 \vec{x}(t)$ et $k_1 \vec{x}(t - T)$ doivent se rencontrer en R' de la médiatrice de $[OP']$. Cela permet d'écrire que $OR' = k_1 x(t)$ et $P'R' = k_1 x(t - T)$. Grâce à la normalisation, $OR = \lambda_s x(t)$. Par conséquent, la raideur de coupe exprimée précédemment dans l'équation 1.47 s'exprime aussi comme :

$$k_1 = \frac{OR'}{OR} \lambda_s. \quad (1.50)$$

Du point de vue vibrations auto-entretenues, Tobias indique que seule la partie située à gauche de l'axe vertical de la figure 1.30 doit être analysée. Cette partie représente les amplitudes dont la phase est supérieure à 90° . Etant donnée que H est le point le plus éloigné de l'axe vertical et que H' se situe sur la médiane de OP' , Tobias [Tobias, 1962] montre que la qualité dynamique des machines-outils est d'autant meilleure que ce point est proche de cet axe. Autrement dit, plus ce point est proche de l'axe, plus la raideur de coupe minimale est grande.

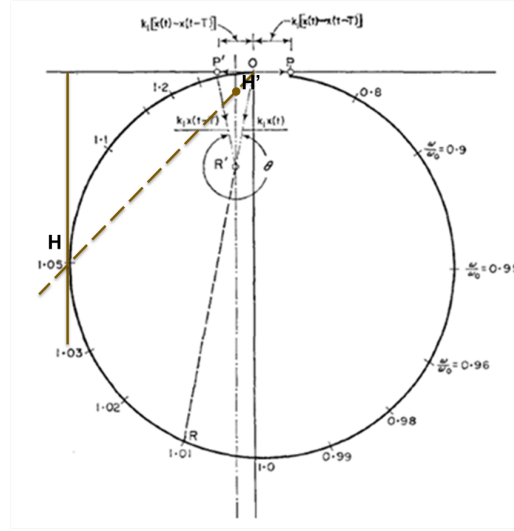


FIGURE 1.30 – Diagramme de la réponse harmonique normalisé [Gurney, 1961]

Dans son article, Tobias présente un coefficient qui permet d'estimer la qualité dynamique d'une machine-outil. Appelé **le coefficient de Merit**, celui-ci représente la raideur de coupe minimale. En effet, plus ce coefficient est grand, meilleure est la qualité dynamique du moyen de production. En se référant à la figure 1.30, ce coefficient s'exprime comme :

$$CoefficientdeMerit = k_{1,min} = \frac{OH'}{OH} \lambda_s. \quad (1.51)$$

En se référant au diagramme des lobes de stabilité, la signification physique du coefficient de Merit peut être plus facilement expliquée. D'après Tobias, le coefficient de Merit est proportionnel à la profondeur de passe critique représentée par l'asymptote horizontale à l'enveloppe du diagramme des lobes présentés dans le paragraphe cf.1.4.1. Un coefficient de proportionnalité χ peut être défini comme :

$$a_{p,critique} = \frac{CoefficientdeMerit}{\chi}. \quad (1.52)$$

Celui-ci inclut les paramètres qui sont liés à la coupe comme la géométrie des dents, leur nombre, le matériau usiné, la vitesse de coupe, la vitesse d'avance, les conditions d'arrosage, etc.

1.5 Conclusion

L'étude bibliographique présentée dans ce chapitre est concentrée sur les méthodes d'évaluation des centre d'usinage de manière générale et sur les méthodes d'évaluation de leur comportement dynamique en particulier. Il a été montré à travers cette étude que des essais à vide ou en en charge permettent d'évaluer des critères pouvant impacter la précision d'usinage.

Les méthodes illustrées présentent plusieurs lacunes vis à vis de l'objectif des travaux car elles permettent au mieux d'évaluer une machine couplée avec un seul outil connu. Ces méthodes :

- permettent d'évaluer la cinématique, la thermique et l'asservissement de la machine.
- servent à juger le résultat d'usinage d'un couple machine et outil connu comme dans l'essai avec une pièce test.
- permettent d'évaluer le comportement dynamique d'un couple machine et outil (génération des lobes de stabilité par usinage ou par calcul basée sur des modèles prédictifs).
- s'intéressent aux comportement intrinsèque de la structure mécanique (Coefficient de Merit).

L'application de ces méthodes pour accompagner la conception de nouvelles opérations d'usinage est compliqué, dans le contexte de l'industrie automobile, de par le coût des essais, le temps d'immobilisation des moyens de fabrication et parfois la non disponibilité de l'outil d'usinage.

Afin de s'affranchir des différentes contraintes, le travail présenté dans ce mémoire s'inscrit dans le développement d'une méthode qui permet d'évaluer le comportement dynamique de tout ensemble machine et outil. Exprimé sous la forme d'une FRF, ce comportement dynamique doit permettre, grâce aux modèles basés sur la théorie de régénération des surfaces, de prédire la stabilité des opérations de coupe.

Chapitre 2

Etude du comportement dynamique de la structure de la MOCN dans son espace de travail

2.1 Introduction au comportement dynamique de broche dans son espace de travail

L'OBJECTIF DE CE CHAPITRE est de tester des méthodes pour la compréhension et l'analyse du comportement statique et dynamique des broches des centres d'usinage.

Ce chapitre comprend des essais préliminaires permettant d'évaluer le comportement statique et dynamique d'une structure donnée. Il comprend 2 parties, la première est consacrée à l'exploration du comportement statique et dynamique d'une MOCN à l'arrêt, à l'aide de mesures de raideur et de FRF. Ces mesures constituent des critères absolus et permettent de comparer les comportements statiques et dynamiques de différents systèmes mécaniques. En revanche, cette approche ne permet pas, de connaître leurs limites de stabilité en usinage. C'est pourquoi, la comparaison du comportement dynamique de deux systèmes mécaniques différents, pour une opération donnée d'usinage, est faite à l'aide d'un modèle analytique tiré de la littérature. De plus, une investigation expérimentale par usinage est effectuée et confrontée aux résultats obtenus.

2.2 Essais préliminaires

Cette première partie présente la démarche et les résultats issus de l'exploration du comportement statique et dynamique de la chaîne structurale d'un CU.

Le comportement statique et dynamique en pointe de l'outil d'un système usinant dépend de la structure du centre d'usinage et de l'outil utilisé. Dans le cas d'outil long ou flexible, la souplesse de ce dernier peut être largement prépondérante devant celle de la chaîne structurale, y compris la broche. C'est pourquoi, il a été décidé, dans un premier temps, d'effectuer des essais préliminaires sans outil d'usinage et au plus proche du nez de broche. Afin de comprendre l'influence des outils et la configuration de travail sur le comportement dynamique du système usinant, des essais complémentaires ont été effectués avec des outils différents et dans différentes positions de l'espace de travail.

2.2.1 Présentation du CU

Tous les essais présentés dans cette partie ont été effectués sur un centre d'usinage (modèle DMC65VL à portique) du fabricant DMG (figure 2.1) présent au LaBoMaP. Cette machine est équipée d'une broche verticale (Modèle DMS 100) du fabricant (Kessler).

Ayant une structure gantry (figure 2.2) et une masse totale de 10 tonnes environ, ce moyen de fabrication comprend un bâti en fonte et une entité mobile à 3 axes de déplacements. Les guidages en translation sont assurés grâce à des rails et patins à rouleaux. Les entraînements en translation sont assurés par des systèmes vis à billes contrôlés par des moteurs synchrones (brushless) auto pilotés. L'axe (Y) se distingue des deux autres car il utilise deux moteurs et deux systèmes vis à billes.

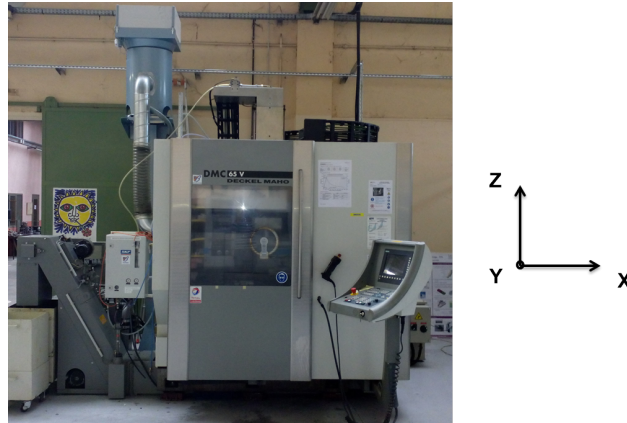


FIGURE 2.1 – Centre d’usinage vertical DMC65 V

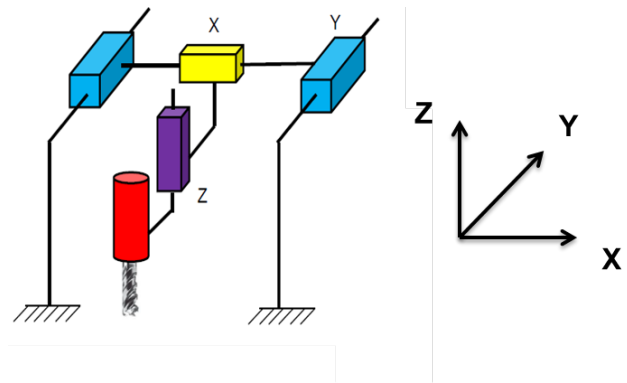


FIGURE 2.2 – Schéma cinématique de la structure du DMC 65 V

Comme l’indique le schéma cinématique de la figure 2.2, l’entité mobile embarquée sur l’axe de déplacement (Y) embarque à son tour le sous-ensemble mobile suivant l’axe (X). Enfin, la broche qui se déplace axialement suivant (Z) est portée par l’axe (X). L’espace de travail est de 157 dm^3 . Les autres caractéristiques de ce moyen sont illustrées dans le tableau 2.1.

2.2.2 Evolution du comportement statique d’une broche dans son espace de travail

2.2.2.1 Méthode expérimentale

De manière générale, l’accessibilité à la face cylindrique de la partie tournante de l’électrobroche est difficile à cause de sa conception. Celle-ci a donc été équipée d’un porte-outil (figure 2.3) afin d’effectuer des mesures de raideurs statiques et dynamiques.

Comme illustré dans la figure 2.3, la mesure de la raideur radiale au nez de broche nécessite d’appliquer une charge connue en ce point et un moyen de mesure pour quantifier les déplacements. Le ratio des deux valeurs mesurées permet d’obtenir la raideur ($N/\mu m$) et inversement

	Spécifications techniques
Course X/Y/Z	630/500/500 mm
Vitesse d'avance maximale (3 axes)	60 m/min
Fréquence de rotation maximale	18 000 tr/min
Couple broche	85 Nm
Puissance broche 40%/100%	15/25 kW
Attachement outil	HSK63A
Arrosage par le centre Broche	23 l/min ou 40 bars
Poids	10 500 kg
Encombrement	4,1 x 3,9 x 2,9 m ³

TABLE 2.1 – Spécifications techniques de la fraiseuse DMC 65VL - ENSAM Cluny

	Outil flexible	Outil rigide
Longueur	223 mm	80 mm
Diamètre	30 mm	63 mm
Rapport longueur/Diamètre	7,4	1,2

TABLE 2.2 – Caractéristiques géométriques des outils utilisés

la souplesse ($\mu m/N$). Pour ce faire, les moyens qui ont été choisis pour effectuer cette opération sont :

- Un dynamomètre étalonné d'incertitude de $+/- 0,5\%$ avec une résolution de mesure de 1 N.
- Un capteur laser du fabricant Keyence (Modèle LK-G32) d'incertitude de $+/- 0,03\%$.

Les premières mesures ont montré que la raideur au nez de broche est très peu sensible aux déplacements dans le plan (X, Y) pour une hauteur Z fixe. C'est la raison pour laquelle les mesures illustrées par la suite sont celles qui ont été effectuées en faisant varier la position h de la broche suivant la direction (Z) variant de $h = 150\text{ mm}$ à 450 mm (figure 2.4).

Pour mieux comprendre l'importance de l'outil dans l'évolution du comportement statique du système usinant, la broche a été équipée dans un premier temps par un outil court et rigide et dans un deuxième temps par un outil très flexible. Leurs principales caractéristiques sont données dans le tableau 2.2. Des mesures de raideur radiale aux extrémités des outils sont effectuées dans les positions de broche présentées dans la figure 2.3.

2.2.2.2 Résultats

Le graphe 2.4 montre l'évolution de la raideur intrinsèque de la structure, en hauteur suivant l'axe Z, avec et sans les outils. Les interprétations pour les 3 configurations examinées sont :

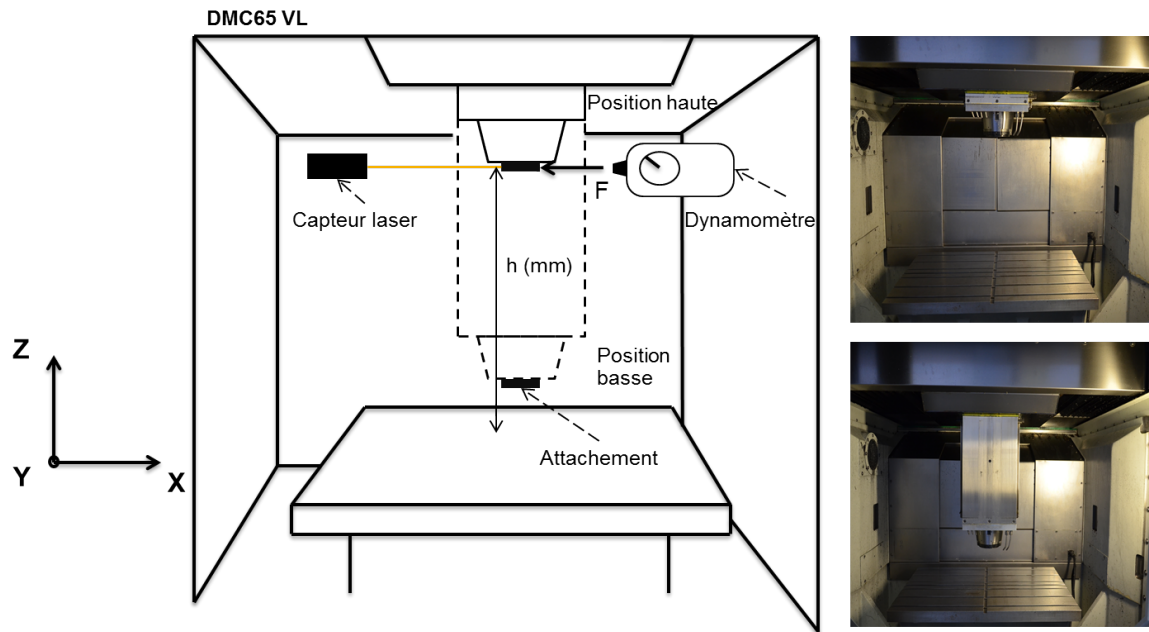


FIGURE 2.3 – Configuration expérimentale de mesure des raideurs de broche pour différentes positions en hauteur

- La raideur radiale mesurée en nez de broche évolue avec sa position suivant l'axe (Z). Une perte de raideur de -30% est constatée, quand la broche évolue de la position haute jusqu'à la position basse. **Remarque** : La faiblesse des écarts constatés entre les raideurs statiques mesurées suivant (X) et (Y) ont fait que la direction (X) est arbitrairement choisie pour l'illustration des résultats.
- La raideur radiale mesurée en pointe de l'outil rigide suit la même allure que celle du nez de broche avec un écart quasi régulier. Dans cette présentation, les écarts varient entre -27 et -32% .
- La raideur radiale mesurée en pointe de l'outil long semble complètement indépendante de la position de la broche en hauteur. Celle-ci stagne entre $5,9$ et $6,7 \text{ N}/\mu\text{m}$. Cela signifie que la raideur de broche est très grande devant celle de l'outil. Dominé par la flexibilité de l'outil, le comportement statique de la chaîne structurale, dont la broche est négligeable.

Discussion sur les raideurs :

Le choix de faire une mesure radiale sur la broche et les outils provient du fait que les vibrations rencontrées sur des cas industriels chez RENAULT sont souvent radiales. Cela s'explique par la rigidité supérieure des systèmes usinant dans la direction axiale. Il est important de noter que des mesures complémentaires de raideurs axiales et angulaires peuvent être faites en nez de broche respectivement par l'application d'une force axiale et un moment de flexion. Ce dernier est souvent délicat à appliquer.

	h =150 mm	h =250 mm	h =350 mm	h =450 mm
Nez de broche	38.1	44.1	49	61.9
Outil rigide	27.7	30.1	35.7	42
Outil flexible	5.7	6.7	6.1	5.9

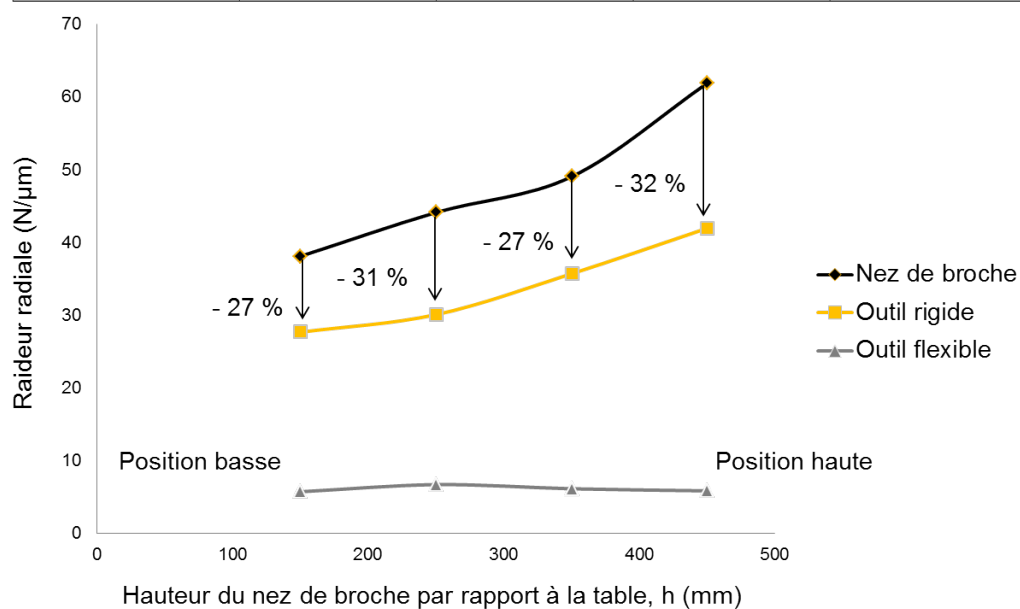


FIGURE 2.4 – Évolution des raideurs radiales ($N/\mu m$) suivant la position de la broche en hauteur

Discussion sur l'utilité de la connaissance de la raideur de l'ensemble broche + outil :

D'après la représentation 2.4, il a été constaté que l'outil choisi pour l'évaluation de la raideur statique de la machine-outil doit être suffisamment raide (par rapport à la broche) pour que les mesures aient un sens. Dans un contexte d'usinage où les effets dynamiques sont faibles, le système usinant peut avoir une réponse de structure très proche de son comportement statique.

La connaissance de la raideur d'une combinaison broche et outil peut avoir deux finalités. La première consiste à comparer les raideurs de solutions outils coupant sur une broche commune. La seconde utilité consiste à comparer les raideurs statiques de plusieurs broches à l'aide d'un outil commun.

Discussion sur la raideur de broche :

Abele [Abele et Fiedler, 2004] et Lee [Lee et Choi, 1997] montrent qu'une dépendance existe entre les raideurs des roulements et la vitesse de rotation de broche. Dans le cas étudié dans la figure 2.5, Abele montre à l'aide du logiciel SPICAS2000 du fabricant de roulement FAG, qu'à une vitesse de rotation maximale de broche, les roulements avants et arrières de la broche perdent jusqu'aux 2/3 de leurs raideurs statiques par rapport à l'arrêt.

En effet, l'augmentation de la vitesse de rotation de broche implique l'apparition des forces centrifuges qui, elles, diminuent les efforts radiaux de contact entre les bagues intérieures et les éléments roulants. Par conséquent, la raideur de l'arbre tournant se voit diminuer.

Il est aussi important de constater que pour la gamme de vitesse $[0-5\,000\text{ tr/min}]$ la raideur est très faiblement impactée. Néanmoins, la température a un effet contraire à celui des efforts centrifuges. Si l'augmentation de la vitesse de rotation de broche augmente la température, cette dernière contribue à la dilatation de la bague intérieure et par conséquent augmente les efforts radiaux de contact entre la bague intérieure et les éléments roulants. Quant aux bagues extérieures, elles restent froides grâce au circuit de refroidissement.

Par ailleurs, Hongqi [Hongqi, 2004] montre d'une autre manière que le système tournant subit un assouplissement dynamique avec l'augmentation de la vitesse de rotation. Il met ce constat en évidence par des essais d'impact au marteau à différentes vitesses de rotation. Comme illustré dans la figure 2.6, ces essais lui ont permis de tracer des diagrammes de lobes de stabilité pour les différents essais. Les résultats montrent que les profondeurs de passe critiques et les marge préférentielles de travail sont différentes.

D'après Sheng [Sheng *et al.*, 2014], Kraus [Kraus *et al.*, 1987] et Jones [Jones, 1960], le comportement statique d'une broche est connu pour sa non-linéarité. La raideur de celle-ci augmente avec l'accroissement de la charge. Pour s'affranchir de ce problème et dans le but d'obtenir des mesures comparables, ces dernières ont été effectuées en exerçant le même effort dans toutes les configurations de mesure. Les efforts de poussée sont appliqués en nez de broche afin de permettre une mesure des déplacements. Pour une bonne évaluation du comportement statique de la machine, il est recommandé que les efforts exercés aient le même ordre de grandeur que les efforts de coupe.

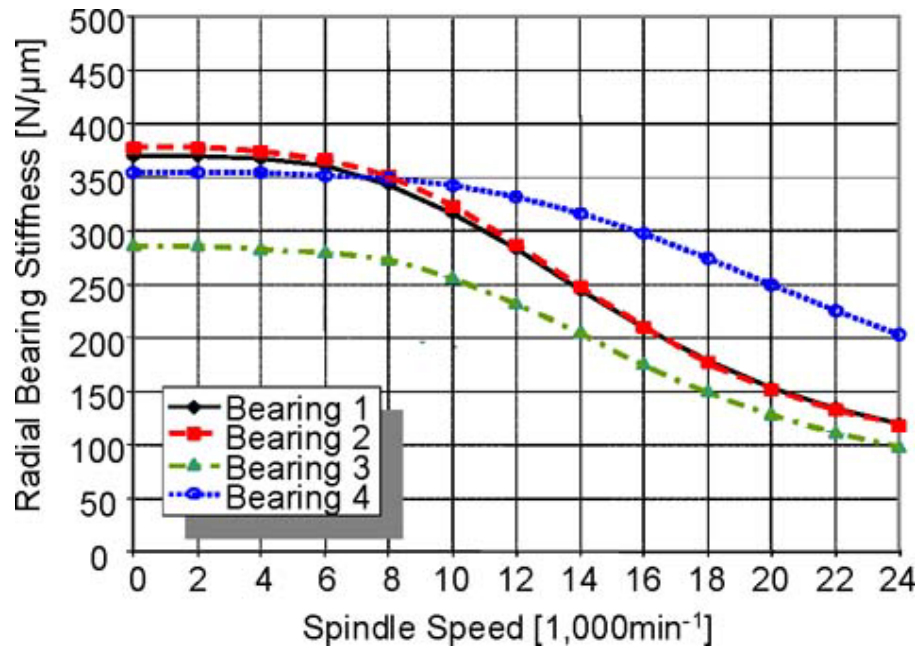


FIGURE 2.5 – Sensibilité de la raideur des roulements à la vitesse de rotation ([Abele *et al.*, 2010])

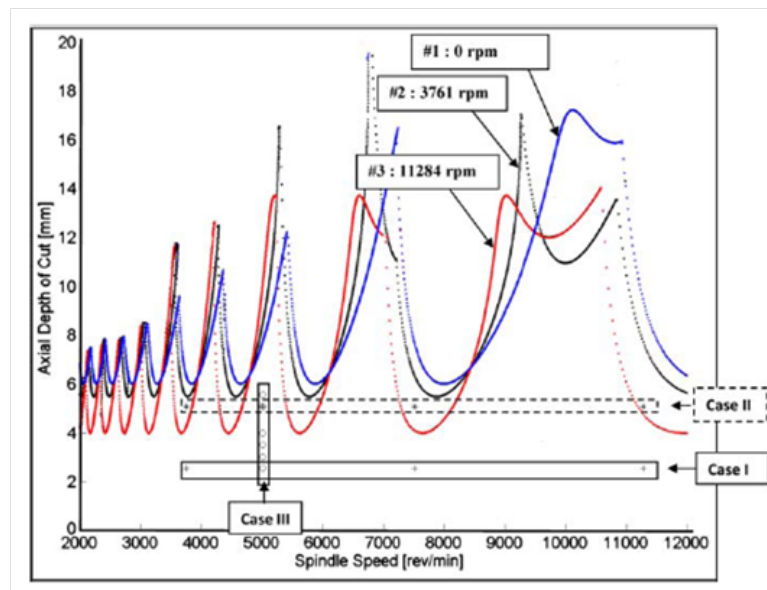


FIGURE 2.6 – Diagrammes de lobes de stabilité obtenus expérimentalement pour différentes vitesse de rotation de broche [Zaghbani, 2009]

Discussion sur la résolution et précision des mesures statiques :

La démarche proposée permet de donner une estimation rapide de la raideur intrinsèque d'un CU (la raideur intrinsèque est mesurée directement en nez de broche sans outil apporté). Dans un contexte industriel, afin d'assurer le suivi de l'évolution du comportement statique des

machines, il est souhaitable que la méthode soit à la portée d'un opérateur. Il est possible d'effectuer la mesure présentée précédemment à l'aide de dynamomètre mécanique (résolution : 1 N) et comparateur (résolution : 1 μm). En revanche, l'inconvénient de cette approche est que l'incertitude devient importante dès lors que les déplacements mesurés deviennent très faibles (Exemple : Pour un déplacement de 10 micromètres et l'incertitude de mesure de déplacement est de 10%. Pour un effort de 300 N, l'incertitude de mesure d'effort est de 0,33%).

2.2.3 Evolution du comportement dynamique d'une broche dans son espace de travail

Le but de cette section est d'étudier l'influence de la position de la broche dans l'espace du travail sur le comportement dynamique de la chaîne structurale.

2.2.3.1 Méthode expérimentale

La broche est placée dans des positions définies de son espace de travail. Des essais d'impact au marteau sont effectués au niveau de la portion cylindrique de l'attachement au plus proche du nez de la broche. Durant ces essais seront utilisés :

- Un accéléromètre de mesure mono-axiale de sensibilité 100 mV/g
- Un marteau modal d'impact de sensibilité 2,27 mV/N
- Une carte d'acquisition National Instrument

Le schéma expérimental est donné dans la figure 2.7. L'accéléromètre est positionné radialement sur l'attachement et des chocs au marteau dynamométrique sont effectués du côté opposé à l'accéléromètre. Afin d'étudier la sensibilité du comportement dynamique de la structure aux différentes positions de broche dans son espace de travail, les essais sont effectués dans 2 plans (X, Y), ceux des 2 positions extrêmes de la broche suivant l'axe (Z).

2.2.3.2 Résultats et interprétations

Pour une position donnée en (Z), les représentations des FRF (Fonction de réponse en fréquence) de la figure 2.8 montrent que le comportement dynamique de la structure étudiée est très peu sensible aux déplacements dans le plan horizontal (X, Y). En effet, dans le plan (X, Y) étudié, les écarts entre les courbes de FRF sont très faibles. Ce constat a été confirmé après avoir obtenu la même tendance dans d'autres plans (X, Y). **Remarque** : Dans les essais d'impact, le marteau utilisé est de petite taille. Ce dernier peut être équipé d'une ou plusieurs masses et permet de mesurer des efforts d'impact allant jusqu'à 2000 N. Cette valeur est suffisante car elle est du même ordre de grandeur que les efforts d'usinage.

En revanche, la figure 2.9 illustre les FRF mesurées suivant deux positions en (Z) avec broche centrée dans le plan (X, Y). Le graphe montre que la position de broche en Z est très influente sur le comportement dynamique de la chaîne structurale, vu en nez de broche. De

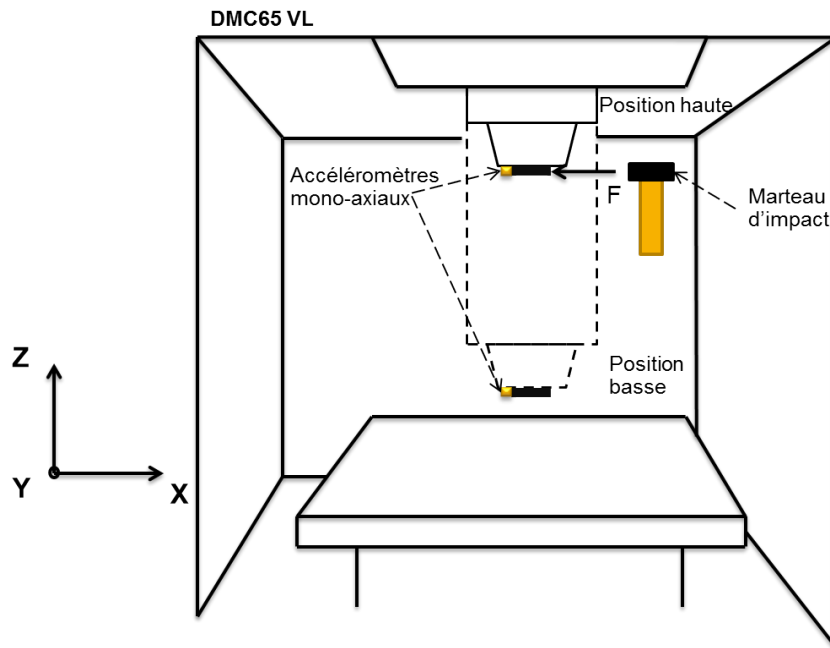


FIGURE 2.7 – Configuration expérimentale pour la mesure du comportement dynamique du système broche-machine dans différentes positions de son espace de travail

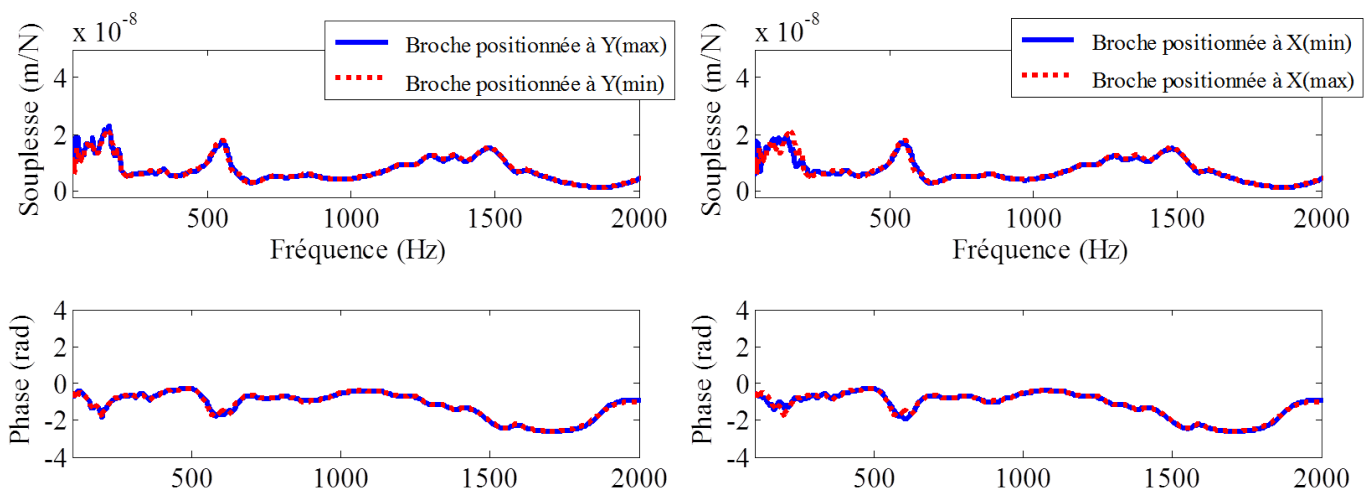


FIGURE 2.8 – Illustration de l'influence du déplacement de la broche dans le plan (XY) sur le comportement dynamique de la chaîne structurale (FRF en nez de broche).

même, le schéma cinématique de la figure 2.2 montre que la descente de la broche augmente son porte-à-faux.

Les essais préliminaires ont permis de constater la variabilité des comportements statiques et dynamiques de ce CU, mais les résultats obtenus restent qualitatifs et ne permettent pas de

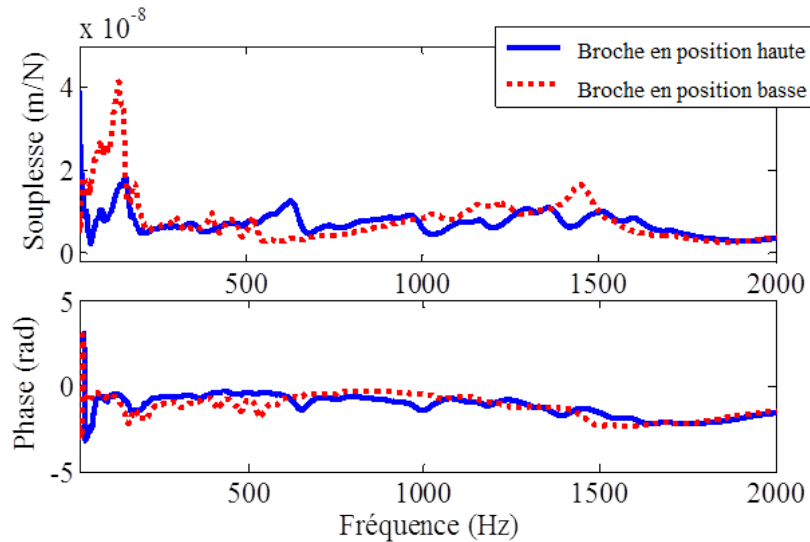


FIGURE 2.9 – Les FRF mesurées en nez de broche pour les deux positions extrêmes de l’axe Z

connaître les limites de la machine vis à vis d’une opération donnée d’usinage.

De plus, sachant que le comportement global du système usinant est déterminant pour les limites de stabilité, le comportement dynamique d’une broche peut avoir une influence négligeable devant celle de l’outil, surtout si ce dernier est très flexible. Par conséquent, un essai complémentaire a été effectué dans le but d’évaluer l’influence d’un outil rigide sur le comportement dynamique du système usinant. Pour ce faire, des essais d’impact au marteau en pointe de l’outil ont été effectués. Les résultats des mesures de l’ensemble broche et outil ont été comparés aux mesures directes en nez de broche sans l’outil.

La figure 2.10 illustre les FRF mesurées en nez de broche et en pointe de l’outil dans les deux positions extrêmes de l’axe de déplacement vertical (Z). L’outil étant rigide, la signature de la broche-machine est repérable sur la plage des fréquences étudiées.

Discussion sur le rôle de l’outil :

Si une qualification de broche de centre d’usinage en utilisant un outil doit être faite, le comportement de celui-ci ne doit pas être dominant. C’est la raison pour laquelle le choix de cet outil doit respecter certaines conditions :

- L’outil doit être suffisamment rigide pour permettre de constater clairement l’évolution des comportements statiques et dynamiques intrinsèques de la chaîne structurale. Ces comportements sont ceux qui peuvent être relevés en nez de broche (rappel : figure 2.4).
- La première fréquence propre de l’outil doit être en dehors du domaine de l’analyse, afin de ne pas perturber la signature de la structure analysée.

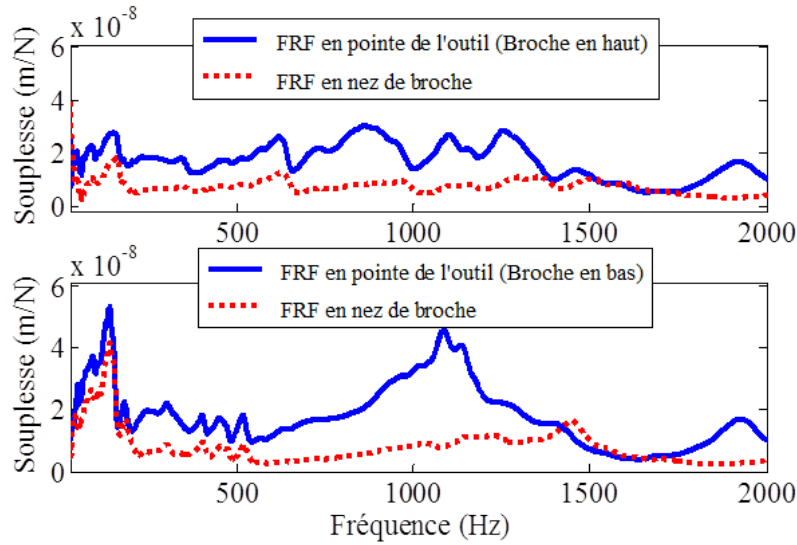


FIGURE 2.10 – Les FRF mesurées en pointe de l’outil pour les deux positions extrêmes de l’axe Z

2.2.4 Conclusion

Des essais de mesures de raideurs statiques et dynamiques ont permis d’étudier la variabilité du comportement structural du centre d’usinage dans son espace de travail. Bien que la démarche présentée permette d’obtenir des mesures de référence des raideurs statiques et dynamiques, celle-ci se heurte rapidement par ses limites car l’utilisateur est incapable de connaître les limites de stabilité pour une combinaison broche et outil donné. Il est donc nécessaire de rechercher les limites de stabilité en usinage.

La suite de ce chapitre sera consacrée à la recherche de ces limites. Pour ce faire, deux approches seront appliquées. La première consiste à prédire les limites de stabilité à l’aide d’une FRF mesurée et une loi de coupe. La deuxième consiste à explorer les limites de stabilité par des essais de coupe.

2.3 Recherche des limites de stabilité en fraisage

Cette partie se focalise sur l’exploration expérimentale du comportement dynamique de la broche de point de vue broutement. Le but de la démarche consiste à comparer le comportement dynamique de la broche en regard de l’outil, en usinage, dans différentes positions de l’espace de travail. Le critère choisi est la profondeur de passe axiale critique " $a_{p,cri}$ ". Étant introduit par Tobias [Tobias, 1962], ce critère sera défini comme la limite théorique maximale pour laquelle le broutement ne peut pas se produire (figure 2.11). Ce critère sera recherché dans un premier temps en s’appuyant sur le modèle analytique développé par Altintas et Budak [Altintas et Budak, 1995]. Ensuite, le même critère est établi par une méthode purement expérimentale par la recherche des limites de stabilité par essais d’usinage.

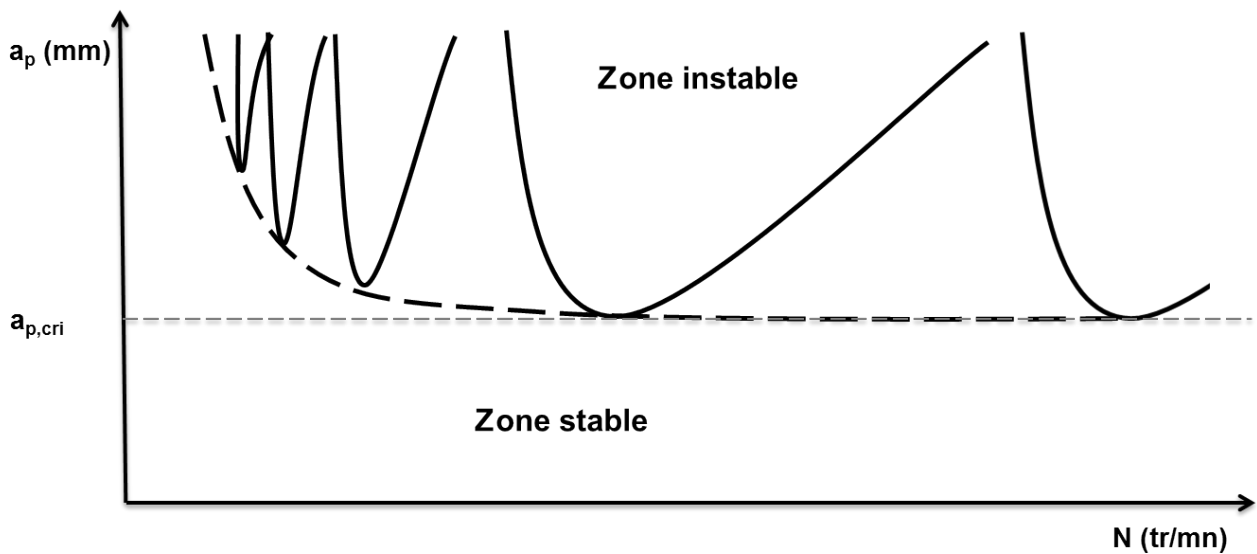


FIGURE 2.11 – Diagramme des lobes de stabilité

2.3.1 Discussion sur l'outil de fraisage et le domaine de validité de la méthode de simulation

Dans ce paragraphe, une discussion permet de justifier le choix de l'outil de fraisage qui sera utilisé par la suite en usinage et en simulation.

Les essais d'usinage seront faits dans l'objectif de montrer la variabilité du comportement dynamique de broche dans son espace de travail. Ainsi, pour conserver la signature dynamique du moyen de production, l'outil a été choisi rigide et avec une première fréquence propre très élevée, c'est-à-dire suffisamment élevée par rapport aux fréquences des modes les plus influents sur le comportement dynamique de la machine.

Le choix du nombre de plaquettes est un critère déterminant pour la précision des résultats de simulation des limites de stabilité. Le diagramme des lobes de stabilité sera prédit en s'appuyant sur le modèle analytique proposé par Altintas [Altintas, 2000] et les essais d'impact au marteau qui sont illustrés dans la partie précédente. Comme présentée dans le chapitre cf.2, cette méthode requiert des outils avec un nombre assez élevé de plaquettes afin de minimiser la discontinuité de la coupe.

Dans ce contexte, le choix d'un outil à 9 plaquettes réparties sur un diamètre de 63 mm (figure 2.14) permet d'avoir des efforts de coupe peu variables dans le temps. L'approximation de ces efforts par leur moyenne, selon le modèle d'Altintas et Budak [Altintas et Budak, 1995], est suffisant.

2.3.2 Modèle de prédiction des lobes de stabilité en fraisage

2.3.2.1 Le modèle dynamique de fraisage

Le modèle de fraisage développé par Altintas a été introduit dans le deuxième chapitre et illustré dans la figure 1.23. Dans ce paragraphe, l'étude sera supposée faite autour d'un point de fonctionnement de la loi de coupe. C'est la raison pour laquelle il sera supposé que les efforts sont exprimés par une loi linéaire telle que :

$$F_t = F_{t,Nominal} + K_t b d h, \quad (2.1)$$

et

$$F_r = K_r F_t = F_{r,Nominal} + K_r K_t b d h, \quad (2.2)$$

où F_t , F_r , K_t , K_r , b et h et dh sont respectivement l'effort tangentiel, l'effort radial, la pression spécifique de coupe, le coefficient de proportionnalité (sans dimension), la largeur de coupe, l'épaisseur de coupe et la variation de cette dernière.

Les parties variables des efforts sont définies comme :

$$dF_t = K_t b d h, \quad (2.3)$$

et

$$dF_r = K_r dF_t, \quad (2.4)$$

où dF_t , dF_r sont respectivement les composantes variables de l'effort tangentiel et l'effort radial à la dent de l'outil.

La fonction $g(\Phi_j)$ précisant l'immersion de la fraise est définie telle que :

$$g(\Phi_j) = 1 \quad \Phi_{st} < \Phi_j < \Phi_{ex}, \quad (2.5)$$

et

$$g(\Phi_j) = 0 \quad \Phi_{ex} < \Phi_j < \Phi_{st}, \quad (2.6)$$

où Φ_j , Φ_{st} et Φ_{ex} , comme dans la figure 2.12 sont respectivement la position angulaire de la dent (j) qui dépend du temps, l'angle d'entrée et l'angle de sortie.

La position angulaire de la dent (j) pour une position Φ d'indexage s'exprime comme :

$$\Phi_j = \Phi + j \frac{2\pi}{Z}. \quad (2.7)$$

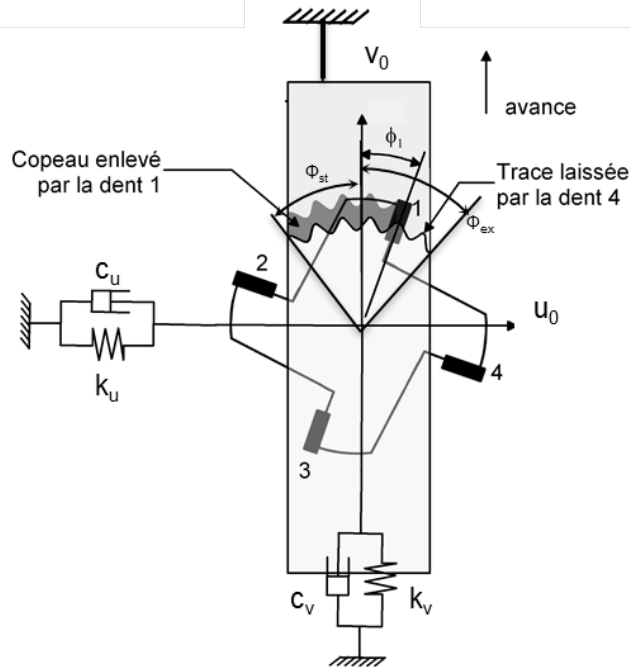


FIGURE 2.12 – Paramétrage de l'opération de fraisage [Le Lan, 2007]

La variation de l'épaisseur du copeau vu par la dent d'indice (j) s'écrit pour une coupe orthogonale comme (figure 1.23) :

$$dh_j = (d_u \sin(\Phi_j) + d_v \cos(\Phi_j))g(\Phi_j). \quad (2.8)$$

La projection des efforts dans le repère $R_0 : (\vec{u}_0, \vec{v}_0, \vec{w}_0)$ permet d'écrire :

$$dF_{uj} = -dF_{tj} \cos(\Phi_j) - dF_{rj} \sin(\Phi_j), \quad (2.9)$$

et

$$dF_{vj} = +dF_{tj} \sin(\Phi_j) - dF_{rj} \cos(\Phi_j), \quad (2.10)$$

où dF_{uj} et dF_{vj} sont respectivement la projection des efforts appliqués à la dent (j) suivant les directions $\vec{u}_0$ et $\vec{v}_0$.

La sommation de la contribution de toutes les plaquettes qui sont en prise permet d'écrire :

$$dF_u = \sum_{j=0}^{Z-1} dF_{uj}(\Phi_j), \quad (2.11)$$

$$dF_v = \sum_{j=0}^{Z-1} dF_{vj}(\Phi_j). \quad (2.12)$$

Ces deux equations mènent à :

$$\begin{pmatrix} dF_u \\ dF_v \end{pmatrix} = \frac{1}{2} b K_t \begin{pmatrix} \alpha_{uu}(\Phi_j) & \alpha_{uv}(\Phi_j) \\ \alpha_{vu}(\Phi_j) & \alpha_{vv}(\Phi_j) \end{pmatrix} \begin{pmatrix} du \\ dv \end{pmatrix}, \quad (2.13)$$

avec,

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha_{uu}(\Phi_j) = \sum_{j=0}^{Z-1} -g_j(\sin(2\Phi_j) + K_r(1 - \cos(2\Phi_j))) \\ \alpha_{uv}(\Phi_j) = \sum_{j=0}^{Z-1} -g_j((1 + \cos(2\Phi_j)) + K_r \sin(2\Phi_j)) \\ \alpha_{vu}(\Phi_j) = \sum_{j=0}^{Z-1} g_j((1 - \cos(2\Phi_j)) - K_r \sin(2\Phi_j)) \\ \alpha_{vv}(\Phi_j) = \sum_{j=0}^{Z-1} g_j(\sin(2\Phi_j) - K_r(1 + \cos(2\Phi_j))) \end{array} \right. \quad (2.14)$$

Considérant que la position angulaire des paramètres dépend du temps, l'équation 2.13 devient :

$$dF(t) = \frac{1}{2} b K_t \underline{\underline{A}}(t) du(t) \quad (2.15)$$

La matrice $\underline{\underline{A}}(t)$ est périodique. Pour des raisons de simplification, on retiendra uniquement sa moyenne. Cette dernière sera notée $\underline{\underline{A}}_0$ et sera indépendante du temps. Cette matrice dépend de l'immersion des dents dans la matière et aura comme expression :

$$\underline{\underline{A}}_0 = \frac{1}{T} \int_0^T \underline{\underline{A}}(t) dt = \frac{Z}{2\pi} \begin{pmatrix} \alpha_{uu} & \alpha_{uv} \\ \alpha_{vu} & \alpha_{vv} \end{pmatrix}, \quad (2.16)$$

tel que :

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha_{uu} = \int_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \sin(2\Phi_j) + K_r(1 - \cos(2\Phi_j)) \\ \alpha_{uv} = \int_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} (1 + \cos(2\Phi_j)) + K_r \sin(2\Phi_j) \\ \alpha_{vu} = \int_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} (1 - \cos(2\Phi_j)) - K_r \sin(2\Phi_j) \\ \alpha_{vv} = \int_{\phi_{st}}^{\phi_{ex}} \sin(2\Phi_j) - K_r(1 + \cos(2\Phi_j)) \end{array} \right. \quad (2.17)$$

Enfin, dans le domaine fréquentiel, le vecteur des efforts s'exprimera ainsi :

$$dF = \frac{1}{2} b K_t \underline{\underline{A}}_0 du. \quad (2.18)$$

2.3.2.2 Résolution de l'équation caractéristique de la dynamique de fraisage

L'étude de la stabilité de l'opération de fraisage se ramène à l'étude de l'équation (Annexe A) :

$$\det[\underline{I} - \frac{1}{2}bK_t(1 - e^{-i\omega_c T})\underline{A}_0\underline{H}^1] = 0, \quad (2.19)$$

Sa solution qui permet de tracer les lobes de stabilité est :

$$b_{lim} = \frac{-2\pi\Lambda_R}{ZK_t}(1 + \kappa^2), \quad T = \frac{1}{\omega_c}(\epsilon + 2k\pi) \rightarrow N = \frac{60}{ZT}, \quad (2.20)$$

où N et Z sont respectivement la vitesse de rotation de la broche et le nombre de dents.

Remarque : La profondeur de passe limite peut être déduite à partir de l'expression de la largeur de coupe limite comme $a_{p,lim} = b_{lim}\sin(\kappa_r)$.

2.3.2.3 Résultats

La simulation des lobes de stabilité a été fondée sur les données d'entrée données dans le tableau 2.3. Celui-ci comprend les spécifications techniques de l'outil et les paramètres expérimentaux de coupe.

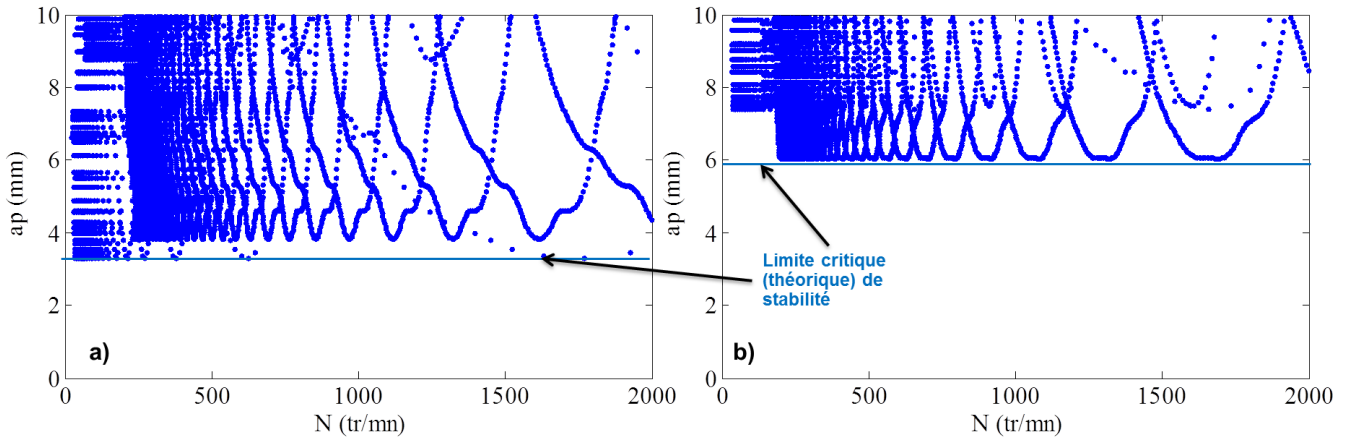


FIGURE 2.13 – Diagrammes des lobes de stabilité établis pour la position basse de la broche (a) et la position haute (b)

Le modèle de la dynamique de fraisage détaillé dans le paragraphe cf.2.3.2.1 a permis de tracer les lobes de stabilité pour le couple broche et outil étudiés dans les deux positions extrêmes suivant l'axe de déplacement vertical. Il est à noter que les termes de la matrice des fonctions de transfert $\underline{H}$ utilisée dans l'équation 2.19 sont issus de mesures.

Se basant sur le critère de la profondeur de passe critique, la simulation montre que la broche possède un meilleur comportement quand elle est positionnée en haut. En effet sa profondeur

	Spécifications techniques
Longueur	80 mm
Diamètre	63 mm
Nombre de plaquettes	9
Substrat	Carbure de tungstène
Pression tangentielle de coupe	1200 MPa
Coefficient spécifique radial de coupe	450 MPa

TABLE 2.3 – Spécifications techniques de l’outil de fraisage

de passe critique est évaluée à $3,3 \text{ mm}$ quand elle est en position basse et de $6,1 \text{ mm}$ quand elle est en position haute.



FIGURE 2.14 – L’outil de fraisage

2.3.3 Validation expérimentale

2.3.3.1 Protocole expérimental

L’objectif de cette section est d’illustrer la démarche adoptée et les résultats des essais expérimentaux pour l’établissement de la limite critique de stabilité.

Ayant constaté la sensibilité du comportement dynamique de la broche aux déplacements verticaux, deux positions en Z ont été choisies pour effectuer des opérations de fraisage (figure 2.15).

La pièce à usiner a été spécialement conçue pour pouvoir être considérée comme rigide. Dans un premier temps, celle-ci est bridée comme sur la figure 2.15.b, directement sur la table de la machine. La broche descend vers la pièce pour effectuer une opération de fraisage en bout avec un engagement radial total de la fraise. Dans un deuxième temps, afin de pouvoir tester la broche dans une configuration de travail différente (broche rentrée), la même opération d’usinage est effectuée, mais cette fois-ci, la pièce est déplacée 300 mm vers le haut à l’aide d’une

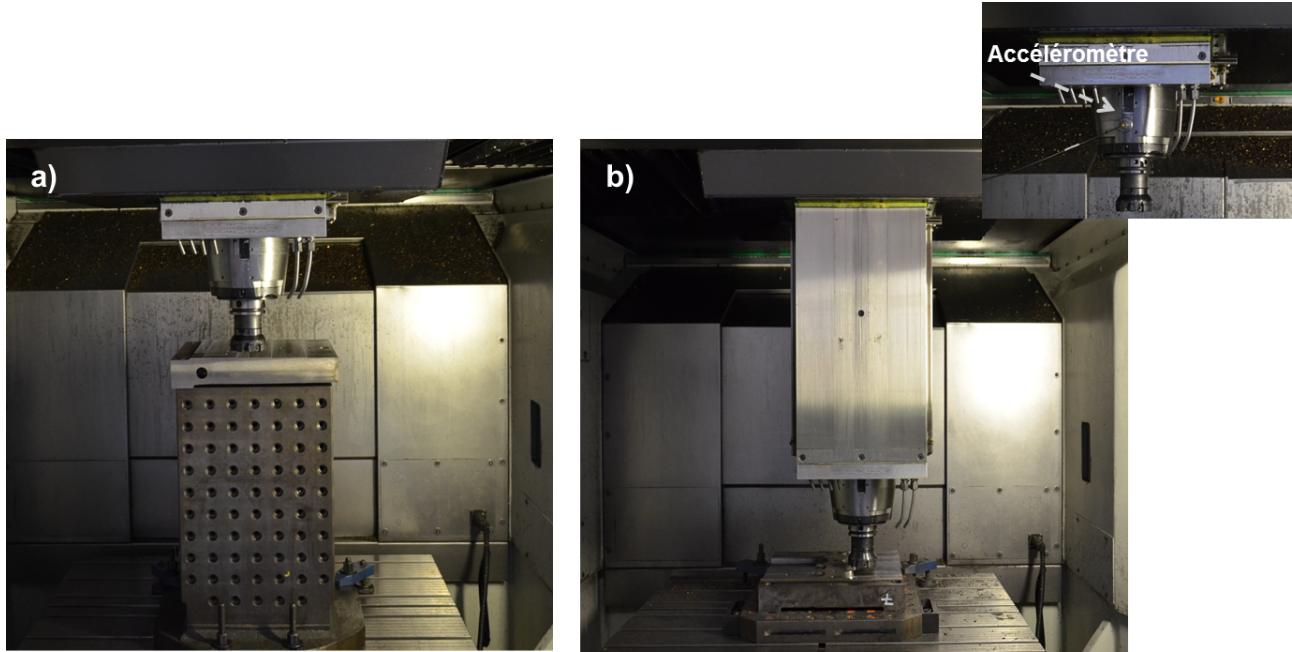


FIGURE 2.15 – Configuration d'usinage broche en haut (a) et broche en bas (b)

rehausse (figure 2.15.a).

Au cours des opérations d'usinage, la broche a été équipée de capteurs d'accélération (Iso-tron, modèle 752a12 de sensibilité 100 mV/g) qui ont été positionnés sur la partie fixe au plus proche de son nez (figure 2.15). La mesure du signal se fait à l'aide d'une carte d'acquisition (NI-pci-6036e) et le logiciel DasyLab 11.0. L'analyse en série de Fourier de ce signal permet de détecter les fréquences dominantes. De plus, un capteur sonore (de sensibilité 47 mV/Pa) est mis à disposition afin de suivre l'évolution des fréquences acoustiques d'usinage dans le temps grâce au tracé d'un spectrogramme.

Tous les essais sont effectués avec l'outil décrit dans le tableau 2.3 en correspondance avec l'algorithme illustré à la figure 2.16. La vitesse d'avance est fixée à 0.45 mm/tour . **Les conditions initiales des essais** sont telles que la vitesse de coupe $V_c(0) = 100 \text{ m/min}$ et la profondeur de passe $a_p(0) = 2 \text{ mm}$. Cette dernière est incrémentée graduellement avec un pas de $0,5 \text{ mm}$ jusqu'à l'atteinte de conditions d'usinage jugées instables. Les critères de discrimination de la stabilité seront décrits dans le paragraphe ci-dessous. Ensuite, la vitesse de coupe peut être incrémentée. La même démarche est répétée plusieurs fois sur toute la plage des vitesses étudiées.

Plusieurs auteurs se sont intéressés à la question des critères de stabilité en usinage. Morita [Morita et Yamashita, 2012] la caractérise par deux aspects. Le premier porte sur l'intensité des vibrations et le second est tel que la fréquence dominante de vibration n'est pas un multiple de la fréquence de passage des dents. Altintas [Altintas *et al.*, 2008], Grossi [Grossi *et al.*, 2014] et Dombovari [Dombovari *et al.*, 2011] ont utilisé la même définition et ont considéré une appari-

Indices k ou n	0	1	2	3	4
$V_c(n)$ (m/min)	100	150	200	250	300
$a_p(k)$ (mm)	2	2,5	3	3,5	4

$$V_c(0) = 100 \text{ m/min} ; a_p(0) = 2 \text{ mm}$$

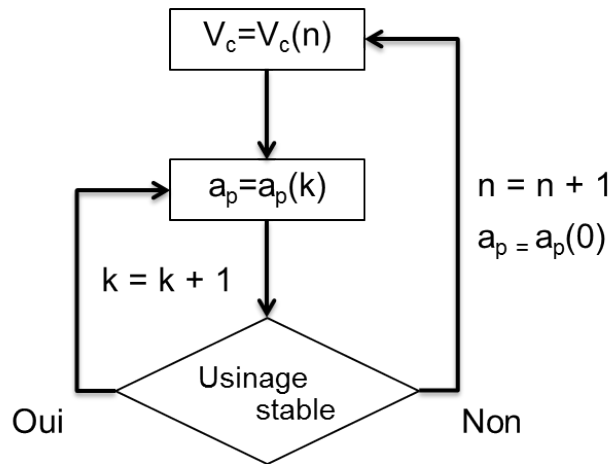


FIGURE 2.16 – Schéma des essais de fraisage

tion d'instabilité quand la fréquence de broutement domine le spectre du signal de la grandeur physique mesurée.

Se basant sur ces travaux, le critère de stabilité adopté dans ce travail est celui défini par Morita [Morita et Yamashita, 2012] : il y a broutement quand un pic du signal d'accélération apparaît à une fréquence différente de celle de passage des dents et avec une amplitude supérieure.

2.3.3.2 Résultats

La profondeur de passe critique a été définie par Tobias [Tobias, 1962] comme la droite horizontale tangente à l'enveloppe des lobes de stabilité (figure 2.11). En se basant sur ce critère, les résultats expérimentaux permettront de comparer le comportement dynamique de la machine dans les différentes configurations de travail.

En regard des fonctions de transfert obtenues et illustrées à la figure 2.10, il était attendu que la machine ait un meilleur comportement dynamique quand la broche est positionnée en haut. La campagne d'essais d'usinage établie conformément à la procédure décrite à la figure 2.16 a permis de retrouver les limites de stabilité pour chacune des configurations de travail.

Le premier exercice consiste à se servir des informations fournies par les capteurs d'accélération et de son pour juger de la stabilité de l'usinage.

La figure 2.18.a montre la transformée rapide de fourrier (FFT) du signal d'accélération qui est dominée par les fréquences dues à l'excitation forcée de passage des plaquettes. Quand il y

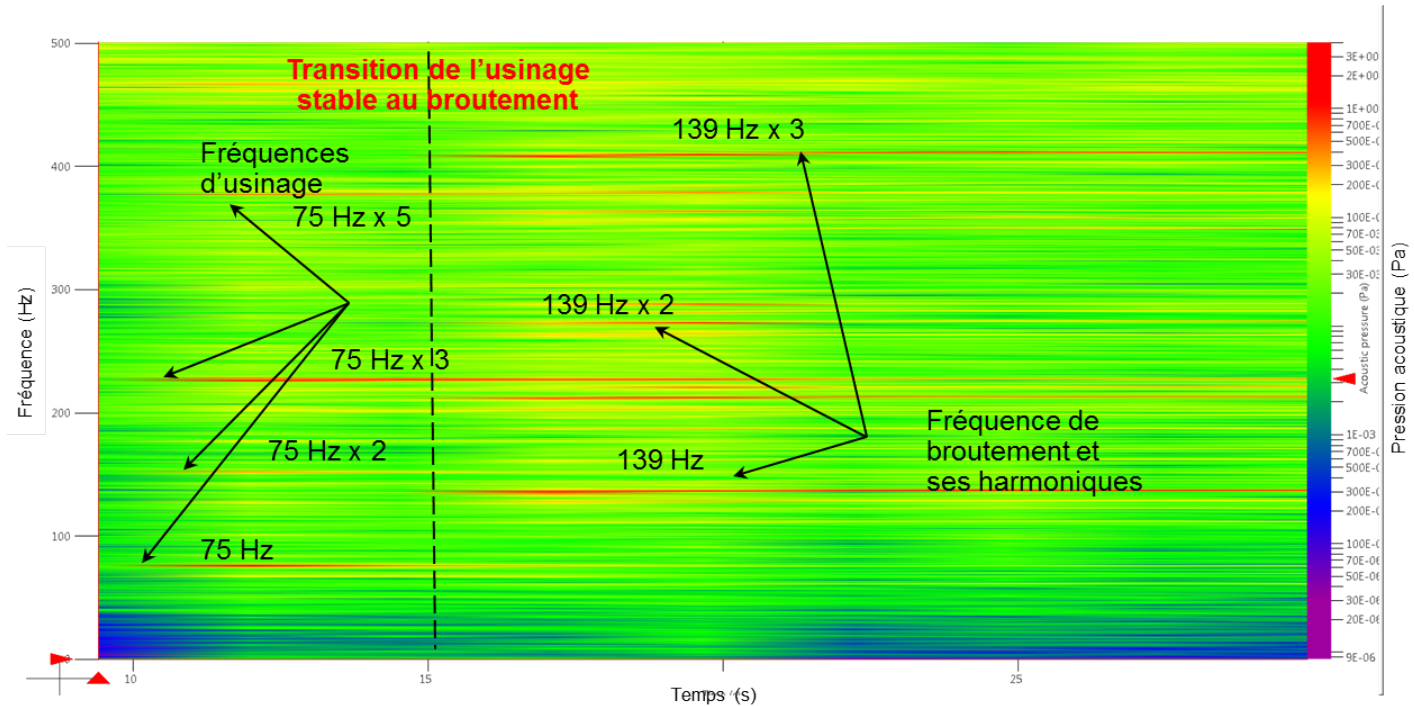


FIGURE 2.17 – Spectrogramme ($a_p = 4 \text{ mm}$, $N = 500 \text{ tr/min}$ et $f = 0.45 \text{ mm/tr}$)

a broutement, un ou plusieurs pics d'amplitudes supérieures à celle du pic d'accélération à la fréquence de passage des dents font leur apparition.

S'appuyant sur le même principe, le spectrogramme d'une acquisition acoustique présenté à la figure 2.17 montre que la transition de l'état stable à l'état instable peut être repérée par l'analyse de son contenu fréquentiel. Quand l'usinage est stable, la fondamentale correspondant à la fréquence de passage des dents à 75 Hz et ses harmoniques dominent la représentation. A l'instant $t = 15 \text{ s}$ le contenu fréquentiel du graphique évolue faisant apparaître des fréquences ayant une amplitude du même ordre de grandeur que les fréquences de coupe. Leur apparition témoigne de la présence de broutement.

De même que la FFT du signal d'accélération et le spectrogramme du signal acoustique qui ont permis de détecter l'établissement du broutement, la qualité des surfaces usinées a constitué un indicateur supplémentaire déterminant. Celle-ci était toujours acceptable après un usinage stable. En revanche, les dégradations étaient significatives après un usinage instable ; des stries visibles à l'œil nu sont souvent laissées sur la pièce comme dans le cas illustré à la figure 2.18.b.

Par référence aux critères de discrimination des états instables d'usinage, les limites critiques de stabilité sont établies pour les deux positions de broche. Les profondeurs de passe critiques ont été trouvées par calcul et expérimentalement. Ces résultats sont illustrés aux figures 2.19 et 2.20 qui montrent les écarts entre les comportements dynamiques des deux configurations de la machine.

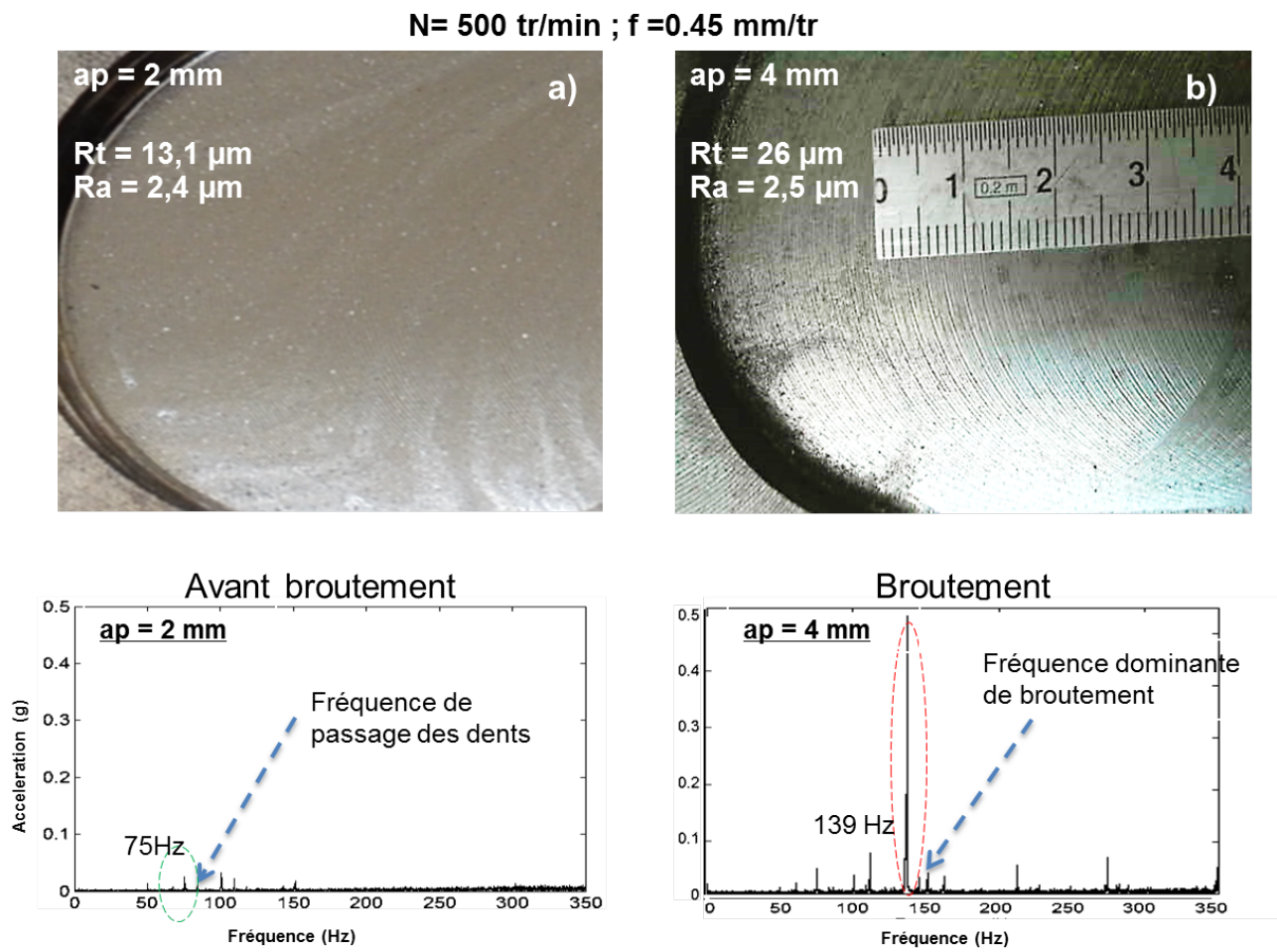


FIGURE 2.18 – Illustration de la différence entre un usinage stable (à gauche) et un usinage instable (à droite)

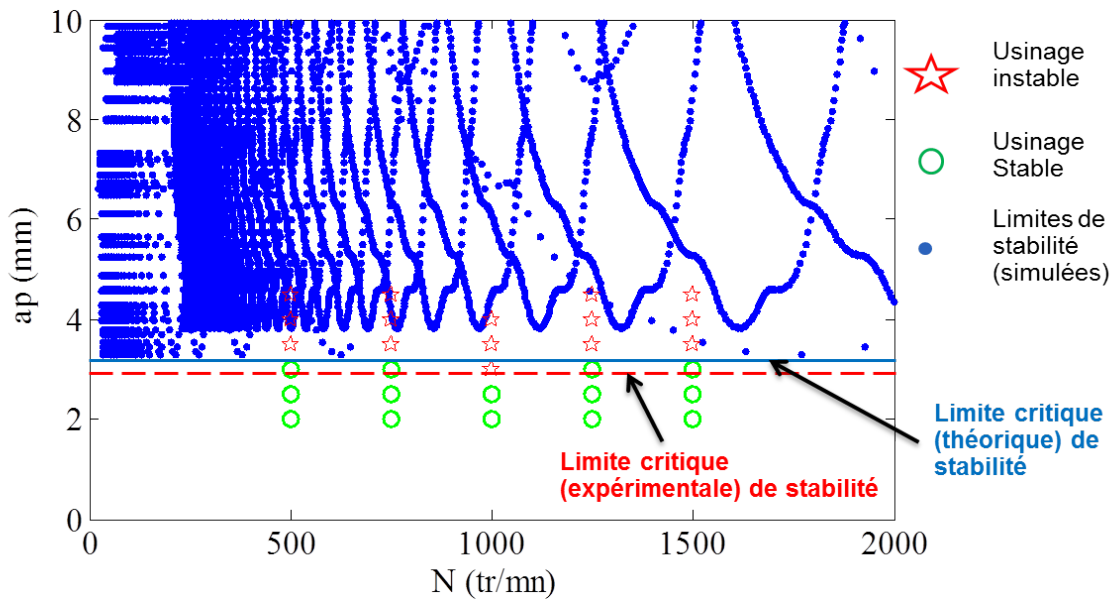


FIGURE 2.19 – La limite critique de stabilité établie expérimentalement et par calcul (Broche en position basse)

La figure 2.19 illustre les résultats de simulation et expérimentation par usinage dans la configuration : broche en position basse de travail. La limite critique de stabilité a été obtenue égale à 3.3 mm par essai d'usinage et 3.5 mm par simulation. Une légère différence entre les deux résultats dépend de la justesse du modèle de calcul et la précision des paramètres expérimentaux utilisés pour la recherche des limites de stabilité.

Dans la deuxième configuration, broche positionnée en haut, une profondeur de passe de 5 mm a été atteinte sans aucun établissement de broutement. Les essais ont ensuite été arrêtés afin d'éviter le risque de dépassement des limites de la broche en couple et en puissance. En revanche, la limite de profondeur de passe critique a été estimée par calcul à $6,05 \text{ mm}$ (figure 2.20).

Quoi que l'usinage en position haute de la broche n'ait pas permis d'aller jusqu'à la fin en trouvant des conditions d'usinage instables, les résultats expérimentaux ont permis clairement de révéler un écart important entre le comportement dynamique de la position haute et la position basse de travail. Se basant sur le niveau de précision du premier résultat, la profondeur de passe critique a été estimée de $6,05 \text{ mm}$ quand la broche est positionnée en haut, un résultat qui est en cohérence avec les essais d'usinage qui n'ont pas pu être finalisés.

Discussion sur la vibration de pièce :

Dans les cas étudiés dans ce chapitre, le broutement ne fait son apparition que quand la

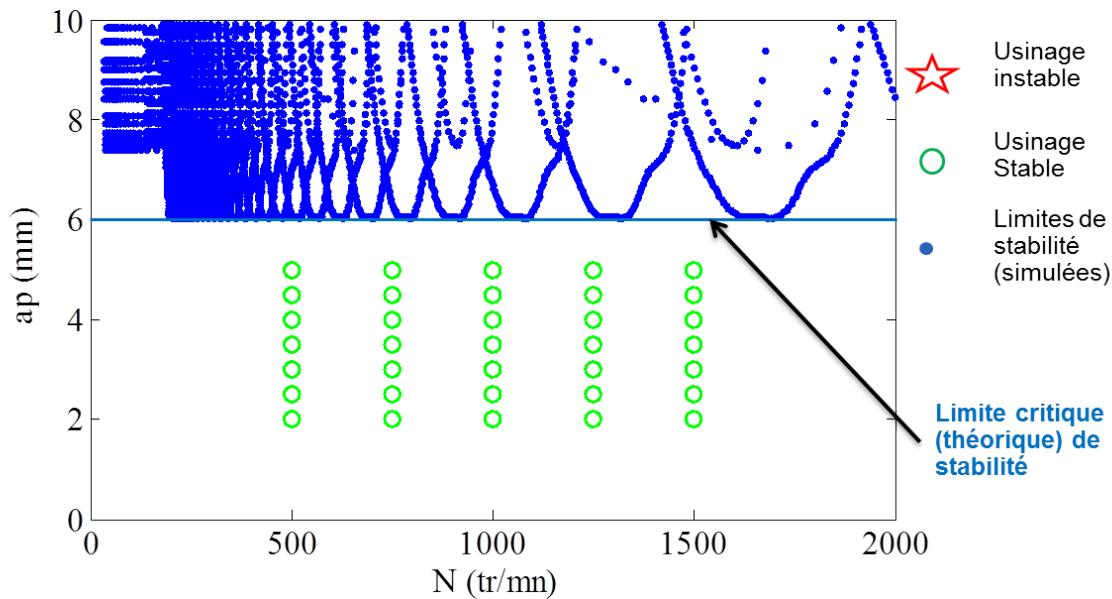


FIGURE 2.20 – La limite critique de stabilité établi expérimentalement et par calcul (Broche en position haute)

broche usine en position basse. Il est légitime de se poser la question sur les origines de vibrations et les sous-ensembles qui les impliquent. Si des mesures des raideurs statiques sur la pièce et la broche en position défavorable de travail ont été effectuées, celles-ci ont montré un grand écart en faveur de la pièce. De plus, une analyse plus fine a été apportée aux graphes de FFT du signal d'accélération affiché à la figure 2.18 et les FRF relevées en nez de broche et en pointe de l'outil à la figure 2.10. Ces graphes permettent de dégager deux informations importantes.

- Le mode propre dont l'amplitude est la plus grande quand la broche est positionnée en bas a une fréquence de 133 Hz.
- La fréquence dominante lors du broutement est de 139 Hz

La fréquence de broutement est sensiblement proche de la fréquence de résonance relevée en pointe de l'outil. Il est donc légitime de supposer que les vibrations constatées lors du broutement proviennent des vibrations de la broche.

Discussion sur la profondeur de passe critique :

Le critère de la profondeur de passe critique se déduit du diagramme des lobes de stabilité. Altintas, Weck [Altintas et Weck, 2004], [Altintas et Budak, 1995] et Roukema [Jochem et Altintas, 2007] ont montré que la stabilité de l'usinage est difficile à modéliser aux alentours des fréquences d'excitation qui sont d'ordre de grandeur très faible devant les fréquences de résonance de la structure. Quand une dent laisse un nombre significatif d'ondulations sur la pièce, la suivante subit sur son parcours des variations importantes de l'angle de dépouille faisant apparaître le phénomène de talonnage. Par conséquent, un effort de friction résistant au mouvement contribue à amortir les oscillations. Ce phénomène est appelé l'amortissement « process » et rend

l'estimation de la profondeur de passe critique difficile autour des basses fréquences d'excitation. Ainsi, l'utilisation de ce critère nécessite le respect au domaine d'étude : un domaine dans lequel la fréquence d'excitation est du même ordre de grandeur que les fréquences de résonance de la structure.

La variation de la FRF de l'ensemble broche et outil affecte la profondeur de passe critique. Plusieurs auteurs comme Gagnol [Gagnol, 2006], Zaghbani [Zaghbani, 2009] et Kolar [Kolar, 2010] ont montré que les propriétés dynamiques du système broche, outil dépendent des conditions aux limites. Dans une étude faite par Gagnol [Gagnol, 2006] sur les broches UGV, il a été constaté qu'un léger décalage entre les fréquences propres du l'électro-broche libre et montée dans la machine existe. Par ailleurs, Zaghbani [Zaghbani, 2009] montre à l'aide d'un essai d'impact au marteau dynamométrique que les propriétés dynamiques du système usinant à vide et en contact avec la matière ne sont pas les mêmes.

2.4 Conclusion

La démarche présentée dans ce chapitre s'est focalisée sur la comparaison du comportement statique et dynamique d'un centre d'usinage dans différentes positions de son espace de travail. Les essais ont été effectués non seulement sur la machine à l'arrêt mais encore des explorations en conditions opératoires d'usinage ont permis, par la recherche des limites de stabilité, de mieux comprendre son comportement et d'expliquer ses faiblesses. La démarche présentée a permis de révéler la variabilité du comportement statique et dynamique de la chaîne structurale de la machine qui dépend, elle, de la position de la broche. De plus, des essais de fraisage ont été réalisés dans différentes positions de la broche dans le but de déterminer les profondeurs de passe critiques et confirmer la variabilité du comportement dynamique de la chaîne structurale. Pour certaines machines dont la broche n'est pas équipée d'axes de déplacement, ne se pose pas question de la dépendance du comportement dynamique de la broche à sa position dans l'espace de travail.

Si le premier critère de raideur statique a montré qualitativement que la broche en position haute avait une plus grande raideur que celle en position basse, celui-ci ne permettait pas d'estimer les limites structurales d'une machine destinée à effectuer un certain type d'opération d'usinage. Ce critère ne pouvait par conséquent pas être exploité efficacement par les métiers de conception pour proposer de nouvelles solutions machines et outil coupant pour la fabrication de nouveaux produits. Le critère de profondeur de passe critique a donc été introduit, ce dernier a été obtenu dans un premier temps par calcul analytique et ensuite par des essais de fraisage.

Les méthodes proposées présentent l'avantage de permettre d'estimer le potentiel d'un couple broche et outil donné pour effectuer des usinages. En revanche, un changement d'outil nécessite de nouveau l'exécution des essais permettant de retrouver les limites de stabilité. Cette limitation sera traitée dans le chapitre suivant, dans le but de fournir une nouvelle méthodologie permettant d'obtenir le même résultat en minimisant la durée des essais.

Chapitre 3

Proposition d'une méthodologie de prédiction du comportement d'une MOCN

3.1 Introduction

UNE MÉTHODOLOGIE est proposée dans ce chapitre dans le but de faciliter l'évaluation de la stabilité d'une opération de fraisage, pour une broche, un outil et une position connue de la broche dans son espace de travail. L'objectif est d'éviter d'effectuer des mesure pour chaque nouvel outil en se limitant à quelques mesures de référence.

L'approche se base sur une procédure d'identification du comportement dynamique de la broche suivie par un couplage des FRF du système (broche-tronçon arrière de l'outil) avec le tronçon avant de l'outil d'usinage pour prédire la FRF en sa pointe. Cette dernière permet à l'aide d'une résolution analytique de l'équation caractéristique de la dynamique de fraisage dans le domaine fréquentiel de prédire la limite de stabilité critique. Les profondeurs de passe critiques obtenues par simulation constituent le critère qui sera retenu pour comparer les MOCN de point de vue comportement dynamique.

3.2 Technique d'identification de la matrice des FRF en nez de broche

3.2.1 Principes et définitions

Dans cette étude, plusieurs systèmes mécaniques sont définis et sont illustrés dans la figure 3.1.

- Système₁ : Système₂ et Système₃ liés par la section droite illustrée dans les figures 3.1 et 3.2.
- Système₂ : La broche et le tronçon arrière de l'outil
- Système₃ : Le tronçon avant de l'outil
- Section : C'est la section qui permet la jonction entre Système₂ et Système₃.

Sur la figure 3.1, F_i et M_i sont respectivement les composantes de la résultante d'effort et le moment au point i . Il sera noté que :

- (F_B, M_B) : Efforts extérieurs appliqués en B
- (F_{B-}, M_{B-}) : Efforts intérieurs appliqués sur l'interface du Système₂ en $B-$
- (F_{B+}, M_{B+}) : Efforts intérieurs appliqués sur l'interface du Système₃ en $B+$
- (F_E, M_E) : Efforts extérieurs appliqués en E

De même u_i et θ_i représentent respectivement le déplacement transversal et la rotation de la section droite à l'axe de rotation de l'outil.

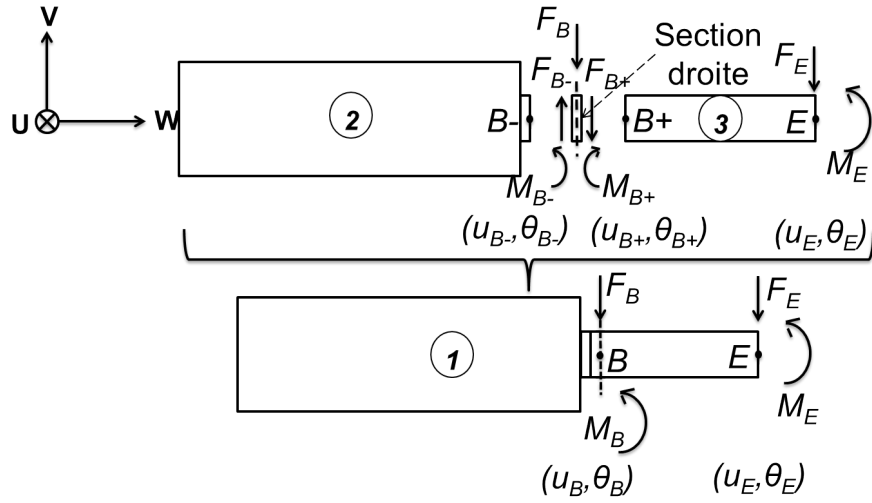


FIGURE 3.1 – Partition du système broche + outil en 2 sous systèmes

La démarche proposée vise l'identification des termes de la matrice des fonctions de réponse en fréquence (FRF) du Système₂ (figure 3.1). Celle-ci est déterminée en utilisant un outil de référence (figure 3.2) qui sert comme intermédiaire pour l'obtention d'informations du type FRF qui sont difficiles à obtenir directement en nez de broche. Les composantes de la matrice des FRF du Système₂ et sont définies à l'aide de la figure 3.1 telles que : $\frac{u_{B-}}{F_{B-}}$, $\frac{u_{B-}}{M_{B-}}$, $\frac{\theta_{B-}}{F_{B-}}$ et $\frac{\theta_{B-}}{M_{B-}}$. Cette matrice sera définie plus tard dans l'équation 3.6.

La procédure utilisée sera détaillée par la suite. Elle est basée sur des essais expérimentaux d'impact au marteau à l'aide de l'outil de référence et sur des calculs analytiques qui permettront d'identifier les FRF du Système₂.

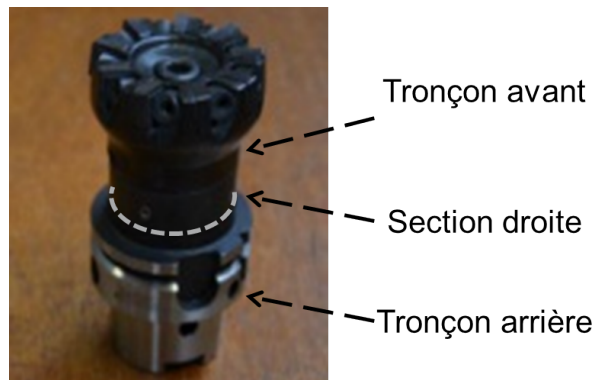


FIGURE 3.2 – L'outil de référence

Même si l'essai d'impact au marteau effectué directement en nez de broche(système₂) permet d'obtenir la fonction de transfert liant les déplacements et les efforts radiaux, celui-ci ne

permet pas de donner des informations sur les moments et les rotations associés à la flexion de l'outil en B (fonction reliant respectivement u_{B-} et θ_{B-} à F_{B-} et M_{B-}). C'est la raison pour laquelle la méthode proposée doit permettre d'identifier tous les termes de la matrice des fonctions de transfert du Système₂.

L'étude sera effectuée dans un plan contenant l'axe de la broche en supposant que le comportement dynamique de broche est axisymétrique. Si ce n'est pas le cas, la même démarche doit être réalisée dans deux plans orthogonaux et parallèles à l'axe de rotation de la broche.

A l'issue de cette démarche d'identification, la matrice des fonctions de transfert en nez de broche permettra grâce à un modèle éléments finis de l'outil de prédire la matrice des fonctions de transfert en pointe d'un outil en E pour un Système₁ (matrice reliant respectivement u_E et θ_E à F_E et M_E). Cette approche intéresse les ingénieurs méthodes pour valider/étudier une nouvelle opération d'usinage.

La section droite représentée aux figures 3.2 et 3.1 et qui lie le Système₂ au Système₃ est caractérisée par un mouvement de solide rigide qui s'inspire d'un modèle poutre dans un problème plan. Pour cette interface, le principe des actions réciproques permet de déduire son chargement de celui appliqué à droite du Système₂ (F_{B-}, M_{B-}), à gauche du tronçon avant de l'outil (F_{B+}, M_{B+}) et par un impact de marteau (F_B, M_B) = ($F_B, 0$). Dans ce modèle, les déplacements longitudinaux ne seront pas pris en compte.

L'équilibre des efforts appliqués à l'interface rigide donne :

$$\begin{pmatrix} F_{B+} \\ M_{B+} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} F_{B-} \\ M_{B-} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_B \\ M_B \end{pmatrix}. \quad (3.1)$$

La continuité des déplacements s'écrit comme :

$$\begin{pmatrix} u_B \\ \theta_B \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_{B+} \\ \theta_{B+} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_{B-} \\ \theta_{B-} \end{pmatrix}. \quad (3.2)$$

Soient $\underline{\underline{H}}^1$, $\underline{\underline{H}}^2$ et $\underline{\underline{H}}^3$ respectivement les matrices réduites des fonctions de transfert des systèmes Système₁, Système₂ et Système₃.

Les différentes matrices citées précédemment peuvent être définies comme suit :

Système₁ : La broche, le tronçon arrière et le tronçon avant de l'outil

La relation entre les vecteurs des efforts appliqués par l'extérieur et les déplacements est établie ainsi :

$$\underline{\underline{H}}^1 \begin{pmatrix} F_B \\ M_B \\ F_E \\ M_E \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_B \\ \theta_B \\ u_E \\ \theta_E \end{pmatrix}. \quad (3.3)$$

Il est possible de décomposer $\underline{\underline{H}}^1$ en 4 sous-matrices, alors :

$$\underline{\underline{H}}^1 = \begin{pmatrix} \underline{\underline{H}}_{BB}^1 & \underline{\underline{H}}_{BE}^1 \\ \underline{\underline{H}}_{EB}^1 & \underline{\underline{H}}_{EE}^1 \end{pmatrix}. \quad (3.4)$$

Pour des efforts extérieurs nuls au point B de contact entre broche et outil, les équations 3.3 et 3.4 permettent d'avoir en E :

$$\underline{\underline{H}}_{EE}^1 \begin{pmatrix} F_E \\ M_E \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_E \\ \theta_E \end{pmatrix}. \quad (3.5)$$

Système₂ : La broche et le tronçon arrière de l'outil

Ce système mécanique permet d'écrire la relation entre le vecteur des efforts et celui des déplacements via la matrice des fonctions de transfert, comme :

$$\underline{\underline{H}}_{BB}^2 \begin{pmatrix} F_{B-} \\ M_{B-} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_{B-} \\ \theta_{B-} \end{pmatrix}. \quad (3.6)$$

Système₃ : Le tronçon avant de l'outil

De la même manière :

$$\underline{\underline{H}}^3 \begin{pmatrix} F_{B+} \\ M_{B+} \\ F_E \\ M_E \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_{B+} \\ \theta_{B+} \\ u_E \\ \theta_E \end{pmatrix}. \quad (3.7)$$

Cette matrice comprend des sous-matrices de fonctions de transfert aux extrémités de l'outil. L'équation 3.7 peut se décomposer en :

$$\underline{\underline{H}}^3 = \begin{pmatrix} \underline{\underline{H}}_{BB}^3 & \underline{\underline{H}}_{BE}^3 \\ \underline{\underline{H}}_{EB}^3 & \underline{\underline{H}}_{EE}^3 \end{pmatrix}. \quad (3.8)$$

Le développement de l'équation 3.7 permet d'avoir :

$$\underline{\underline{H}}_{BB}^3 \begin{pmatrix} F_{B+} \\ M_{B+} \end{pmatrix} + \underline{\underline{H}}_{BE}^3 \begin{pmatrix} F_E \\ M_E \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_{B+} \\ \theta_{B+} \end{pmatrix}, \quad (3.9)$$

$$\underline{\underline{H}}_{EB}^3 \begin{pmatrix} F_{B+} \\ M_{B+} \end{pmatrix} + \underline{\underline{H}}_{EE}^3 \begin{pmatrix} F_E \\ M_E \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_E \\ \theta_E \end{pmatrix}. \quad (3.10)$$

3.2.2 Méthode hybride pour l'identification du comportement de broche

L'objectif de ce paragraphe consiste à identifier la matrice des fonctions de transfert $\underline{\underline{H}}_{BB}^2$. Comme illustré dans la figure 3.3, l'identification de la matrice H_{BB}^2 du Système₂ est faite par la "soustraction" du modèle dynamique du tronçon avant de l'outil du système global.

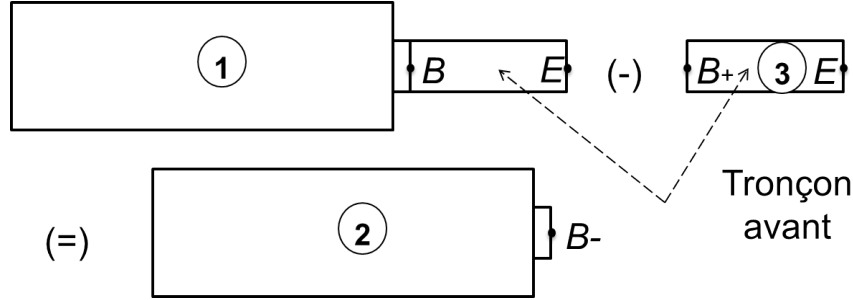


FIGURE 3.3 – Principe d'identification du comportement dynamique de broche

Cette matrice des fonctions de transfert au point $B-$ comprend 4 termes et s'écrit de la manière suivante :

$$\underline{\underline{H}}_{BB}^2 = \begin{pmatrix} h_{BB,uu}^2 & h_{BB,u\theta}^2 \\ h_{BB,\theta u}^2 & h_{BB,\theta\theta}^2 \end{pmatrix}. \quad (3.11)$$

La démarche proposée nécessite la résolution d'un système d'équations pour atteindre l'objectif. Celle-ci tire son nom "hybride" du fait que certaines équations sont obtenues expérimentalement tandis que les autres sont obtenues numériquement en s'appuyant sur des modèles éléments finis de l'outil. C'est dans ce contexte, que la matrice $\underline{\underline{H}}^{1,Ref}$ est introduite. Celle-ci sera utilisée uniquement pendant la phase d'identification :

$$\underline{\underline{H}}^{1,Ref} = \begin{pmatrix} h_{BB,uu}^1 & h_{BE,uu}^1 \\ h_{EB,uu}^1 & h_{EE,uu}^1 \end{pmatrix}, \quad (3.12)$$

telle que,

$$\underline{\underline{H}}^{1,Ref} \begin{pmatrix} F_B \\ F_E \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_B \\ u_E \end{pmatrix}. \quad (3.13)$$

Les termes de la matrice $\underline{\underline{H}}^{1,Ref}$ peuvent être obtenus par impact au marteau en appliquant la procédure expérimentale illustrée à la figure 3.4.

Le développement de l'équation 3.13 donne :

$$h_{BB,uu}^1 F_B + h_{BE,uu}^1 F_E = u_B, \quad (3.14)$$

$$h_{EB,uu}^1 F_B + h_{EE,uu}^1 F_E = u_E. \quad (3.15)$$

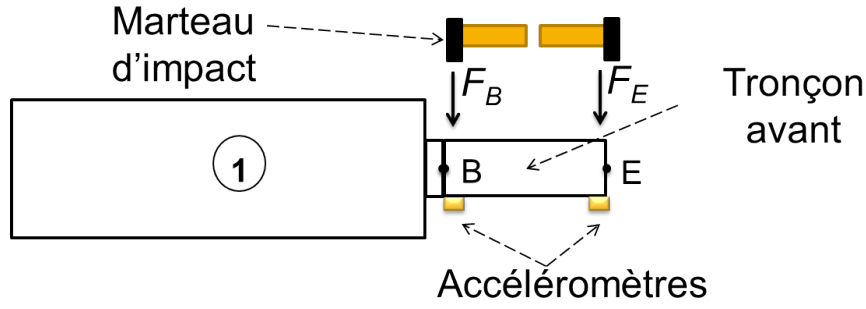


FIGURE 3.4 – Configuration expérimentale utilisant l'outil de référence

Par ailleurs, il est rappelé que la matrice $\underline{\underline{H}}^3$ est celle du tronçon avant de l'outil en configuration libre. Celle-ci a déjà été présentée par l'équation 3.8 et contient 4 sous-matrices. Elle comprend 16 fonctions de transfert et s'écrit pour l'outil de référence comme :

$$\underline{\underline{H}}^{3,Ref} = \begin{pmatrix} h_{BB,uu}^3 & h_{BB,u\theta}^3 & h_{BE,uu}^3 & h_{BE,u\theta}^3 \\ h_{BB,\theta u}^3 & h_{BB,\theta\theta}^3 & h_{BE,\theta u}^3 & h_{BE,\theta\theta}^3 \\ h_{EB,uu}^3 & h_{EB,u\theta}^3 & h_{EE,uu}^3 & h_{EE,u\theta}^3 \\ h_{EB,\theta u}^3 & h_{EB,\theta\theta}^3 & h_{EE,\theta u}^3 & h_{EE,\theta\theta}^3 \end{pmatrix}, \quad (3.16)$$

telle que

$$\underline{\underline{H}}^{3,Ref} \begin{pmatrix} F_{B+} \\ M_{B+} \\ F_E \\ M_E \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_{B+} \\ \theta_{B+} \\ u_E \\ \theta_E \end{pmatrix}. \quad (3.17)$$

Le développement de l'équation 3.17 permet d'obtenir les 4 équations suivantes :

$$h_{BB,uu}^3 F_{B+} + h_{BB,u\theta}^3 M_{B+} + h_{BE,uu}^3 F_E + h_{BE,u\theta}^3 M_E = u_{B+}, \quad (3.18)$$

$$h_{BB,\theta u}^3 F_{B+} + h_{BB,\theta\theta}^3 M_{B+} + h_{BE,\theta u}^3 F_E + h_{BE,\theta\theta}^3 M_E = \theta_{B+}, \quad (3.19)$$

$$h_{EB,uu}^3 F_{B+} + h_{EB,u\theta}^3 M_{B+} + h_{EE,uu}^3 F_E + h_{EE,u\theta}^3 M_E = u_E, \quad (3.20)$$

$$h_{EB,\theta u}^3 F_{B+} + h_{EB,\theta\theta}^3 M_{B+} + h_{EE,\theta u}^3 F_E + h_{EE,\theta\theta}^3 M_E = \theta_E. \quad (3.21)$$

Même si les moments appliqués à l'extrémité de l'outil sont nuls pendant la phase d'identification de $\underline{\underline{H}}_{BB}^2$, la démarche de reconstruction de la matrice de FRF pour un nouvel outil permet d'obtenir tous ses termes. Par ailleurs, il y a la FRF relative aux moments de flexion et les rotations. Pendant la phase d'identification, aucun moment n'est appliqué à l'extrémité de l'outil, ce qui se traduit par :

$$M_E = 0. \quad (3.22)$$

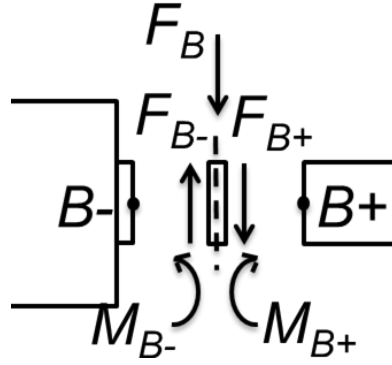


FIGURE 3.5 – Equilibre de l'interface rigide

Il en est de même pour B :

$$M_B = 0. \quad (3.23)$$

Par ailleurs, des équations 3.2 et 3.1, on tire les équations scalaires :

$$u_B = u_{B+} = u_{B-}, \quad (3.24)$$

$$\theta_B = \theta_{B+} = \theta_{B-}, \quad (3.25)$$

et

$$F_{B+} + F_{B-} = F_B, \quad (3.26)$$

$$M_{B+} + M_{B-} = M_B. \quad (3.27)$$

Le système d'équations à résoudre comporte :

- 14 équations : 3.14, 3.15, 3.18, 3.19, 3.20, 3.21, 3.22, 3.23, 3.24, 3.25, 3.26, 3.27, 3.22 et 3.23,
- 16 paramètres : $u_E, u_B, u_{B-}, u_{B+}, \theta_E, \theta_B, \theta_{B-}, \theta_{B+}, F_E, F_B, F_{B-}, F_{B+}, M_E, M_B, M_{B-}$ et M_{B+} .

Ce bilan permet d'exprimer la matrice H_{BB}^2 qui lie $\begin{pmatrix} u_{B-} \\ \theta_{B-} \end{pmatrix}$ à $\begin{pmatrix} F_{B-} \\ M_{B-} \end{pmatrix}$.

L'injection de 3.24 dans 3.14 et 3.15 donne :

$$h_{BB,uu}^1 F_B + h_{BE,uu}^1 F_E = u_{B-}, \quad (3.28)$$

$$h_{EB,uu}^1 F_B + h_{EE,uu}^1 F_E = u_E. \quad (3.29)$$

La substitution des équations 3.23, 3.24, 3.25, 3.26 et 3.27 dans 3.18, 3.19, 3.20 donne :

$$h_{BB,uu}^3 (F_B - F_{B-}) - h_{BB,u\theta}^3 M_{B-} + h_{BE,uu}^3 F_E = u_{B-}, \quad (3.30)$$

$$h_{BB,\theta u}^3(F_B - F_{B-}) - h_{BB,\theta\theta}^3 M_{B-} + h_{BE,\theta u}^3 F_E = \theta_{B-}, \quad (3.31)$$

$$h_{EB,uu}^3(F_B - F_{B-}) - h_{EB,u\theta}^3 M_{B-} + h_{EE,uu}^3 F_E = u_E. \quad (3.32)$$

Le développement des équations 3.30, 3.31 et 3.32 donne :

$$h_{BB,uu}^3 F_B - h_{BB,uu}^3 F_{B-} - h_{BB,u\theta}^3 M_{B-} + h_{BE,uu}^3 F_E = u_{B-}. \quad (3.33)$$

$$h_{BB,\theta u}^3 F_B - h_{BB,\theta u}^3 F_{B-} - h_{BB,\theta\theta}^3 M_{B-} + h_{BE,\theta u}^3 F_E = \theta_{B-}. \quad (3.34)$$

$$h_{EB,uu}^3 F_B - h_{EB,uu}^3 F_{B-} - h_{EB,u\theta}^3 M_{B-} + h_{EE,uu}^3 F_E = u_E. \quad (3.35)$$

Les équations 3.28 et 3.33 permettent d'écrire :

$$h_{BB,uu}^1 F_B + h_{BE,uu}^1 F_E = h_{BB,uu}^3 F_B - h_{BB,uu}^3 F_{B-} - h_{BB,u\theta}^3 M_{B-} + h_{BE,uu}^3 F_E. \quad (3.36)$$

L'arrangement des termes de l'équation 3.36 donne :

$$(h_{BB,uu}^1 - h_{BB,uu}^3) F_B + h_{BB,uu}^3 F_{B-} + h_{BB,u\theta}^3 M_{B-} + (h_{BE,uu}^1 - h_{BE,uu}^3) F_E = 0. \quad (3.37)$$

Les équations 3.29 et 3.32 donnent :

$$h_{EB,uu}^1 F_B + h_{EE,uu}^1 F_E = h_{EB,uu}^3 F_B - h_{EB,uu}^3 F_{B-} - h_{EB,u\theta}^3 M_{B-} + h_{EE,uu}^3 F_E. \quad (3.38)$$

L'équation 3.38 devient :

$$(h_{EB,uu}^1 - h_{EB,uu}^3) F_B + h_{EB,uu}^3 F_{B-} + h_{EB,u\theta}^3 M_{B-} + (h_{EE,uu}^1 - h_{EE,uu}^3) F_E = 0. \quad (3.39)$$

L'écriture simplifiée des équations 3.37 et 3.39 se présente respectivement comme :

$$aF_B + bF_{B-} + cM_{B-} + dF_E = 0, \quad (3.40)$$

$$eF_B + fF_{B-} + gM_{B-} + hF_E = 0, \quad (3.41)$$

où

$$\begin{aligned} a &= (h_{BB,uu}^1 - h_{BB,uu}^3), \\ b &= h_{BB,uu}^3, \\ c &= h_{BB,u\theta}^3, \\ d &= (h_{BE,uu}^1 - h_{BE,uu}^3), \\ e &= (h_{EB,uu}^1 - h_{EB,uu}^3), \\ f &= h_{EB,uu}^3, \\ g &= h_{EB,u\theta}^3, \\ h &= (h_{EE,uu}^1 - h_{EE,uu}^3). \end{aligned} \quad (3.42)$$

La résolution des équations 3.40 et 3.41 donne :

$$F_B = \frac{fd - hb}{ha - ed} F_{B-} + \frac{gd - hc}{ha - ed} M_{B-}, \quad (3.43)$$

$$F_E = \frac{fa - eb}{ed - ha} F_{B-} + \frac{ga - ec}{ed - ha} M_{B-}. \quad (3.44)$$

L'écriture simplifiée des équations 3.43 et 3.44 conduit finalement à :

$$F_B = W F_{B-} + X M_{B-}, \quad (3.45)$$

$$F_E = Y F_{B-} + Z M_{B-}, \quad (3.46)$$

où les quantités W , X , Y et Z sont définies par :

$$\begin{cases} W = \frac{fd - hb}{ha - ed}, \\ X = \frac{gd - hc}{ha - ed}, \\ Y = \frac{fa - eb}{ed - ha}, \\ Z = \frac{ga - ec}{ed - ha}, \end{cases} \quad (3.47)$$

ou de manière plus détaillée :

$$\begin{cases} W = \frac{h_{EB,uu}^3(h_{BE,uu}^1 - h_{BE,uu}^3) - (h_{EE,uu}^1 - h_{EE,uu}^3)h_{BB,uu}^3}{(h_{EE,uu}^1 - h_{EE,uu}^3)(h_{BB,uu}^1 - h_{BB,uu}^3) - (h_{EB,uu}^1 - h_{EB,uu}^3)(h_{BE,uu}^1 - h_{BE,uu}^3)}, \\ X = \frac{h_{EB,u\theta}^3(h_{BE,uu}^1 - h_{BE,uu}^3) - (h_{EE,uu}^1 - h_{EE,uu}^3)h_{BB,u\theta}^3}{(h_{EE,uu}^1 - h_{EE,uu}^3)(h_{BB,uu}^1 - h_{BB,uu}^3) - (h_{EB,uu}^1 - h_{EB,uu}^3)(h_{BE,uu}^1 - h_{BE,uu}^3)}, \\ Y = \frac{h_{EB,uu}^3(h_{BB,uu}^1 - h_{BB,uu}^3) - (h_{EB,uu}^1 - h_{EB,uu}^3)h_{BB,uu}^3}{(h_{EB,uu}^1 - h_{EB,uu}^3)(h_{BE,uu}^1 - h_{BE,uu}^3) - (h_{EE,uu}^1 - h_{EE,uu}^3)(h_{BB,uu}^1 - h_{BB,uu}^3)}, \\ Z = \frac{h_{EB,u\theta}^3(h_{BB,uu}^1 - h_{BB,uu}^3) - (h_{EB,uu}^1 - h_{EB,uu}^3)h_{BB,u\theta}^3}{(h_{EB,uu}^1 - h_{EB,uu}^3)(h_{BE,uu}^1 - h_{BE,uu}^3) - (h_{EE,uu}^1 - h_{EE,uu}^3)(h_{BB,uu}^1 - h_{BB,uu}^3)}. \end{cases} \quad (3.48)$$

L'injection des équations 3.45 et 3.46 dans 3.32 et 3.34 donne :

$$h_{BB,uu}^1(W F_{B-} + X M_{B-}) + h_{BE,uu}^1(Y F_{B-} + Z M_{B-}) = u_{B-}, \quad (3.49)$$

$$h_{BB,\theta u}^3(W F_{B-} + X M_{B-}) - h_{BB,\theta u}^3 F_{B-} - h_{BB,\theta\theta}^3 M_{B-} + h_{BE,\theta u}^3(Y F_{B-} + Z M_{B-}) = \theta_{B-}. \quad (3.50)$$

Les équations 3.49 et 3.50 peuvent se mettre respectivement sous la forme suivante :

$$(h_{BB,uu}^1 W + h_{BE,uu}^1 Y) F_{B-} + (h_{BB,uu}^1 X + h_{BE,uu}^1 Z) M_{B-} = u_{B-}, \quad (3.51)$$

$$(h_{BB,\theta u}^3 W - h_{BB,\theta u}^3 + h_{BE,\theta u}^3 Y)F_{B-} + (h_{BB,\theta u}^3 X - h_{BB,\theta\theta}^3 + h_{BE,\theta u}^3 Z)M_{B-} = \theta_{B-}. \quad (3.52)$$

Les 2 équations 3.51 et 3.52 peuvent s'écrire sous la forme matricielle suivante :

$$\begin{pmatrix} h_{BB,uu}^1 W + h_{BE,uu}^1 Y & h_{BB,uu}^1 X + h_{BE,uu}^1 Z \\ h_{BB,\theta u}^3 W - h_{BB,\theta u}^3 + h_{BE,\theta u}^3 Y & h_{BB,\theta u}^3 X - h_{BB,\theta\theta}^3 + h_{BE,\theta u}^3 Z \end{pmatrix} \begin{pmatrix} F_{B-} \\ M_{B-} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_{B-} \\ \theta_{B-} \end{pmatrix}. \quad (3.53)$$

Par identification on obtient au final la matrice des fonctions de transfert en nez de broche, celle-ci permettra d'appliquer la méthode de couplage des fonctions de transfert qui sera présentée dans le paragraphe cf.3.3 :

$$\underline{\underline{H}}_{BB}^2 = \begin{pmatrix} h_{BB,uu}^1 W + h_{BE,uu}^1 Y & h_{BB,uu}^1 X + h_{BE,uu}^1 Z \\ h_{BB,\theta u}^3 W - h_{BB,\theta u}^3 + h_{BE,\theta u}^3 Y & h_{BB,\theta u}^3 X - h_{BB,\theta\theta}^3 + h_{BE,\theta u}^3 Z \end{pmatrix}. \quad (3.54)$$

3.2.3 Modélisation du tronçon avant de l'outil

L'objectif de ce paragraphe est d'expliquer la méthode d'élaboration d'un modèle éléments finis du tronçon avant l'outil afin d'en déduire les FRF. L'outil de référence est illustré à la figure 3.2 et se compose de deux parties : un tronçon avant et un tronçon arrière.

Si la matrice des fonctions de transfert en nez de broche est identifiée avec une méthode hybride, c'est grâce à un modèle éléments finis que la partie numérique est traitée. Il en est ainsi pour, les FRFs du tronçon avant de l'outil de référence. La même démarche est utilisée pour modéliser le tronçon avant d'un nouvel outil (Système₃) afin d'effectuer le couplage des matrices des FRFs de ce dernier et celle du Système₂.

Dans cette application, sera retenu pour la suite le modèle poutre du type Bernoulli dans un espace bidimensionnel considérant que l'outil a un comportement axisymétrique. Seul le tronçon avant de celui-ci est modélisé. Les éléments poutres peuvent se déformer en flexion et disposent de mouvements de translation transversale et rotation des sections droites à leur fibre neutre.

L'équation du mouvement du modèle EF soumis à une excitation donnée est :

$$\underline{\underline{M}}\ddot{\underline{q}}_x(t) + \underline{\underline{D}}\dot{\underline{q}}_x(t) + \underline{\underline{K}}\underline{q}_x(t) = \underline{Q}_x(t). \quad (3.55)$$

Où $\underline{\underline{M}}$, $\underline{\underline{D}}$, $\underline{\underline{K}}$, $\underline{q}_x(t)$ et $\underline{Q}_x(t)$ sont respectivement la matrice de masse, la matrice d'amortissement, la matrice de raideur, le vecteur des déplacements généralisés (contenant déplacements et rotations) et le vecteur des chargements généralisés (contenant efforts et moments) appliqués aux nœuds du modèle éléments finis.

Pour une excitation sinusoïdale de la structure à la pulsation ω , le vecteur des efforts généralisés, écrit dans le domaine complexe, se présente comme :

$$\underline{Q}_x(t) = \underline{Q}_x e^{j\omega t}. \quad (3.56)$$

Ici $\underline{Q}_x$ est la colonne des chargements généralisés indépendants du temps. Assumant une solution sinusoïdale de l'équation du mouvement (régime permanent) :

$$\underline{q}_x(t) = \underline{q}_x e^{j\omega t}. \quad (3.57)$$

Où $\underline{q}_x$ représente le vecteur (dont les composantes sont éventuellement complexes) des modules des déplacements qui ne dépendent pas du temps.

L'injection des équations 3.56 et 3.57 dans 3.55 donnent :

$$\underline{\underline{K}}\underline{q}_x e^{j\omega t} + j\omega \underline{\underline{D}}\underline{q}_x e^{j\omega t} - \omega^2 \underline{\underline{M}}\underline{q}_x e^{j\omega t} = \underline{Q}_x e^{j\omega t}. \quad (3.58)$$

La mise de $\underline{q}_x e^{j\omega t}$ en facteur donne :

$$(\underline{\underline{K}} + j\omega \underline{\underline{D}} - \omega^2 \underline{\underline{M}})\underline{q}_x e^{j\omega t} = \underline{Q}_x e^{j\omega t}. \quad (3.59)$$

L'équation 3.59 devient :

$$(\underline{\underline{K}} + j\omega \underline{\underline{D}} - \omega^2 \underline{\underline{M}})\underline{q}_x = \underline{Q}_x. \quad (3.60)$$

Par conséquent, le vecteur des déplacements peut s'exprimer comme :

$$\underline{q}_x = (\underline{\underline{K}} + j\omega \underline{\underline{D}} - \omega^2 \underline{\underline{M}})^{-1} \underline{Q}_x. \quad (3.61)$$

Ainsi, la matrice des FRF $\tilde{\underline{\underline{H}}}^3$ reliant efforts appliqués sur le tronçon avant de l'outil aux déplacements généralisés de ce dernier est définie par :

$$\tilde{\underline{\underline{H}}}^3 = (\underline{\underline{K}} + j\omega \underline{\underline{D}} - \omega^2 \underline{\underline{M}})^{-1}. \quad (3.62)$$

Remarque : L'amortissement structural de l'outil est généralement très faible devant l'amortissement de la broche. C'est la raison pour laquelle, dans le modèle dynamique du tronçon avant de l'outil, il n'est pas nécessaire d'introduire systématiquement celui-ci.

Sachant qu'en pratique les efforts ne sont appliqués qu'en extrémité d'outil et au niveau de la section de coupure en B (efforts : $\begin{pmatrix} F_E \\ M_E \end{pmatrix}$ et $\begin{pmatrix} F_B \\ M_B \end{pmatrix}$, respectivement), il est possible d'introduire un opérateur $\underline{\underline{C}}$ tel que :

$$\underline{Q}_x = \underline{\underline{C}} \begin{pmatrix} F_B \\ M_B \\ F_E \\ M_E \end{pmatrix}. \quad (3.63)$$

De plus sachant que seuls les ddl correspondant à ces efforts nous intéressent, il est possible d'introduire l'opérateur $\underline{\underline{B}}$ qui permet de transformer le vecteur des déplacements généralisés

$\underline{q}_x$ en vecteur des déplacements réduits $\underline{q}$ comme :

$$\underline{B}\underline{q}_x = \begin{pmatrix} u_B \\ \theta_B \\ u_E \\ \theta_E \end{pmatrix} = \underline{q}. \quad (3.64)$$

Sachant que :

$$\underline{q}_x = \underline{\tilde{H}}^3 \underline{Q}_x. \quad (3.65)$$

l'injection de l'équation 3.63 dans 3.66 donne :

$$\underline{q}_x = \underline{\tilde{H}}^3 \underline{C} \begin{pmatrix} F_B \\ M_B \\ F_E \\ M_E \end{pmatrix}. \quad (3.66)$$

Par conséquent les équations 3.64 et 3.66 permettent d'écrire :

$$\underline{q} = \underline{B}\underline{\tilde{H}}^3 \underline{C} \begin{pmatrix} F_B \\ M_B \\ F_E \\ M_E \end{pmatrix}. \quad (3.67)$$

La matrice réduite qui représente le comportement dynamique du tronçon avant de l'outil peut donc s'écrire ainsi :

$$\boxed{\underline{\underline{H}}^3 = \underline{B} \quad \underline{\tilde{H}}^3 \quad \underline{C}} \quad (3.68)$$

3.2.4 Méthode expérimentale

3.2.4.1 Les Méthodes de mesures

Tous les essais physiques qui sont présentés dans ce paragraphe ont été effectués sur un centre d'usinage du fabricant (DMG), modèle (DMC65V). Il s'agit d'une machine 3 axes de technologie vis à billes. Celle-ci est équipée d'une broche du fabricant Kessler.

Ces essais permettent d'identifier les termes de la matrice $\underline{\underline{H}}_{BB}^2$ présente dans l'équation 3.11. De plus, une deuxième mesure permet de comparer la FRF transversale mesurée à celle obtenue par simulation.

Les matériels utilisés pour effectuer les mesures sont :

- des accéléromètres de sensibilité 100 mV/g ;
- un marteau modal d'impact Meggitt, modèle 2302 de sensibilité 2,27 mV/N ;

- une carte d'acquisition National Instrument, modèle NI-pci-6036e ;
- le logiciel CutPro qui permet l'analyse modale ;

Dans un premier temps, les essais sont effectués conformément à la configuration représentée dans la figure 3.6. Les accéléromètres sont positionnés pour effectuer des mesures radiales au niveau de l'extrémité de l'outil (Point E) et au niveau de l'attachement (Point B). Ensuite, deux coups de marteau sont exécutés aux points B et E . Étant donné que deux accéléromètres sont positionnés sur l'outil, deux FRFs pour chaque coup de marteau sont obtenues à partir du signal d'effort et les signaux d'accélérations. Celles-ci sont : $h_{BB,uu}^1$, $h_{BE,uu}^1$, $h_{EE,uu}^1$ et $h_{EB,uu}^1$ de l'équation 3.12.

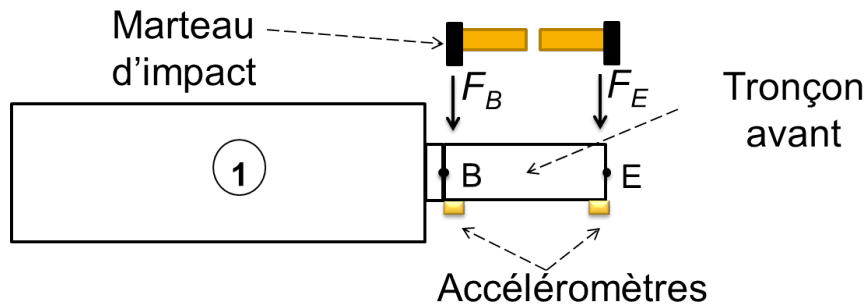


FIGURE 3.6 – Essai d'impact au marteau pour mesurer les termes $h_{BB,uu}^1$, $h_{BE,uu}^1$, $h_{EE,uu}^1$ et $h_{EB,uu}^1$

Le deuxième essai utilise le même matériel présenté précédemment et vise la vérification partielle des résultats de calcul. La mesure sera effectuée conformément à la description de la figure 3.7 où un choc de marteau est effectué au point de mesure B_- . Afin d'être au plus proche du Système₂, la broche a été équipée d'un attachement. Ce dernier permet d'appliquer une excitation au marteau à l'extrémité du Système₂ au point B_- .

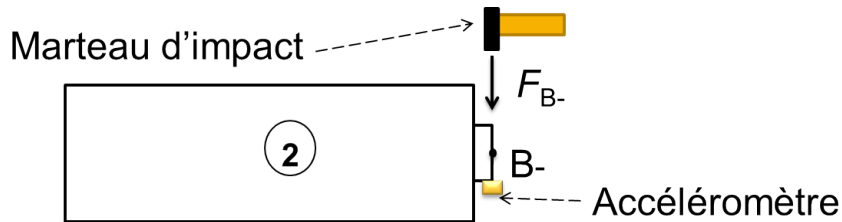


FIGURE 3.7 – Essai d'impact au marteau sur le Système₂

L'objectif de cet essai consiste à déterminer la FRF transversale au point de mesure B_- afin de la comparer avec celle obtenue par la technique d'identification. Les autres FRFs qui composent la matrice $\underline{\underline{H}}_{BB}^2$ ne sont pas obtenues expérimentalement car l'application de la

méthode classique d'impact au marteau ne permet pas d'appliquer de moment en B_- (point d'impact).

3.2.4.2 Résultats et interprétations

L'objectif de ce paragraphe est d'illustrer les résultats des calculs déduits de la méthode décrite au paragraphe cf.3.2, équation 3.54 et ceux obtenus par la mesure expérimentale décrite par la figure 3.7. Ces résultats seront par la suite utiles pour la prédiction du comportement dynamique en pointe de l'outil d'un nouveau système usinant. Sachant que la matrice $\underline{\underline{H}}_{BB}^2$ est symétrique. Celle-ci comprend 3 FRF et peut s'exprimer ainsi :

$$\underline{\underline{H}}_{BB}^2 = \begin{pmatrix} h_{BB,uu}^2 & h_{BB,u\theta}^2 \\ h_{BB,\theta u}^2 & h_{BB,\theta\theta}^2 \end{pmatrix}. \quad (3.69)$$

Les termes de cette matrice sont illustrés aux figures 3.8 et 3.9.

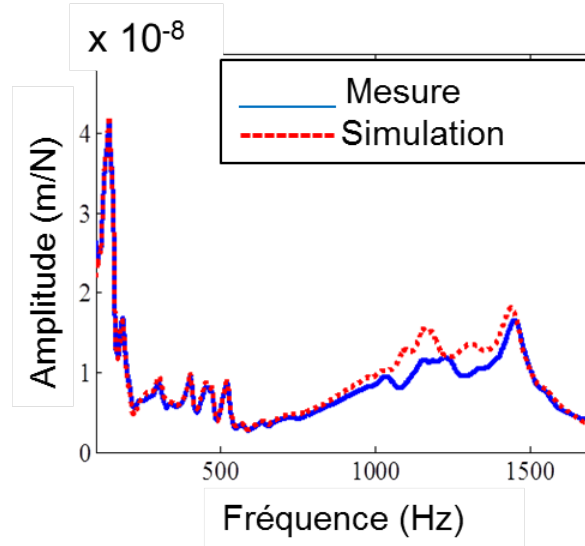


FIGURE 3.8 – La FRF transversale $h_{BB,uu}^2$ mesurée et calculée au point B_-

La figure 3.8 montre les résultats obtenus par mesure et par simulation de la FRF transversale $h_{BB,uu}^1$ au point B_- . Celle-ci met en évidence qu'une bonne corrélation existe entre les deux résultats. Étant donnée la difficulté de mesurer les autres FRFs relatives aux moments de flexion, les autres composantes de la matrice $\underline{\underline{H}}_{BB}^2$ seront obtenues uniquement par simulation et sont tracées dans la figure 3.9.

Cette application a eu lieu à l'aide d'un outil de référence très rigide ayant une première fréquence propre élevée ($> 2000 \text{ Hz}$) pour ne pas perturber le signal dans la plage fréquentielle d'analyse. Cette même démarche peut s'appliquer pour différents types de broche et les informations recueillies peuvent former une base de données qui comprend les comportements dynamiques des différentes machines.

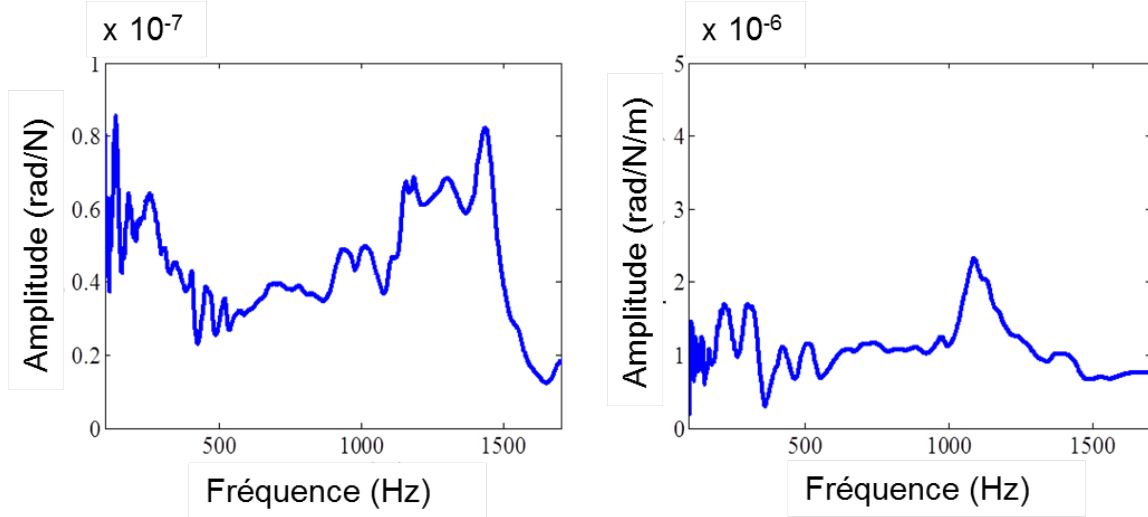


FIGURE 3.9 – Les FRFs $h_{BB,u\theta}^2$ (à gauche) et $h_{BB,\theta\theta}^2$ (à droite), calculées en B_-

Remarque : La démarche proposée dans la partie 3.2 est effectuée dans un espace bidimensionnel supposant que la broche a un comportement axisymétrique. Dans le cas contraire, cette même démarche doit être appliquée deux fois dans deux plans orthogonaux et parallèles à l'axe de broche.

De même, la variabilité du comportement dynamique de la chaîne structurale qui dépend, elle, de la position de broche, nécessiterait selon le besoin d'effectuer la même démarche d'identification dans plusieurs points de l'espace de travail.

Bien que la méthodologie décrite dans le paragraphe cf.3.2 soit effectuée pour une broche à l'arrêt, la vitesse de rotation est connue pour son influence sur son comportement dynamique (Gagnol [Gagnol, 2006] et [Gagnol *et al.*, 2011]). C'est pourquoi cette même démarche peut aussi être effectuée pour une broche tournante à des vitesses données. Cependant ces essais sont sensiblement plus délicats.

3.3 Technique de prédiction de FRF pour un couple outil-broche

L'objectif de cette partie est de définir une méthodologie pour le couplage des fonctions de transfert et qui permettra de prédire le comportement dynamique d'un système usinant en extrémité d'outil (point E). La démarche utilise comme données d'entrée la matrice des fonctions de transfert dont l'obtention a été illustrée dans la partie 3.2 et un modèle dynamique du tronçon avant de l'outil à utiliser en usinage. Le principe de la démarche est décrit figure 3.10.

Comme indiqué précédemment, les Système₂ et Système₃ sont couplés par l'intermédiaire de l'interface rigide illustrée dans la figure 3.1. Le comportement de l'interface se résume aux

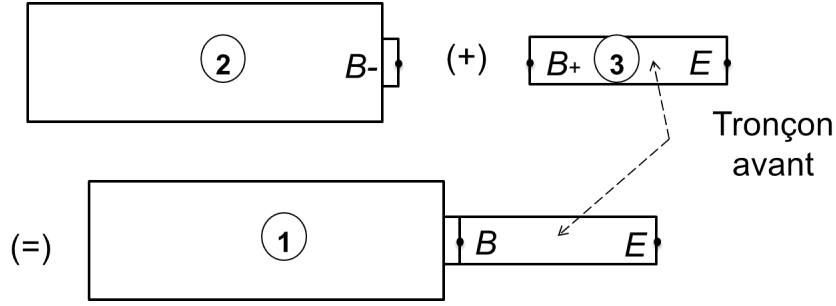


FIGURE 3.10 – Principe de couplage des modèles dynamiques de broche et outil

équations de continuité 3.1 et 3.2. Pour le couplage des systèmes 2 et 3, les efforts extérieurs sont considérés nuls ($F_B = 0$ et $M_B = 0$). L'équation 3.1 devient :

$$\begin{pmatrix} F_{B+} \\ M_{B+} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} F_{B-} \\ M_{B-} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (3.70)$$

L'utilisation des équations 3.6, 3.2 et 3.70 permet d'écrire :

$$\begin{pmatrix} F_{B+} \\ M_{B+} \end{pmatrix} = -(\underline{\underline{H}}_{BB}^2)^{-1} \begin{pmatrix} u_{B+} \\ \theta_{B+} \end{pmatrix}. \quad (3.71)$$

De même, les équations 3.5 et 3.10 permettent d'écrire :

$$\underline{\underline{H}}_{EB}^3 \begin{pmatrix} F_{B+} \\ M_{B+} \end{pmatrix} + \underline{\underline{H}}_{EE}^3 \begin{pmatrix} F_E \\ M_E \end{pmatrix} = \underline{\underline{H}}_{EE}^1 \begin{pmatrix} F_E \\ M_E \end{pmatrix}. \quad (3.72)$$

L'arrangement des termes de l'équation 3.72 permet d'obtenir l'expression de $\begin{pmatrix} F_E \\ M_E \end{pmatrix}$:

$$\begin{pmatrix} F_E \\ M_E \end{pmatrix} = (\underline{\underline{H}}_{EE}^1 - \underline{\underline{H}}_{EE}^3)^{-1} \underline{\underline{H}}_{EB}^3 \begin{pmatrix} F_{B+} \\ M_{B+} \end{pmatrix}. \quad (3.73)$$

L'équation 3.73 est injectée dans l'équation 3.9 pour donner :

$$\underline{\underline{H}}_{BB}^3 \begin{pmatrix} F_{B+} \\ M_{B+} \end{pmatrix} + \underline{\underline{H}}_{BE}^3 (\underline{\underline{H}}_{EE}^1 - \underline{\underline{H}}_{EE}^3)^{-1} \underline{\underline{H}}_{EB}^3 \begin{pmatrix} F_{B+} \\ M_{B+} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_{B+} \\ \theta_{B+} \end{pmatrix}. \quad (3.74)$$

Par conséquent, les équations 3.2, 3.70 et 3.74 permettent d'écrire :

$$(\underline{\underline{H}}_{BE}^3 (\underline{\underline{H}}_{EE}^3 - \underline{\underline{H}}_{EE}^1)^{-1} \underline{\underline{H}}_{EB}^3 - \underline{\underline{H}}_{BB}^3) \begin{pmatrix} F_{B-} \\ M_{B-} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} u_{B-} \\ \theta_{B-} \end{pmatrix}. \quad (3.75)$$

L'équation 3.75 permet d'identifier la matrice $\underline{\underline{H}}_{BB}^2$ présentée dans l'équation 3.6. Il en suit, l'expression de la matrice des fonctions de transfert en nez de broche exprimée en fonction des matrices des fonctions de transferts de l'outil seul et celles du système Broche/Outil :

$$\underline{\underline{H}}_{BB}^2 = \underline{\underline{H}}_{BE}^3 (\underline{\underline{H}}_{EE}^3 - \underline{\underline{H}}_{EE}^1)^{-1} \underline{\underline{H}}_{EB}^3 - \underline{\underline{H}}_{BB}^3. \quad (3.76)$$

A l'aide de l'équation 3.76, l'expression de la matrice des fonctions de transfert en pointe de l'outil prend finalement la forme :

$$\boxed{\underline{\underline{H}}_{EE}^1 = \underline{\underline{H}}_{EE}^3 - \underline{\underline{H}}_{EB}^3 (\underline{\underline{H}}_{BB}^2 + \underline{\underline{H}}_{BB}^3)^{-1} \underline{\underline{H}}_{BE}^3} \quad (3.77)$$

3.4 Validation expérimentale

Le but de cette partie est de valider la méthodologie de prédiction des FRF d'un système usinant pour une broche et des outils connus, quand la broche est à l'arrêt. Tout d'abord, la procédure expérimentale pour la caractérisation des propriétés mécaniques des outils de validation (module de Young et la masse volumique) sera montrée. Ensuite, des essais d'impact en pointe de l'outil seront effectués dans le but de les comparer aux résultats prédits numériquement.

Le matériel de mesure utilisé dans ce paragraphe est le même que celui décrit dans la partie cf.3.2.4.

3.4.1 Identification des caractéristiques mécaniques des outils de validation

Le modèle dynamique de l'outil peut avoir une influence notable sur le résultat de simulation finale de prédiction du comportement dynamique du système usinant. C'est la raison pour laquelle une démarche de caractérisation des propriétés mécaniques de l'outil de validation a été mise en place. En effet, en plus des caractéristiques géométriques, l'établissement des matrices de raideur et de masse du tronçon avant de l'outil de validation nécessite la connaissance de sa masse volumique ρ et de son module de Young E . L'objectif de ce paragraphe est de montrer la méthode permettant l'établissement de ces données.

Dans cette phase de validation, la même démarche sera appliquée sur deux outils différents (figure 3.11). Tout d'abord, étant donné que les outils utilisés sont "monobloc", leurs masses volumiques sont obtenues grâce à un pesage avec une balance de précision et un modèle CAO (figure 3.13). Ce dernier reprend la géométrie exacte des outils réels et permet de connaître leurs volumes.

Par la suite, un essai expérimental d'impact au marteau est effectué conformément à la description en figure 3.12. Pour ce faire, l'outil a été suspendu par ses deux extrémités et l'excitation au marteau a permis de connaître ses fréquences propres en vibrations libres. Ces valeurs de fréquences vont permettre de recalculer un modèle dynamique de l'outil afin d'estimer la valeur du module de Young du matériau qui le constitue.

Il est difficile de reproduire la géométrie exacte d'un outil d'usinage avec un modèle poutre. Pour une meilleure précision, un modèle CAO tridimensionnel de l'outil est établi. Ce dernier est maillé à l'aide d'éléments tétraédriques (T10). Sans imposer de conditions aux limites, un calcul dynamique permet d'obtenir les fréquences et les formes de ses modes propres. De plus à l'aide des résultats de la mesure expérimentale des fréquences propres, un recalage du module de Young est effectué dans le but d'obtenir une première fréquence propre simulée identique à

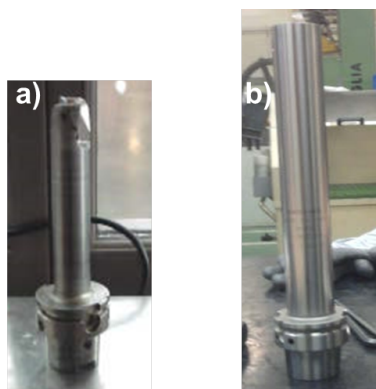


FIGURE 3.11 – Les outils de validation : a) Outil 1, b) Outil 2



FIGURE 3.12 – Essai d'impact au marteau sur outil en configuration libre

la première fréquence de vibration libre de l'outil. C'est ce module de Young qui sera utilisé pour la prédiction des FRF en pointe de l'outil.

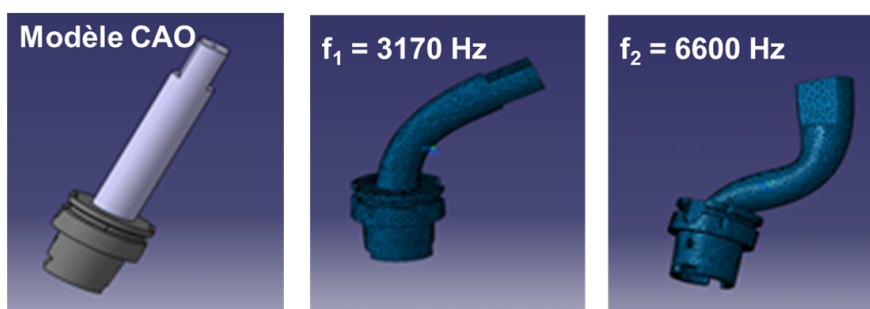


FIGURE 3.13 – Modèle CAO de l'outil : Formes et fréquences des deux premier modes de flexion

Avec le module de Young recalé, la première fréquence du modèle dynamique CAO et celle mesurée sont identiques. Le tableau 3.1 montre les deux premières fréquences, pour chaque outil, obtenues grâce au modèle EF et à la mesure physique. Les écarts retrouvés entre les fréquences mesurées et celles du modèle sont faibles. Ces écarts pourraient devenir plus importants, si l'identification des propriétés mécaniques de l'outil n'avaient pas été faite ainsi.

Grâce à cette procédure, les caractéristiques des outils étudiés ont été déterminées et illus-

	Outil 1	Outil 2
$f_1^{mesure} = f_1^{modele} (Hz)$	3170	2307
$f_2^{mesure} (Hz)$	6916	4970
$f_2^{modele} (Hz)$	6600	4593
$\Delta f_2(\%)$	4.6	7.5

TABLE 3.1 – Caractéristiques des outils de validation

	Outil 1	Outil 2
Longueur (mm)	143	223
Diamètre (mm)	31	40
E (GPa)	195	210
ρ (Kg/m ³)	7600	7600

TABLE 3.2 – Caractéristiques des outils de validation

trées dans le tableau 3.2.

3.4.2 Essais d'impact sur l'outil en broche

Les essais ont été effectués dans les mêmes conditions que que celles décrites dans le paragraphe cf.3.2.4, conformément à la configuration d'essai illustrée dans la figure 3.14. Un accéléromètre est accroché à la pointe de l'outil de validation de manière à permettre de mesurer les accélérations transversales. Ici des impacts au marteau de choc permettent d'obtenir les FRF radiales $h_{EE,uu}^1$ du Système₁.

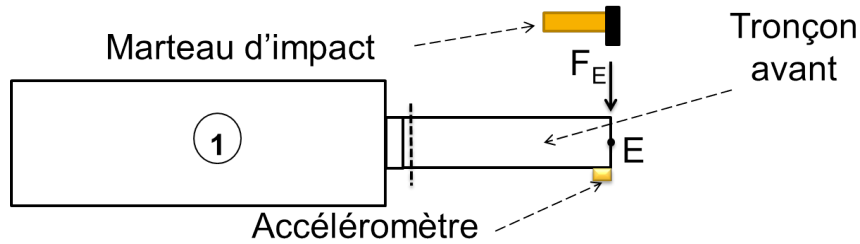


FIGURE 3.14 – Essais de validation du modèle prédictif des FRF avec un nouvel outil

3.4.3 Résultats et interprétations

Les graphiques donnés dans la figure 3.15 illustrent les FRF en pointe de l'outil : celles qui ont été mesurées et celles qui ont été obtenues par calcul pour les deux outils décrits dans le tableau 3.2.

Le graphe présenté à gauche de la figure 3.15 représente le premier système usinant (Broche et Outil 1), tandis que celui de droite est le deuxième système usinant (Broche et Outil 2). Dans ces graphes les résultats expérimentaux sont représentés par des courbes en trait bleu continu. Les résultats obtenus par calcul sont affichés à l'aide d'un trait rouge discontinu.

Une bonne corrélation est observée entre les mesures et les calculs alors même que les 2 outils montés sur la broche ont des comportements sensiblement différents. Ceci montre l'intérêt de la démarche proposée et va permettre d'aller plus loin dans l'analyse en construisant des diagrammes de lobes de stabilité et constituer un véritable outil d'aide à la conception.

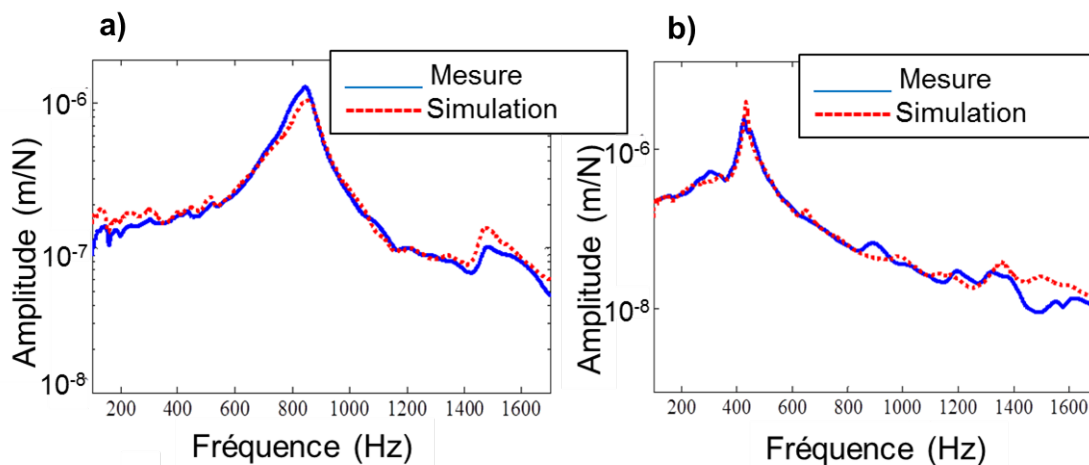


FIGURE 3.15 – Les FRFs mesurées et calculées pour l'outil 1 (à gauche) et l'outil 2 (à droite)

Discussion sur l'influence de la position de broche dans son espace de travail :

Les FRF obtenues sont établies pour une position donnée de la broche. Pour une investigation plus fine la même démarche peut être appliquée en plusieurs positions de l'espace de travail. En revanche, il existe des centres d'usinage dont la question de l'influence de la position de la broche sur le comportement dynamique ne se pose pas.

3.5 Conclusion

La démarche présentée dans ce chapitre permet de prédire la fonction de transfert du couple broche/outil en pointe de l'outil afin de tracer les lobes de stabilité. La rapidité et la relative simplicité de l'exploitation de la démarche en font un outil performant pour établir cette fonction de transfert. L'utilité de celle-ci se dégage dans l'assurance d'un gain de temps important compte tenu du fait que les essais physiques au marteau se font uniquement une fois pour caractériser le comportement dynamique d'une broche pour 1 centre d'usinage donné. Par conséquent, les fonctions de transfert des nouveaux outils et des outils existants peuvent être prédites par simulation. Celles-ci permettront de tracer le diagramme des lobes de stabilité dans le but de comparer les différents systèmes usinant de point de vue dynamique et de faciliter les choix techniques des méthodes de fabrication des pièces.

Chapitre 4

Prédiction des limites de broutement en alésage

4.1 Introduction

GRÂCE à leur tau élevé d'enlèvement de matière et la réduction du temps de cycle en réduisant le nombre d'opérations d'usinage, les outils d'alésage étagés sont de plus en plus utilisés dans l'industrie automobile. En revanche, à cause des grands efforts de sollicitation, il est courant de rencontrer, avec ce type d'outil, des problèmes de vibrations qui sont généralement imputés au broutement.

L'objectif de ce chapitre consiste à mettre en place sur un cas industriel la démarche proposée dans le chapitre précédent. Il s'agit notamment d'élaborer un modèle prédictif pour analyser la stabilité d'une solution de système usinant pour des opérations d'alésage utilisant des outils multiétagés. L'intérêt d'une telle approche est de permettre de tester plusieurs solutions (couple broche/outil) afin d'optimiser les choix de machine et d'outil d'usinage.

Ce chapitre est divisé principalement en deux parties. Dans la première, une méthode générale pour la prédiction des limites de stabilité pour des outils étagés ayant le même nombre de dents par étage, sera détaillée. La mise en application de cette méthode sera illustrée dans la deuxième partie du chapitre sur un cas industriel afin d'évaluer la criticité de la solution d'usinage mise en place.

4.2 Modèle dynamique pour la prédiction des limites de stabilité

La démarche est appliquée sur un outil de n étages qui comprend Z dents équiréparties par étage (figure 4.1). Le centre de la section droite de l'étage (k) ainsi que son rayon seront appelés respectivement E_k et r_k .

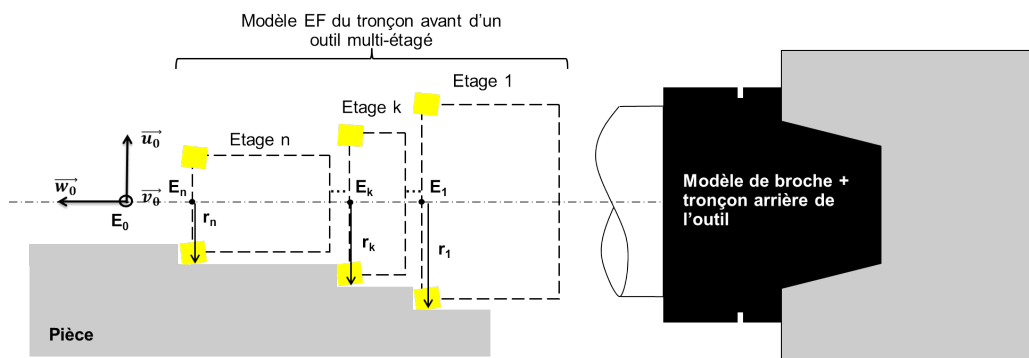


FIGURE 4.1 – Définition d'un outil étagé

Il sera supposé ici que :

- Les dents d'un même étage constituent un solide rigide et que les déformations entre étages sont négligeables. Le torseur des petits déplacements représentant le mouvement du solide rigide composé des n étages sera exprimé en E_n .
- L'ensemble broche et outil est supposé avoir un comportement axi-symétrique dont le comportement dynamique sera caractérisé par le matrice des FRF $\underline{\underline{H}}_{EE}^1$.

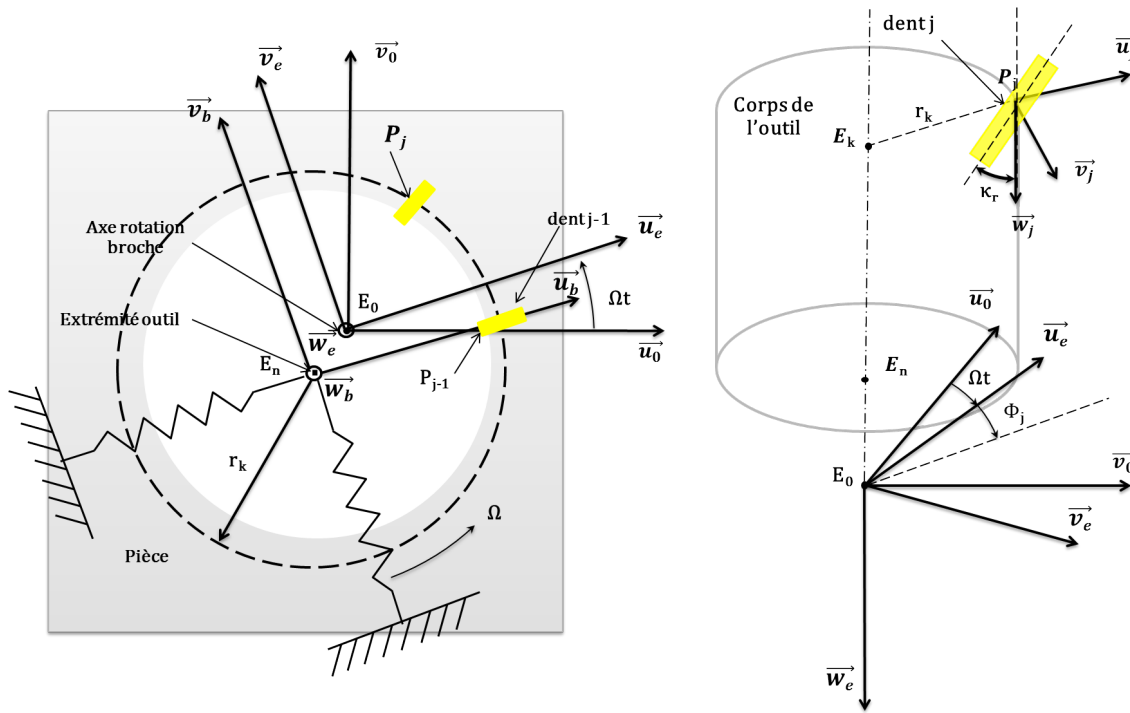


FIGURE 4.2 – Définitions des repères

Les effets dynamiques liés à la rotation de l'outil sont négligés (effets liés au balourd et effets gyroscopiques) et sont donc supposés ne pas intervenir dans l'étude de stabilité de l'usinage. Les repères utilisés sont illustrés aux figures 4.2 et 4.3 et sont présentés tels que :

- $R_0 (E_0, \vec{u}_0, \vec{v}_0, \vec{w}_0)$: Le repère fixe lié au support de la broche.
- $R_e (E_0, \vec{u}_e, \vec{v}_e, \vec{w}_e)$: Le repère tournant, lié au solide rigide composé de n étage, accompagnant la broche dans son mouvement de rotation dans le sens trigonométrique autour de l'axe $(E_0, \vec{w}_0) = (E_0, \vec{w}_e)$. Celui-ci est repéré par sa position angulaire $\Phi_0 = \Omega t$.
- $R_b (E_n, \vec{u}_b, \vec{v}_b, \vec{w}_b)$: Le repère permettant de représenter le mouvement relatif du solide rigide composé des n étages dans le repère R_e . En l'absence de déplacements de cet outil, le repère R_b est confondu avec R_e .

Le vecteur $\underline{q}$ est la colonne de degrés de liberté représentant le mouvement de l'outil et défini par :

$$\underline{q} = \begin{pmatrix} (\vec{\theta})_{R_b} \\ (\vec{U}(E_n))_{R_b} \end{pmatrix}. \quad (4.2)$$

Pour l'étude de stabilité, on introduit $\delta \underline{q} = \underline{q}(t) - \underline{q}(t - T)$ qui va permettre pour chaque dent (j) de déduire l'écart de position entre la dent (j) à l'instant (t) et la dent ($j + 1$) à l'instant ($t - T$). On pose :

$$(\delta D)(E_n) = \begin{pmatrix} \vec{\delta \theta} \\ \vec{\delta U}(E_n) \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} d\theta_u \vec{u}_b + d\theta_v \vec{v}_b + d\theta_w \vec{w}_b \\ du \vec{u}_b + dv \vec{v}_b + dw \vec{w}_b \end{pmatrix}. \quad (4.3)$$

4.2.2 Sections coupées

Le but de ce paragraphe consiste à exprimer la variation des épaisseurs et des largeurs de la section coupée vue par chacune des dents constituant l'outil entre deux instants (t_T) et (T).

La variation de la section coupée au point P_j est due aux déplacements ré-génératifs de l'outil, c'est-à-dire les déplacements relatifs entre deux passages successifs de dents. La suite de la démarche permettra d'exprimer le vecteur déplacement du torseur des petits déplacement à l'extrémité de l'outil dans le repère R_b .

La variation de la section coupée par la dent (j) résulte de l'écart de position entre la dent (j) à l'instant (t) et la dent ($j + 1$) à l'instant ($t - T$). Cet écart est représenté par le vecteur $\vec{\delta s}_j$. Ce dernier comprend deux composantes dans R_j^{local} : la variation de l'épaisseur du copeau δh_j selon $\vec{u}_j^h$ et la variation de la largeur de copeau δb_j selon $\vec{u}_j^b$. Les quantités δh_j et δb_j sont exprimées au centre de l'arête de coupe (j) dépendant du mouvement de R_b dans R_e .

La formule de changement de point permet d'exprimer le moment du torseur des petits déplacements en P_j^k :

$$\vec{\delta U}(P_j) = \vec{\delta U}(E_n) + \overrightarrow{P_j^k E_n} \wedge \vec{\delta \theta}_{E_n}, \quad (4.4)$$

avec, $\overrightarrow{(P_j^k E_n)}$ est le vecteur qui est défini dans le repère R_j^k tel que :

$$\overrightarrow{(P_j^k E_n)}_{R_j} = \begin{pmatrix} -r_j^k \\ 0 \\ w_j^k \end{pmatrix}. \quad (4.5)$$

La matrice $\underline{\underline{P}}_{R_j^k \rightarrow R_b}$ de passage du repère R_j^k à R_b est définie ainsi :

$$\underline{\underline{P}}_{R_j^k \rightarrow R_b} = \begin{pmatrix} c_j^k & -s_j^k & 0 \\ s_j^k & c_j^k & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \quad \text{avec} \quad \begin{aligned} c_j^k &= \cos(\Phi_j^k) \\ s_j^k &= \sin(\Phi_j^k) \end{aligned} \quad (4.6)$$

où, dans le repère R_b

- $\Phi_j^k = j\Phi_p^k + \Phi_i^k$ est la position angulaire de la dent j .
- $\Phi_p = \frac{2\pi}{Z^k}$ est le pas angulaire entre les dents.
- Φ_i^k est la position angulaire de la dent $j = 0$ de l'étage (k) .

Par conséquent, l'équation 4.4 exprimée dans le repère tournant de broche :

$$(\delta \vec{U}(P_j))_{R_b} = (\delta \vec{U}(E_n))_{R_b} + (\underline{\underline{P}}_{R_j^k \rightarrow R_b} (\overrightarrow{P_j^k E_n})_{R_j}) \wedge (\delta \vec{\theta}_{E_n})_{R_b}. \quad (4.7)$$

Ainsi, le déplacement du point P_j de la dent (j) s'exprime :

$$(\delta \vec{U}(P_j^k))_{R_b} = \begin{pmatrix} du - r_j^k s_j^k d\theta_w - w_j^k d\theta_v \\ dv + r_j^k c_j^k d\theta_w + w_j^k d\theta_u \\ dw + r_j^k s_j^k d\theta_u - r_j^k c_j^k d\theta_v \end{pmatrix}. \quad (4.8)$$

Remarque : La raideur axiale du système broche et outil étant très importante, il peut être considéré que le déplacement axial (dw) du point (P_j) est négligeable devant ses déplacements radiaux. De plus, le mouvement de rotation $d\theta_w$ due à la torsion de l'outil n'a pas d'influence sur les vibrations latérales et peut aussi être négligé.

L'équation 4.8 peut s'exprimer telle que :

$$(\overrightarrow{\delta U}(P_j))_{R_b} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -w_j^k & -r_j^k s_j^k \\ 0 & 1 & 0 & w_j^k & 0 & r_j^k c_j^k \\ 0 & 0 & 1 & r_j^k s_j^k & -r_j^k c_j^k & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} du \\ dv \\ dw \\ d\theta_u \\ d\theta_v \\ d\theta_w \end{pmatrix} = \underline{\underline{M}}_j^k \delta \underline{q}. \quad (4.9)$$

Notation : Pour une dent (j) de l'étage (k) les notations peuvent être allégée par la suite en se limitant à mentionner l'indice (j) de cette dent (Exemple : Le repère R_j^k pourra être noté seulement comme R_j).

La variation de la section coupée est représentée par $\overrightarrow{\delta s_j}$ tel que :

$$(\overrightarrow{\delta s_j})_{R_j^{local}} = (\overrightarrow{\delta U}(P_j))_{R_j^{local}} = \begin{pmatrix} \delta h_j \\ \delta b_j \\ 0 \end{pmatrix}, \quad (4.10)$$

et

$$\underline{s_j} = \begin{pmatrix} \delta h_j \\ \delta b_j \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} (\delta \vec{U})_{R_j^{local}}, \quad (4.11)$$

avec :

$$\begin{cases} \delta \vec{h}_j = \delta \vec{U}_j(P_j) \cdot \vec{u}_j^h \\ \delta \vec{b}_j = \delta \vec{U}_j(P_j) \cdot \vec{u}_j^b \end{cases} \quad (4.12)$$

Pour exprimer la relation entre $\delta \vec{s}_j$ et $\delta \vec{U}(P_j)$, la matrice $\underline{\underline{P}}_{R_j \rightarrow R_j^{local}}$ de passage du repère R_j au repère R_j^{local} est introduite :

$$\underline{\underline{P}}_{R_j \rightarrow R_j^{local}} = \begin{pmatrix} c\kappa_j & 0 & s\kappa_j \\ s\kappa_j & 0 & -c\kappa_j \\ 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} \quad \text{avec} \quad \begin{cases} c\kappa_j = \cos(\kappa_j) \\ s\kappa_j = \sin(\kappa_j) \end{cases}, \quad (4.13)$$

donc

$$(\delta \vec{s}_j)_{R_j^{local}} = \begin{pmatrix} \delta h_j \\ \delta b_j \\ 0 \end{pmatrix} = \underline{\underline{P}}_{R_j \rightarrow R_j^{local}} (\underline{\underline{P}}_{R_b \rightarrow R_j} (\delta \vec{U}(P_j))_{R_b}). \quad (4.14)$$

Enfin, les équations 4.9, 4.11 et 4.14 permettent d'exprimer $\delta \vec{s}_j$ tel que :

$$\underline{\underline{\delta s}}_j = \underline{\underline{S}}_j^k \underline{\underline{\delta q}}, \quad (4.15)$$

avec

$$\underline{\underline{S}}_j^k = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \end{pmatrix} \underline{\underline{P}}_{R_j \rightarrow R_j^{local}} \underline{\underline{P}}_{R_b \rightarrow R_j} \underline{\underline{M}}_j^k. \quad (4.16)$$

4.2.2.1 Les épaisseurs coupées

L'épaisseur du copeau $h_j(t)$ coupé par la dent (j) à l'instant (t) s'écrit comme :

$$h_j(t) = h_0 + dh(t), \quad (4.17)$$

où h_0 et $dh(t)$ sont respectivement l'épaisseur nominale et l'épaisseur dynamique du copeau.

Si les déplacements de toutes les dents (j) ont été déterminés dans l'étape précédente, la suite de l'approche vise à en déduire les épaisseurs dynamiques du copeau. Ces dernières peuvent être déterminées par la projection des déplacements de l'outil sur les vecteurs unitaires normaux aux différentes directions d'arêtes de coupe des plaquettes d'usinage (figure 4.3).

La projection du vecteur des variations des déplacements de l'outil sur la normale à la direction d'arête donne la variation de l'épaisseur du copeau :

$$\delta h_j = (\delta \vec{s}_j)_{R_j^{local}} \cdot \vec{u}_j^h. \quad (4.18)$$

Ce qui, en utilisant l'équation 4.16, donne :

$$\delta h_j = \begin{pmatrix} \langle c_j c \kappa_r & s_j c \kappa_j & s \kappa_j \\ w_j s_j c \kappa_j + r_j s_j s \kappa_j & -w_j c_j c \kappa_j - r_j c_j s \kappa_j & 0 \rangle \end{pmatrix} \begin{pmatrix} du \\ dv \\ dw = 0 \\ d\theta_u \\ d\theta_v \\ d\theta_w \end{pmatrix} \quad (4.19)$$

4.2.2.2 Les largeurs coupées

Ensuite, la même démarche est appliquée pour déterminer la largeur dynamique du copeau. Cette dernière est obtenue par la projection du vecteur de la variation des déplacements de l'outil sur la direction de l'arête coupante (figure 4.3). Celle-ci donne :

$$\delta b_j = (\overrightarrow{\delta s_j})_{R_j^{local}} \cdot \overrightarrow{v_j^b}. \quad (4.20)$$

D'où,

$$\delta b_j = \begin{pmatrix} \langle c_j s \kappa_j & s_j s \kappa_j & -c \kappa_j \\ w_j s_j s \kappa_j - r_j s_j c \kappa_j & -w_j s_j c \kappa_j + r_j c_j c \kappa_j & 0 \rangle \end{pmatrix} \begin{pmatrix} du \\ dv \\ dw = 0 \\ d\theta_u \\ d\theta_v \\ d\theta_w \end{pmatrix} \quad (4.21)$$

4.2.3 Efforts de coupe

Il est considéré que les composantes de l'effort appliqué par la dent (j) dépendent de la section coupée, donc de l'épaisseur et de la largeur de copeau. L'action mécanique sur la pièce est définie par un glisseur appliqué en P_j dont la résultante est $\overrightarrow{F_j}$. Partant de cette définition, le glisseur (torseur) des efforts de coupe par défaut dans le repère local de la plaquette (j) s'exprime comme :

$$Q_j(h, b)_{R_j} = Q_j(h_0 + \delta h, b_0 + \delta b), \quad (4.22)$$

où h_0 , h , b , b_0 et Q sont respectivement les épaisseurs nominale et dynamique du copeau, les largeurs nominale et dynamique et le glisseur (torseur) des efforts de coupe. Le glisseur Q est défini comme :

$$(Q)(P_j) = \begin{pmatrix} \overrightarrow{F_j} \\ \overrightarrow{M_j}(P_j) = \overrightarrow{0} \end{pmatrix}, \quad (4.23)$$

où $\overrightarrow{F_j}$ et $\overrightarrow{M_j}$ sont la résultante et le moment de force appliqués par la dent (j). Il est possible d'associer aux variations dynamiques de la section coupée définie par son épaisseur δh et sa

largeur δb une variation dynamique de l'effort de coupe ($\delta Q_j(h_0, dh_0, b_0, db_0)$). Cette dernière est définie comme :

$$\delta Q_j(h_0, dh_0, b_0, db_0) = Q_j(h, b) - Q_j(h_0, b_0). \quad (4.24)$$

La résultante du torseur des efforts peut s'exprimer dans le repère R_j comme :

$$\underline{F}_j = (\vec{F}_j)_{R_j^{local}}. \quad (4.25)$$

Pour $dh \ll h_0$ et $db \ll b_0$, un développement limité au premier ordre peut être introduit tel que :

$$\underline{F}_j(h, b) \simeq \underline{F}_j(h_0, b_0) + \underline{\underline{\nabla F_j}}(h_0, b_0) \underline{\underline{\delta s_j}}, \quad (4.26)$$

avec,

$$\begin{aligned} h &= h_0 + \delta h \\ b &= b_0 + \delta b \end{aligned} \quad (4.27)$$

où $\underline{\underline{\nabla F_j}}(h, b)$ est définie comme :

$$(\underline{\underline{\nabla F_j}}(h_0, b_0)) = \begin{pmatrix} \frac{\partial F_u}{\partial h} & \frac{\partial F_u}{\partial b} \\ \frac{\partial F_v}{\partial h} & \frac{\partial F_v}{\partial b} \\ \frac{\partial F_w}{\partial h} & \frac{\partial F_w}{\partial b} \end{pmatrix}_{(h_0, b_0)}. \quad (4.28)$$

D'après les équations 4.15 et 4.26 :

$$\underline{F}_j(h, b) = \underline{F}_j(h_0, b_0) + \underline{\underline{\nabla F_j}}(h_0, b_0) \underline{\underline{S_j \delta q}}. \quad (4.29)$$

La partie dynamique de l'effort de coupe s'écrit comme :

$$\boxed{\underline{\delta F_j^k}(h, b) = \underline{\underline{\nabla F_j^k}}(h_0, b_0) \underline{\underline{S_j^k \delta q}}} \quad (4.30)$$

Une deuxième matrice de passage $\underline{\underline{P'}}_{R_j \rightarrow R_b}$ du repère de plaquette au repère tournant de broche est introduite telle que :

$$\underline{\underline{P'}}_{R_j \rightarrow R_b} = \begin{pmatrix} \underline{\underline{P}}_{R_j \rightarrow R_b} & \underline{\underline{0}} \\ \underline{\underline{0}} & \underline{\underline{P}}_{R_j \rightarrow R_b} \end{pmatrix}. \quad (4.31)$$

Notation : Désormais, tout vecteur exprimé dans la base R_b comme $(\vec{V})_{R_b}$ sera noté comme $\underline{V}$.

Dans cette démarche l'effet apporté par les moments sur la dynamique de coupe sera aussi pris en compte. Les moments dynamiques exercés par les efforts d'usinage seront exprimés au point E_n de l'extrémité de l'outil à l'aide de la formule de changement de point :

$$\overrightarrow{\delta M}_{E_n} = \overrightarrow{\delta M}_{P_j} + \overrightarrow{E_n P_j} \wedge \overrightarrow{\delta F}_{P_j}, \quad (4.32)$$

où P_j , $\overrightarrow{dM}_{E_n}$, $\overrightarrow{dM}_{P_j}$, $\overrightarrow{EP_j}$ et $\overrightarrow{dF_{P_j}}$ représentent respectivement le point de la dent (j), le vecteur des moments appliqués à la dent (j) et exprimé au point E_n de l'extrémité de l'outil, le vecteur des moments au point P_j , le vecteur dont les extrémités sont les points E_n et P_j et la résultante d'effort au point P_j .

Sachant que $\overrightarrow{M_j}(P_j) = \overrightarrow{0}$ (équation 4.23), l'équation 4.32 devient :

$$\overrightarrow{\delta M}(E_n) = \overrightarrow{E_n P_j} \wedge \overrightarrow{\delta F_{P_j}}. \quad (4.33)$$

Dans ce contexte, la matrice $\underline{\underline{Q}}_j$ est introduite, celle-ci est utilisée comme opérateur de changement de point et permet d'exprimer les vecteurs des efforts appliqués à la dent (j) au point E_n . Elle est définie comme :

$$\begin{pmatrix} (\overrightarrow{\delta F_j})_{R_j} \\ (\overrightarrow{\delta M_j}(E_n))_{R_j} \end{pmatrix} = \underline{\underline{Q}}_j \delta F_j \quad \text{Où} \quad \underline{\underline{Q}}_j = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -w_j & 0 \\ w_j & 0 & -r_j \\ 0 & r_j & 0 \end{pmatrix}. \quad (4.34)$$

Étant donné que les efforts axiaux et moment de torsion n'ont pas d'influence sur les déplacements radiaux et les déplacements dus à la flexion, ceux-ci ne seront pas pris en compte dans cette analyse. Pour ce faire, une matrice de sélection $\underline{\underline{A}}$ est introduite et définie comme :

$$\underline{\underline{A}} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \end{pmatrix}, \quad (4.35)$$

avec :

$$\underline{\underline{A}} \begin{pmatrix} F_u \\ F_v \\ F_w \\ M_u \\ M_v \\ M_w \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} F_u \\ F_v \\ M_u \\ M_v \end{pmatrix}. \quad (4.36)$$

Par conséquent, l'expression des efforts de coupe dynamiques générés par la dent (j), dans le repère R_b se traduit par :

$$\underline{\underline{\delta Q}}_j = \underline{\underline{A}} \underline{\underline{P'}}_{R_j \rightarrow R_b} (\delta Q_j(h, b))_{R_j}. \quad (4.37)$$

La contribution en effort de la dent (j) à l'extrémité de l'outil en E_n s'écrit finalement comme :

$$\underline{\underline{\delta Q}}_j(h_0, b_0) = \underline{\underline{A}} \underline{\underline{P'}}_{R_j \rightarrow R_b} \underline{\underline{Q}}_j \underline{\underline{P}}_{R_j^{local} \rightarrow R_j} \nabla F_j(h_0, b_0) \underline{\underline{S}}_j^k \delta q. \quad (4.38)$$

La sommation de la contribution de tous les efforts de coupe appliqués par les dents permet d'exprimer l'effort dynamique total exercé sur l'outil, d'où :

$$\underline{\delta Q} = \sum_{k=1}^n \sum_{j=0}^{Z-1} \underline{\delta Q}_j(h_0, b_0) = \{ \underline{A} \sum_{k=1}^n \sum_{j=0}^{Z-1} \underline{P}'_{R_j \rightarrow R_b} \underline{O}_j \underline{P}_{R_j^{local} \rightarrow R_j} \underline{\nabla F}_j(h_0, b_0) \underline{S}_j^k \} \underline{\delta q}. \quad (4.39)$$

Discussion : L'expression de l'effort dynamique de coupe comme exprimée dans l'équation 4.39 est générale et peut être appliquée pour tout modèle d'effort de coupe. De plus, la variation de l'épaisseur et la largeur du copeau sont prises en compte. Cette équation sera utilisée dans l'équation caractéristique de la dynamique d'alésage. Cette dernière sera résolue dans le domaine fréquentiel. La complexité de l'intégration de cette équation nous amènera à faire quelques hypothèses supplémentaires très classiques.

- L'effort de coupe est proportionnel à la largeur de coupe.
- La variation des efforts ne dépend pas ou très peu de la largeur de coupe. Soit, $\frac{\partial F}{\partial h}(h_0, b_0) \gg \frac{\partial F}{\partial b}(h_0, b_0)$

Ainsi, cette largeur peut être mise en facteur :

$$\underline{\delta Q}^k = b_j^k \sum_{j=0}^{Z-1} \underline{B}_j(t) \underline{\delta q}, \quad (4.40)$$

avec, la matrice $\underline{B}_j$ définie comme :

$$\underline{B}_j = \frac{1}{b_j^k} \underline{A} \underline{P}'_{R_j \rightarrow R_b} \underline{O}_j \underline{P}_{R_j^{local} \rightarrow R_j} \underline{\nabla F}_j(h_0, b_0) \underline{S}_j^k, \quad (4.41)$$

où Z et b^k sont respectivement le nombre de dents et la largeur de coupe correspondant à l'étage (k). La matrice $\underline{B}_0$ est une image de la matrice des coefficients directionnels. Dans la démarche présentée, celle-ci est constante et se déduit de l'équation 4.41 :

$$\underline{B}_0 = \sum_{j=0}^{Z-1} \underline{B}_j = \underline{A} \sum_{j=0}^{Z-1} \left\{ \frac{1}{b_j^k} \underline{P}_{R_j \rightarrow R_b} \underline{O}_j \underline{P}_{R_j^{local} \rightarrow R_j} \underline{\nabla F}_j(h_0, b_0) \underline{S}_j^k \right\}. \quad (4.42)$$

Par conséquent, d'après les équations 4.40 et 4.42 le vecteur des efforts dynamiques globaux par étage (k) devient :

$$\underline{\delta Q}^k = b^k \underline{B}_0 \underline{\delta q}. \quad (4.43)$$

L'équation 4.40 peut ainsi s'écrire :

$$\underline{\delta Q} = \sum_{j=0}^{Z^1-1} b^1 \underline{B}_j^1 \underline{\delta q} + \dots + \sum_{j=0}^{Z^k-1} b^k \underline{B}_j^k \underline{\delta q} + \dots + \sum_{j=0}^{Z^n-1} b^n \underline{B}_j^n \underline{\delta q}. \quad (4.44)$$

Par conséquent, les équations 4.43 et 4.44 donnent :

$$\underline{\delta Q} = (b^1 \underline{\underline{B}}_0^1 + \dots + b^k \underline{\underline{B}}_0^k + \dots + b^n \underline{\underline{B}}_0^n) \underline{\delta q} \quad (4.45)$$

4.2.4 Modèle prédictif du broutement en alésage

Dans la démarche présentée dans ce paragraphe, une méthode pour la résolution de l'équation caractéristique de la dynamique de l'opération d'alésage est illustrée. Excepté le dernier étage, la profondeur de passe prise par les dents des étages est constante et imposée par la géométrie de l'outil (figure 4.4). L'approche qui sera présentée vise la détermination du "Facteur de charge" afin de permettre de juger la stabilité de la coupe. Ce facteur sera présenté dans la suite de ce chapitre.

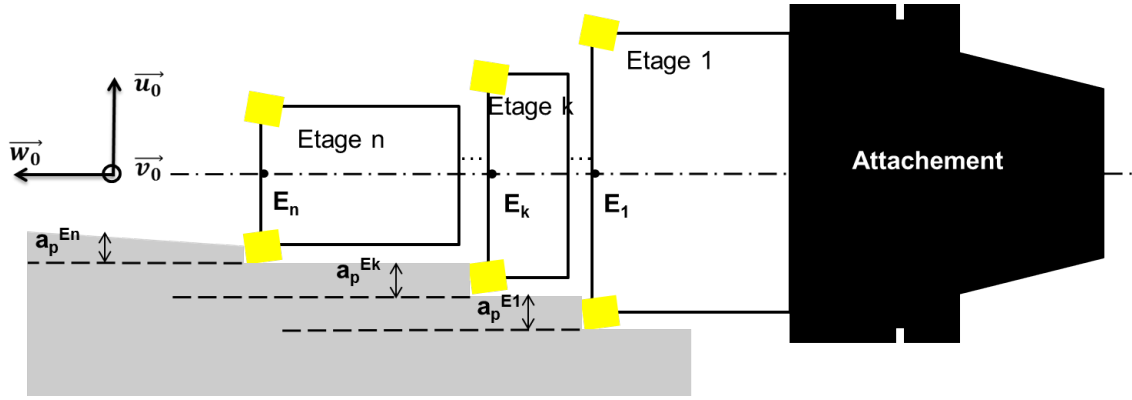


FIGURE 4.4 – Opération d'alésage avec outil étagé

La matrice des fonctions de transfert dans la zone de contact entre l'outil coupant et la pièce s'exprime ainsi :

$$\underline{\underline{H}}_{EE}^1 = \begin{pmatrix} h_{EE,uu} & 0 & h_{EE,u\theta_u} & 0 \\ 0 & h_{EE,vv} & 0 & h_{EE,v\theta_v} \\ h_{EE,u\theta_u} & 0 & h_{EE,\theta_u\theta_u} & 0 \\ 0 & h_{EE,v\theta_v} & 0 & h_{EE,\theta_v\theta_v} \end{pmatrix}, \quad (4.46)$$

telle que :

$$\underline{\underline{H}}_{EE}^1 \underline{Q} = \underline{q}. \quad (4.47)$$

Où $\underline{Q}$ et $\underline{q}$ sont respectivement la colonne des efforts et la colonne des déplacements à l'extrémité de l'outil exprimés dans R_e .

Les vecteurs de vibrations sont définis entre l'instant $(t - T)$ et l'instant (t) par :

$$\underline{q} = \begin{pmatrix} u_E(t) \\ v_E(t) \\ \theta_{u,E}(t) \\ \theta_{v,E}(t) \end{pmatrix}, \quad (4.48)$$

et

$$\underline{q}_0 = \begin{pmatrix} u_E(t-T) \\ v_E(t-T) \\ \theta_{u,E}(t-T) \\ \theta_{v,E}(t-T) \end{pmatrix}, \quad (4.49)$$

où u_E , v_E et $\theta_{u,E}$ et $\theta_{v,E}$ sont respectivement le déplacement radial suivant la direction de $\vec{u}_e$, le déplacement radial suivant la direction de $\vec{v}_e$, la rotation de la section droite à l'outil autour de l'axe $\vec{u}_e$ et la rotation de la section droite à l'outil autour de l'axe $\vec{v}_e$.

L'utilisation d'une fonction harmonique permet de décrire les vibrations dans le domaine fréquentiel à la fréquence de brouitement ω_c :

$$\underline{q}(i\omega_c) = \underline{\underline{H}}_{EE}^1(i\omega_c) \underline{Q}(i\omega_c t), \quad (4.50)$$

$$\underline{q}_0(i\omega_c) = e^{-i\omega_c T} \underline{q}(i\omega_c). \quad (4.51)$$

La variation des déplacements entre l'instant (t) et $(t-T)$ s'exprime comme :

$$\underline{\delta q}(i\omega_c) = \underline{q}(i\omega_c) - \underline{q}_0(i\omega_c). \quad (4.52)$$

La substitution des équations 4.50 et 4.51 dans 4.52 donne :

$$\underline{\delta q}(i\omega_c) = (1 - e^{-i\omega_c T}) \underline{\underline{H}}_{EE}^1 \underline{\delta Q}(i\omega_c T), \quad (4.53)$$

où $\omega_c T$ est le retard de phase entre les vibrations de deux dents successives. La substitution de $\underline{\delta q}(i\omega_c)$ dans l'équation 4.45 donne :

$$\underline{\delta Q} = \{b^1 \underline{\underline{B}}_0^1 + \dots + b^k \underline{\underline{B}}_0^k + \dots + b^n \underline{\underline{B}}_0^n\} (1 - e^{-i\omega_c T}) \underline{\underline{H}}_{EE}^1 \underline{\delta Q} e^{i\omega_c T}. \quad (4.54)$$

L'équation 4.54 a une solution non identiquement nulle pour $\underline{\delta Q}$ si et seulement si :

$$\det\{\underline{\underline{I}} - (b^1 \underline{\underline{B}}_0^1 + \dots + b^k \underline{\underline{B}}_0^k + \dots + b^n \underline{\underline{B}}_0^n) (1 - e^{-i\omega_c T}) \underline{\underline{H}}_{EE}^1\} = 0. \quad (4.55)$$

L'équation 4.55 se ramène à un problème aux valeurs propres et peut s'écrire sous la forme de :

$$\det(\underline{\underline{A}} + \lambda \underline{\underline{B}}) = 0. \quad (4.56)$$

Où λ , $\underline{\underline{A}}$ et $\underline{\underline{B}}$ sont respectivement les valeurs propres du système et les matrices.

Par identification :

$$\underline{\underline{A}} = \underline{\underline{I}}, \quad (4.57)$$

$$\underline{\underline{B}} = (b^1 \underline{\underline{B}}_0^1 + \dots + b^k \underline{\underline{B}}_0^k + \dots + b^n \underline{\underline{B}}_0^n) \underline{\underline{H}}_{EE}^1, \quad (4.58)$$

et

$$\lambda = \eta(1 - e^{-\omega T}). \quad (4.59)$$

Où η est un facteur de charge qui a été introduit pour permettre d'analyser la stabilité de la coupe. Ce facteur est une grandeur réelle qui sera déterminé pour une largeur de coupe b^n choisie en fonction des besoins de l'opération. Il s'agit ici d'un facteur de charge limite qui, s'il est supérieur à 1 traduit que l'opération est stable (pour le b^n choisi, s'il est inférieur à 1 traduit que l'opération est instable).

La valeur propre λ peut s'exprimer dans le domaine complexe comme la somme d'une partie réelle et une partie imaginaire.

$$\lambda = \lambda_R + i\lambda_I. \quad (4.60)$$

De plus,

$$e^{i\omega_c T} = \cos(\omega_c T) + i\sin(\omega_c T). \quad (4.61)$$

La substitution des équations 4.61, 4.60 dans 4.59 donne :

$$\lambda_R + i\lambda_I = -\eta(1 - \cos(\omega_c T) - i\sin(\omega_c T)). \quad (4.62)$$

Ce qui conduit finalement à :

$$\eta = -\frac{\lambda_R(1 - \cos(\omega_c T)) + \lambda_I \sin(\omega_c T)}{2(1 - \cos(\omega_c T))} + i\frac{\lambda_I(1 - \cos(\omega_c T)) - \lambda_R \sin(\omega_c T)}{2(1 - \cos(\omega_c T))}. \quad (4.63)$$

Sachant que η est réel, la partie imaginaire de l'équation 4.63 est égale à 0. Alors,

$$\lambda_I(1 - \cos(\omega_c T)) - \lambda_R \sin(\omega_c T) = 0. \quad (4.64)$$

κ est introduit tel que :

$$\kappa = \frac{\lambda_I}{\lambda_R} = \frac{\sin(\omega_c T)}{(1 - \cos(\omega_c T))}. \quad (4.65)$$

La substitution de l'équation 4.65 dans l'équation 4.63 permet d'aboutir à l'expression du facteur de charge :

$$\eta = -\frac{\lambda_R}{2}(1 + \kappa^2). \quad (4.66)$$

Par suite, la limite de stabilité peut être déterminée pour toutes les fréquences de brottement ω_c .

Pour le tracé du diagramme représentatif de la variation du facteur de charge pour une largeur donnée de coupe en fonction de la vitesse de rotation de broche ($N(tr/mn), \eta$), il est nécessaire d'établir la relation entre la phase des valeurs propres et la vitesse de rotation. Partant toujours du principe que la partie imaginaire de l'équation 4.63 est nulle, la phase ψ de λ peut être exprimée ainsi :

$$\tan(\psi) = \kappa = \frac{\cos(\omega_c T/2)}{\sin(\omega_c T/2)} = \tan(\pi/2 - \omega_c T/2). \quad (4.67)$$

Donc

$$\psi = \tan^{-1}(\kappa). \quad (4.68)$$

De plus $\epsilon = \pi - 2\psi$ est le déphasage entre la présente et la précédente modulation. Sachant que pour tout k entier ce déphasage peut s'écrire comme :

$$\omega_c T = \epsilon + 2k\pi. \quad (4.69)$$

La vitesse de rotation de la broche est donc :

$$N = \frac{60}{ZT} = \frac{60\omega_c}{Z(\epsilon + 2k\pi)}. \quad (4.70)$$

4.2.5 Le diagramme d'évolution du facteur de charge

La résolution analytique présentée dans le paragraphe précédent permet de représenter la stabilité du système mécanique pour une largeur de coupe du dernier étage fixée. Comme pour les lobes de stabilité classique, le diagramme 4.5 représente des lobes séparant deux zones. La zone stable est celle qui se situe en dessous des lobes et la zone instable est celle qui se situe au dessus.

Pour un outil étagé, les largeurs de coupe des étage précédant l'étage de l'extrémité de l'outil sont fixées par la géométrie de l'outil. Le diagramme de la figure 4.5 est tracé pour une largeur de coupe fixée du dernier étage. A la valeur de 1, le facteur de charge représente l'état de la stabilité de l'opération pour les conditions de coupe choisies. Le premier constat à faire est qu'il existe des vitesses pour lesquelles l'usinage est stable (traits verts). En revanche, il est important de noter qu'il existe des zones instables (traits rouge) ce qui veut dire que la profondeur de passe limite a été franchie.

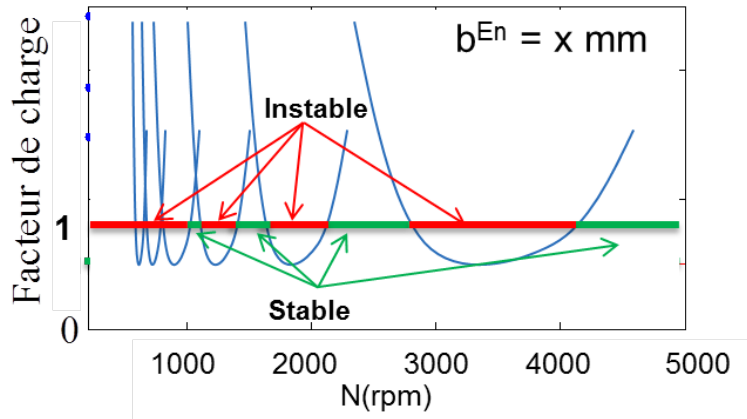


FIGURE 4.5 – Présentation du diagramme d'évolution du facteur de charge

4.3 Application industrielle

L'objectif de cette deuxième partie du chapitre est de tester le modèle de prédiction des limites de stabilité présenté dans la première partie sur un cas industriel et proposer une solution pour y remédier.

4.3.1 Contexte industriel

La méthode présentée dans la première partie de ce chapitre est appliquée sur le cas d'alésage des pièces "porte fusée" qui sont destinées à équiper les châssis des véhicules RENAULT CAPTUR. Appelée aussi "Porte moyeu", cette pièce assure le support des roulements et la partie fixe du frein. C'est aussi la pièce qui est orientée suite à une action sur la direction. L'alésage de la portée cylindrique des roulements se déroule en deux étapes, une opération d'ébauche et une opération de finition. A l'issue de cet usinage 100 % des pièces usinées sont contrôlées visuellement avant l'utilisation des moyens de mesures.

Afin d'assurer un haut débit d'enlèvement de matière satisfaisant la productivité requise, des outils étagés ont été mis en place pour l'opération d'ébauche.

La problématique industrielle qui a été rencontrée par RENAULT sur ce type de produit est la présence de stries visibles sur la surface fonctionnelle de toutes les pièces usinées (figure 4.6). Ces stries sont vues à l'issue des opérations d'ébauche et surtout de finition et font que les pièces soient considérées comme inacceptables (MU : Mauvais Usinage). La régularité des stries ainsi que le bruit issu de l'opération d'alésage (d'ébauche), laisse penser à un problème de broutement présent durant la phase d'ébauche.

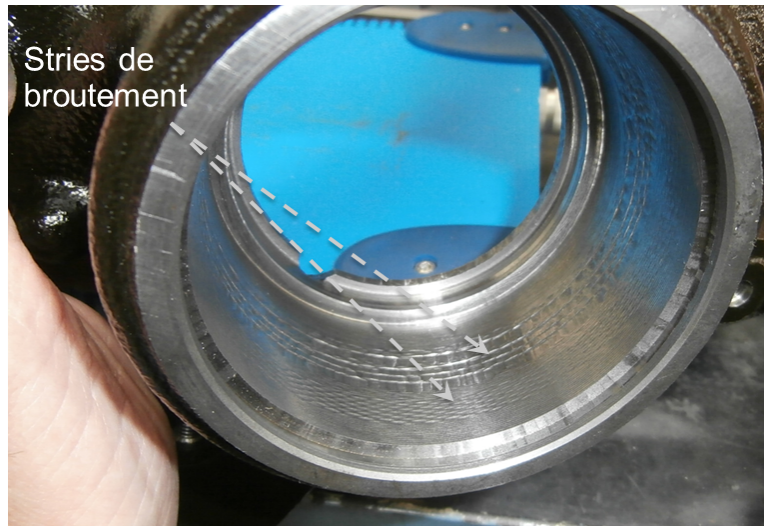


FIGURE 4.6 – Problème de qualité rencontré lors de l'usinage des pièces porte fusée

La résolution de ce problème nécessite dans un premier temps l'identification du maillon faible de la structure, c'est l'élément mécanique dont la résonance génère les stries et le bruit.

Dans un deuxième temps, une proposition de solution d'optimisation sera envisagée.

4.3.2 Description des conditions industrielles de travail

Cette opération est effectuée sur un centre d'usinage du fabricant Grob et de modèle (BZ 600). Cette machine est équipée d'une broche horizontale équipée de 3 axes de translation de technologie vis-à-billes. De plus, la table est équipée d'un axe vertical de rotation.

4.3.2.1 L'outil d'usinage

L'outil d'usinage est illustré à la figure 4.7. Il comprend 3 étages dont chacun est équipé de 3 plaquettes équi-réparties. Toutes les plaquettes ont la même acuité d'arête et le même rayon de bec r_ϵ qui est de 1.2 mm .

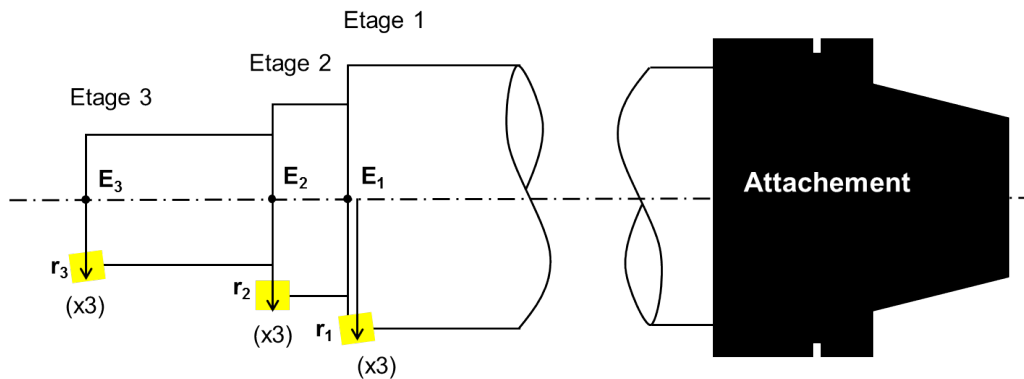


FIGURE 4.7 – Définition de l'outil industriel

4.3.2.2 Les conditions de coupe

Compte tenu de l'état brut de la pièce, la profondeur de passe maximale prise est variable selon l'étage de l'outil et son avancement dans la matière. La surépaisseur cumulée maximale à enlever avec la prise en compte de la dispersion des pièces brutes de fonderie peut atteindre les 9 mm comme cela est illustré à la figure 4.9.

Les conditions de coupe utilisées durant cette opération sont :

- La vitesse de rotation $N = 750\text{ tr/min}$
- La vitesse d'avance de la broche $V_f = 350\text{ mm/min}$, une avance qui est équivalente à une avance par dent $f_z = 0,15\text{ mm/dent}$
- Les profondeurs de passe enlevées par les différents étages sont celles qui sont illustrées dans le tableau de la figure 4.8.

	Angle d'attaque κ_r	rayon de cote outil r_k	Profondeur de passe maximale
Etage 1	85°	35.8 mm	1.9 mm
Etage 2	90°	33.9 mm	2 mm
Etage 3	85°	31.9 mm	5.1 mm

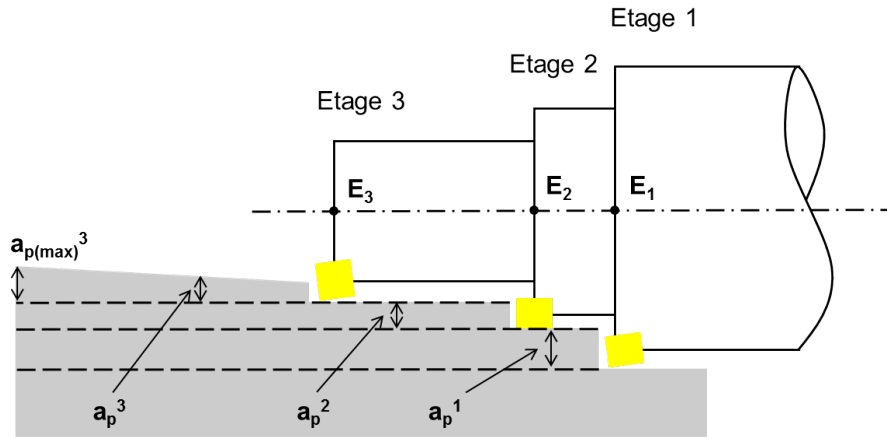


FIGURE 4.8 – Spécifications des différents étages de l'outil d'alésage

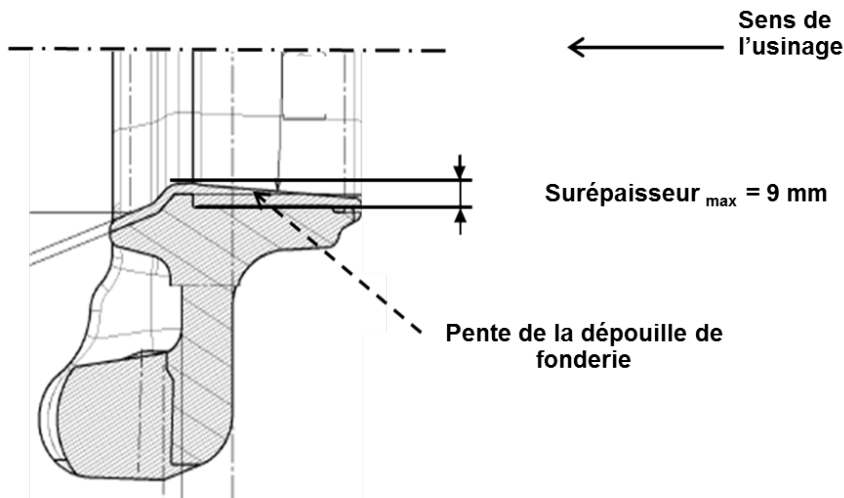


FIGURE 4.9 – Croquis de la pièce brute de fonderie

4.3.3 Construction de la FRF en pointe de l'outil

4.3.3.1 Construction de la matrice des FRF du tronçon avant de l'outil

Le tronçon avant de l'outil d'alésage désigne le système₃ défini dans la partie cf. 3.2. Celui-ci comprend 3 étages et sera construit à l'aide d'un modèle éléments finis comme dans le paragraphe cf. 3.2.3.

La matrice des FRF en pointe de l'outil sera obtenue à l'aide de l'équation 3.77.

4.3.3.2 Résultats et discussions

Un essai d'impact au marteau a été effectué sur l'ensemble outil étagé monté sur la broche. Pour ce faire, la même procédure et le même dispositif expérimental illustré dans le paragraphe (cf.3.2.4) ont été mis en œuvre.

La figure 4.10 illustre les deux résultats obtenus. Si la courbe en bleu décrit la FRF obtenue par impact radial au marteau en pointe de l'outil, la courbe qui est tracée en rouge représente la FRF obtenue par calcul prédictif. Des écarts sont constatés entre les deux systèmes. Ces écarts sont liés à la justesse du modèle. En effet, la complexité de la géométrie de l'outil rend sa modélisation par des tronçons cylindriques approximative. Dans ce cas, un modèle EF tridimensionnel permettrait peut être d'obtenir des meilleurs résultats.

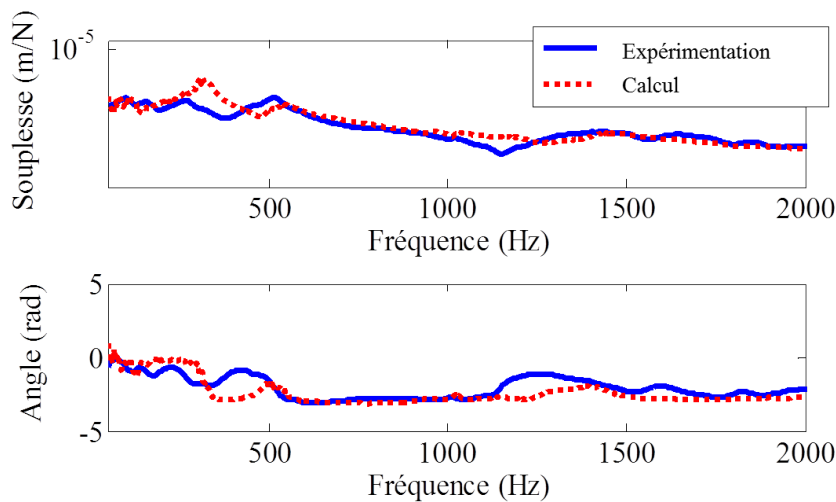


FIGURE 4.10 – Les FRF obtenues en pointe de l'outil par mesure expérimentale et par calcul

4.3.4 Détermination de la source de la résonance

Pour mesurer le signal acoustique généré pendant la phase instable de l'usinage de la pièce porte fusée, un microphone du fabricant Microtech de sensibilité (47 mV/Pa) a été utilisé. La génération d'une FFT glissante par bloc d'échantillons de points permet de tracer le spectrogramme illustré figure 4.11. Cette représentation a permis de détecter le moment de déclenchement de l'instabilité ainsi que de mesurer la fréquence de résonance.

La figure 4.11 montre qu'au moment du déclenchement de l'instabilité, la pression acoustique devient importante et se révèle principalement à la fréquence de 506 Hz comme à la figure 4.11. De plus, sur la circonférence dégradée de la pièce se trouvent 41 marques (figure 4.6). Ces marques sont imputées au problème de brouitement. Sachant qu'il s'agit d'une opération

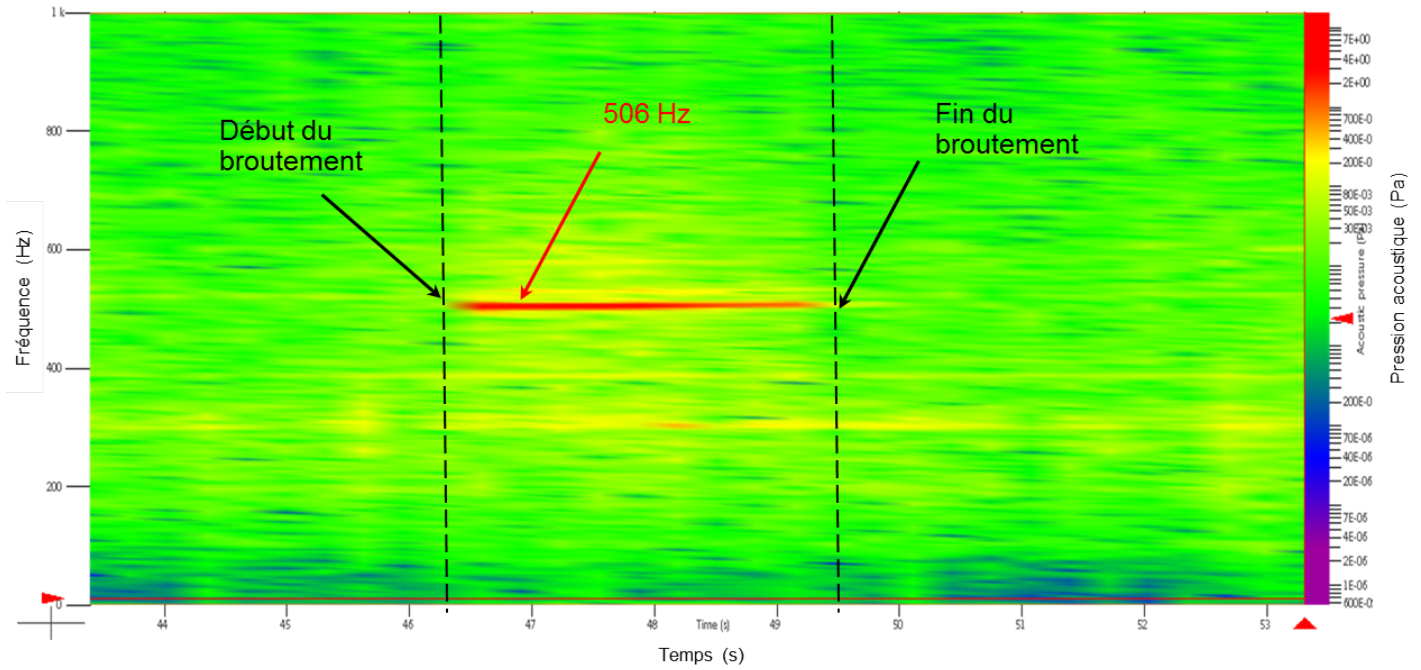


FIGURE 4.11 – Spectrogramme relevé pendant l'usinage

d'usinage continue, la fréquence de génération des marques peut être déterminée à l'aide de la vitesse de rotation de broche. Pour $N = 750 \text{ tr/min}$:

$$f_m = m \frac{N}{60} \quad (4.71)$$

Où f_m et m sont respectivement la fréquence de génération de marques sur la circonférence de pièce et le nombre de marques constatées sur la circonférence de pièce usinée. Cette fréquence estimée à 512.5 Hz est très voisine de la fréquence relevée acoustiquement. De plus, il est remarquable que ces deux valeurs soient sensiblement proches de la fréquence de résonance relevée directement par mesure d'impact au marteau sur le système usinant. Celle-ci est égale à 513 Hz et illustrée à la figure 4.10.

Ce constat confirme que les vibrations repérées pendant l'usinage et qui ont été la cause de beaucoup de pièces rejetées sont le résultat de la mise en résonance de l'outil. Par conséquent, dans la suite de ce chapitre, l'étude sera concentrée sur le système outil étagé maintenu en broche et non sur la pièce ou son montage de bridage.

4.3.5 Identification de la loi de coupe

4.3.5.1 Description du mode opératoire

Les essais d'identification de la loi de coupe ont été effectués sur un tour SONIM T9 du fabricant "Les innovations mécaniques" équipé d'une broche de 30 kW . Ces essais permettent de caractériser les coefficients spécifiques de coupe, une donnée d'entrée au modèle de prédiction

des limites de stabilité qui a été présenté dans la première partie de ce chapitre. Dans ces essais les conditions de coupe ont été choisies les plus proches possible des conditions industrielles. En effet, la matière utilisée pour la fabrication des portes fusées et les plaquettes d'usinage ont été conservées. Étant donné, que l'outil étagé d'alésage comprend 2 types de plaquettes dont les angles de direction d'arête sont 85° et 90° (tableau de la figure 4.8), deux outils de tournage ont été proposés. Les moyens d'acquisition mis en œuvre sont décrits à la figure 4.12.

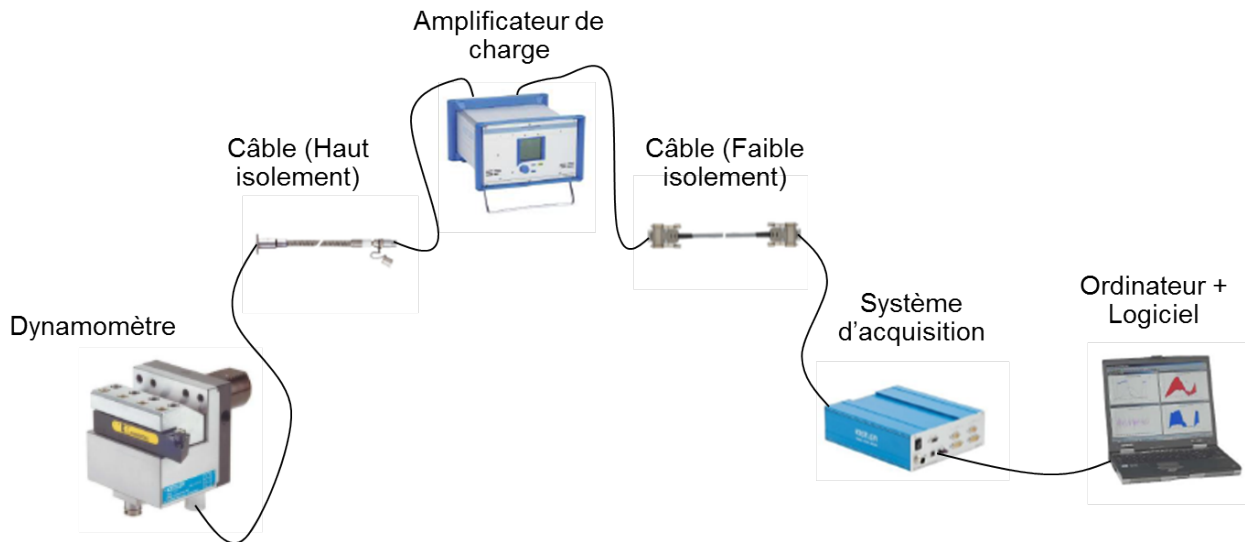


FIGURE 4.12 – Matériel d'acquisition

- 2 portes-plaquette de tournage et des plaquettes en carbure revêtu.
- Une platine piézoélectrique de tournage du fabricant Kistler (modèle 9121) permet de mesurer les efforts de coupe suivant les trois directions du repère de la machine.
- Un amplificateur de charge Kistler, modèle 5019B.
- Une carte d'acquisition National Instrument.
- Un ordinateur d'acquisition et le logiciel DasyLab 11.0.

De plus, des éprouvettes de la même matière constituant les pièces "porte fusée" ont été fournies sous la forme de lopins de fonderie. La matière utilisée est la fonte à graphite sphéroïdal d'appellation (EN-GJS-450-18) selon la norme (DIN EN 1563 [DINEN1563, 2005]).

La figure 4.13 illustre la configuration expérimentale pour la mesure des efforts de coupe.

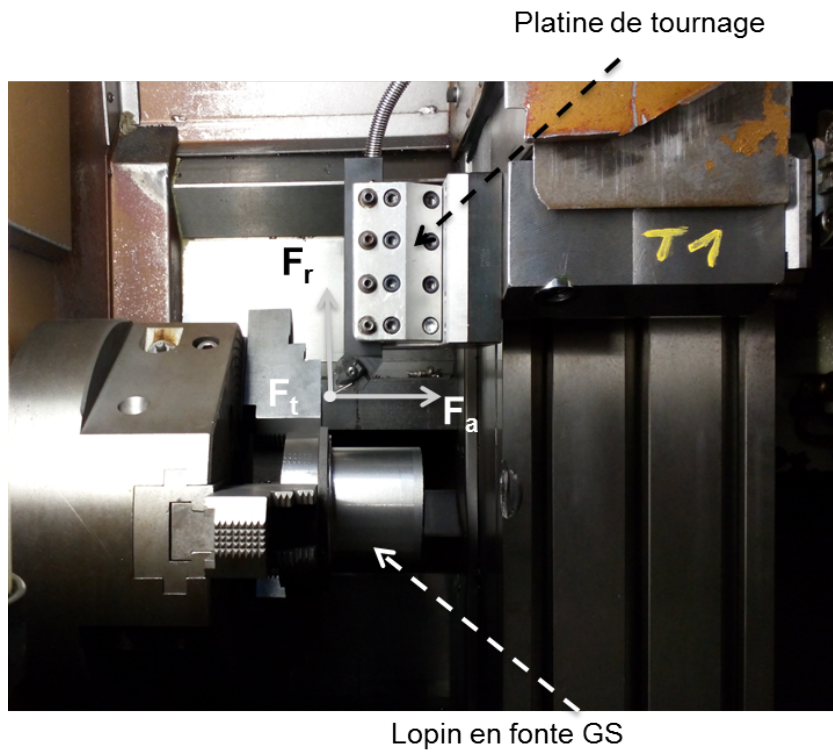


FIGURE 4.13 – Configuration de mesure des efforts de coupe

4.3.5.2 Plan d'essais

Ce plan d'essai permettra d'identifier la loi de coupe qui sera utilisée par la suite comme une donnée d'entrée pour la prédiction de la stabilité de la coupe. Pour ce faire, deux campagnes d'essais pour deux outils dont les directions d'arêtes sont différentes ont été effectuées. La vitesse de coupe est de 195 m/min . Les essais ont été faits pour une profondeur de passe de 2 mm . Enfin, comme décrit dans le tableau 4.1, nous avons fait varier l'avance par tour entre $0,05 \text{ mm/tr}$ et $0,45 \text{ mm/tr}$ avec un pas de $0,1$.

La figure 4.14 illustre la mesure de l'essai 2 du tableau 4.1 pour les deux outils de tournage. Le graphe 4.14.a représente l'effort tangentiel F_t , l'effort radial F_r et l'effort axial F_a relevés lors de l'utilisation du porte-outil de direction d'arête $\kappa_r = 90^\circ$. Le graphique 4.14.b correspond à

N Essai	$f \text{ (mm/tr)}$	$ap \text{ (mm)}$	$V_c \text{ (mm)}$
1	0,05	2	195
2	0,15	2	-
3	0,25	2	-
4	0,35	2	-
5	0,45	2	-

TABLE 4.1 – Plan d'essais

l'outil ayant un $\kappa_r = 85^\circ$. Les valeurs des efforts pour chaque essai sont obtenues en effectuant la moyenne du signal d'effort sur la plage de mesure effective, c'est-à-dire durant le régime établi.

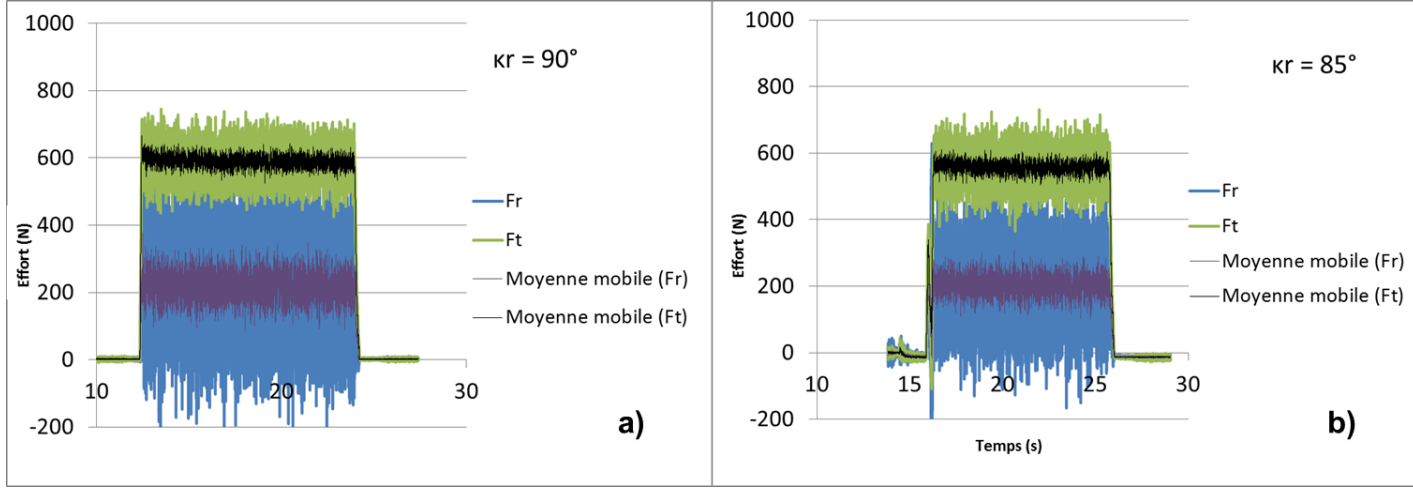


FIGURE 4.14 – Mesure des efforts d'usinage

4.3.5.3 Les résultats et les interprétations

Comme évoqué dans le premier chapitre, dans la littérature, il existe plusieurs modèles d'efforts de coupe. Entre autres, il y a les modèles linéaires, polynomiaux et la loi de Kienzle. Bien que cette dernière soit qualifiée d'empirique, seulement par le choix de deux paramètres par composante d'effort, celui-ci permet d'avoir de très bonnes corrélations avec les essais expérimentaux. C'est pourquoi nous l'avons adopté pour obtenir une représentation large de la relation de coupe.

Les coefficients K_i et m_i ont été établis pour chaque composante d'effort pour les deux outils utilisés. Leur obtention a eu lieu en s'appuyant sur un algorithme de calcul permettant la minimisation de type moindre carrés entre les valeurs théoriques et les valeurs mesurées.

Il est rappelé que la loi de Kienzle peut s'écrire sous la forme :

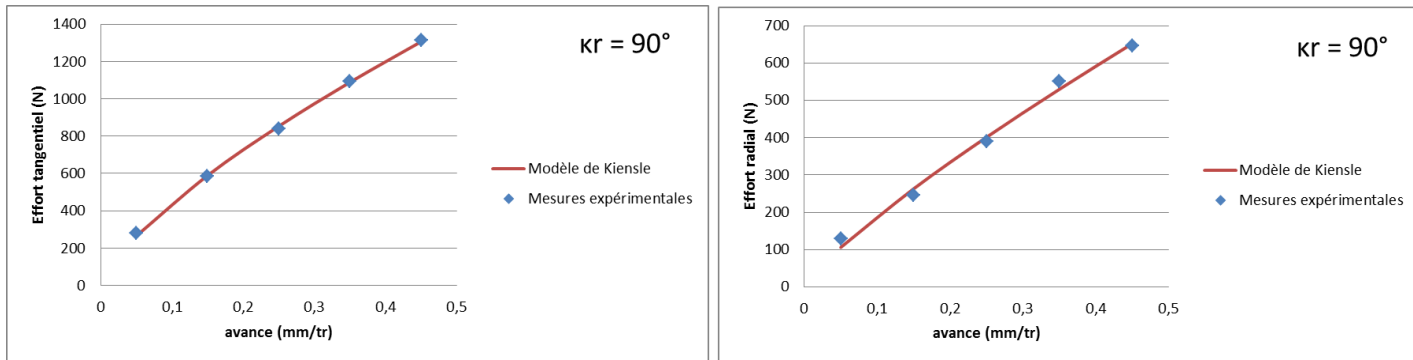
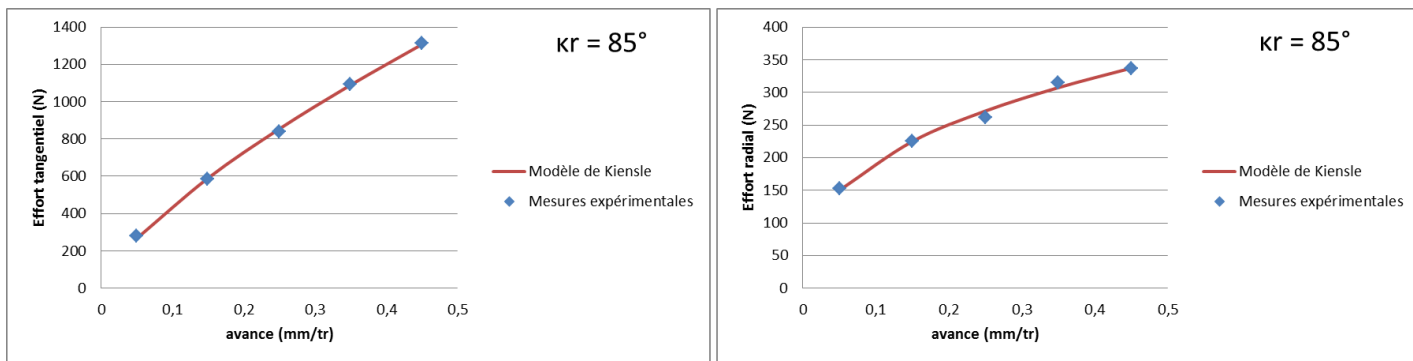
$$F_i = K_i b h^{1-m_i}. \quad (4.72)$$

Le tableau 4.2 résume les résultats d'identification des coefficients de Kienzle. Ces derniers sont identifiés grâce aux mesures des efforts d'usinage dans le référentiel de la platine (figure 4.13).

Les figures 4.15 et 4.16 montrent qu'une bonne corrélation existe entre le modèle et les mesures expérimentales des efforts. Ce modèle servira par la suite comme une donnée d'entrée pour prédire la stabilité de la coupe.

Outil	Composante d'effort	K_i	m_i
$\kappa_r = 90$	F_t	1264	0,27
$\kappa_r = 90$	F_r	691	0,17
$\kappa_r = 85$	F_t	1320	0,21
$\kappa_r = 85$	F_r	235	0,63

TABLE 4.2 – Les coefficients identifiés de Kienzle


FIGURE 4.15 – Efforts tangentiels (a) et effort radial (b) pour un $\kappa_r = 90^\circ$

FIGURE 4.16 – Efforts tangentiels (a) et effort radial (b) pour un $\kappa_r = 85^\circ$

4.3.6 Application du modèle prédictif pour une opération d'alésage à outil multi-étage

4.3.6.1 Analyse de stabilité

L'objectif de ce paragraphe est d'appliquer le modèle de prédiction de la stabilité de la coupe par la méthode présentée dans la première partie sur le cas industriel d'alésage des pièces "porte-fusée". La simulation s'appuie sur les modèles de FRF et ceux de l'effort de coupe précédents.

Les figures 4.17 montrent les diagrammes de stabilité pour l'outil multi-étage. Compte tenu

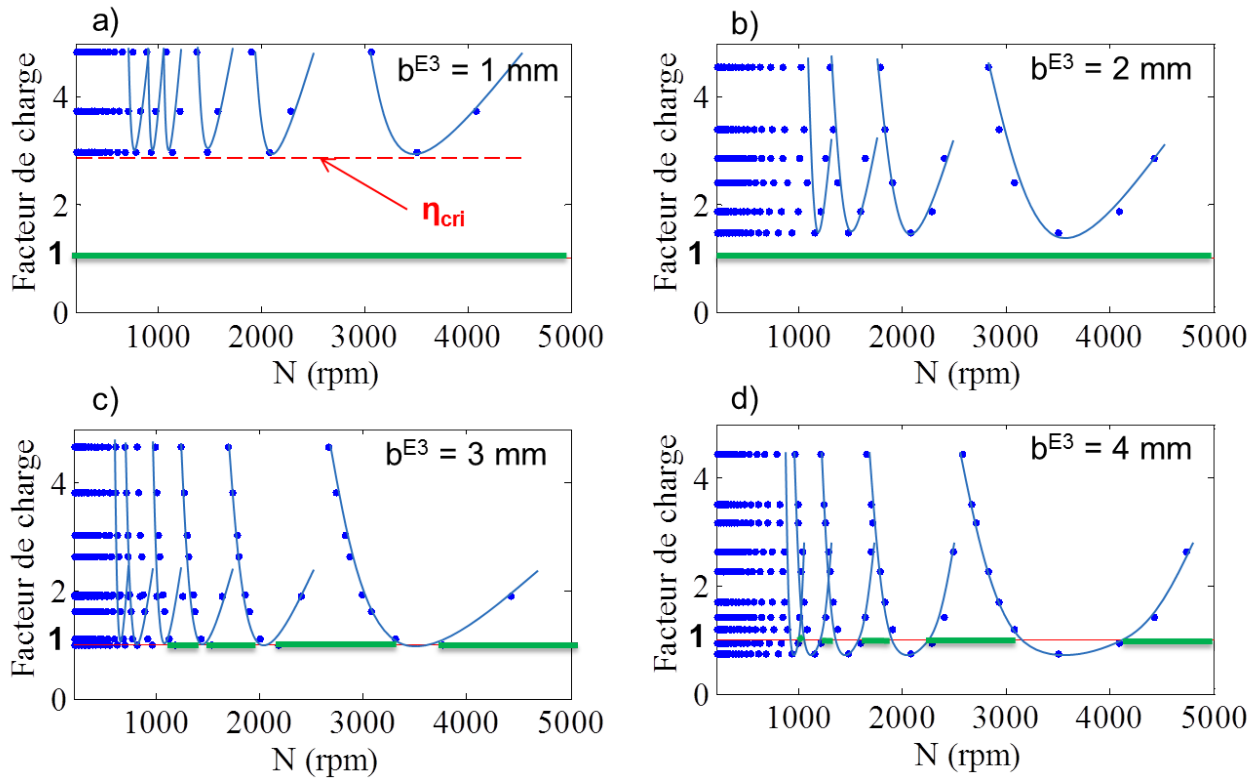


FIGURE 4.17 – Evolution de la stabilité de coupe pour l'outil étagé

de la résolution de l'équation caractéristique de la dynamique d'alésage, le diagramme d'évolution du facteur de charge montre **les domaine de stabilité pour une largeur de coupe b^{E3} fixée pour l'étage 3.**

Etant donné que la profondeur de passe maximale à enlever par le troisième étage est de 5 mm (tableau de la figure 4.8), la figure 4.17.c montre qu'à 3 mm la droite horizontale passant par le facteur de charge unitaire ($\eta = 1$) est tangente aux limites basses du diagramme. Ce constat permet de dire que la largeur de coupe critique pouvant être prise par le troisième étage est $b_{cri}^3 = 3\text{ mm}$. Le graphique 4.17.d permet de remarquer que pour une largeur de coupe de 4 mm ($4\text{ mm} > b_{cri}^3$) et pour une vitesse de rotation $N = 750\text{ tr/mn}$, le facteur de charge unitaire ($\eta = 1$) se trouve dans la zone instable du diagramme.

En revanche, les figures 4.17.a et 4.17.b montrent que l'usinage peut être tout le temps stable pour des profondeurs de passe de 1 mm et 2 mm. Pour ces profondeurs de passe, les figures montrent qu'à la limite critique de stabilité η_{cri} est toujours supérieure à $\eta = 1$.

Remarque : Comme pour la profondeur de passe critique, le facteur de charge critique η_{cri} est défini comme la valeur par laquelle passe la droite horizontale tangente au diagramme des lobes (exemple de la figure 4.17.a).

4.3.6.2 Analyse des marges de stabilité

Afin de mieux comprendre l'évolution des largeurs de coupe permettant une coupe stable, plusieurs simulations ont permis de représenter les largeurs de coupe testées en fonction du facteur de charge critique.

La figure 4.18 présente principalement 2 domaines séparés par la droite rouge verticale. Un domaine stable est celui pour lequel le facteur de charge critique est toujours supérieur à 1 pour les largeurs de coupe testées et un domaine qui présente un risque de stabilité car il peut contenir des zones instables. C'est typiquement le cas de la figure 4.17.d. Il est aussi important de noter que la largeur de coupe critique est celle qui correspond à un facteur de charge critique égal à 1. Un constat qui permet de connaître la marge dont l'usineur dispose pour effectuer son opération.

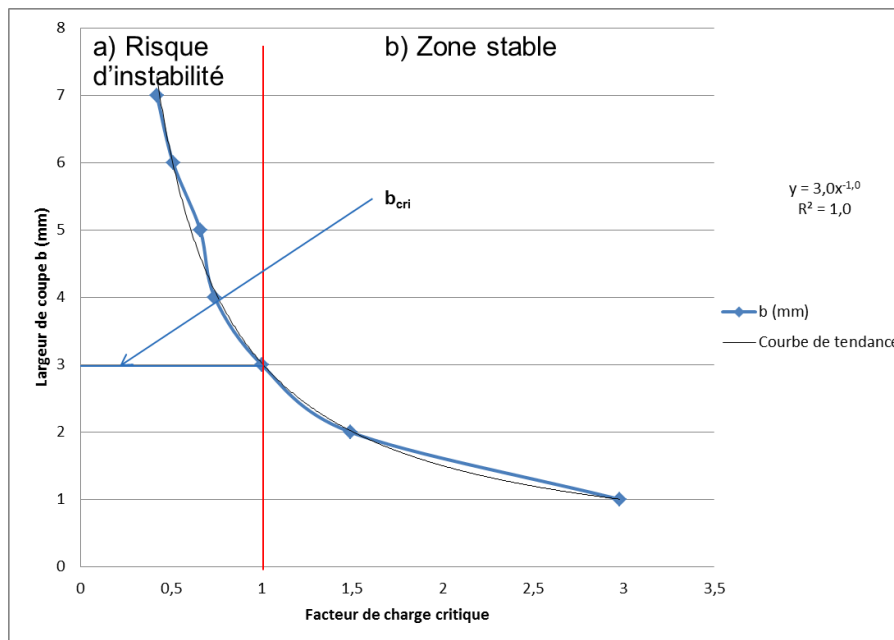


FIGURE 4.18 – Evolution de la stabilité de coupe pour l'outil étagé

4.3.7 Généralisation de la méthode sur des outils plus complexes

La démarche présentée s'applique à un système usinant de comportement dynamique axisymétrique pour des outils pouvant être supposés déformables mais dont l'extrémité supportant les n étages de dents est considérée comme rigide, dont le nombre de dents est équiréparti entre les différents étages avec un pas constant entre les dents. Sa généralisation sur des outils plus complexes peut être assez difficile. Ces derniers peuvent présenter une flexibilité entre étages et contenir des dents réparties différemment sur les étages avec des pas variables.

Concernant les outils d'usinage à pas variable, il existe plusieurs publications qui présentent des travaux sur la stabilité de la coupe. Altintas [Altintas *et al.*, 1999] et Budak [Budak, 2000] proposent une méthode pour prédire la stabilité et pour optimiser le choix du décalage angulaire entre les dents de ces outils.

L'étude bibliographique effectué dans le cadre de ces travaux n'a pas montré l'existence d'études permettant l'analyse de la stabilité pour des outils étagés. La résolution de l'équation de la dynamique d'alésage, pour des outils dont le nombre de dents entre les étages est différent, est plus complexe. Il existe, cependant, des approches générales comme la méthode de la semi discrétisation SD ([Insperger et Stéphan, 2002]) qui pourrait permettre de prendre en compte cette particularité. Tajalli [Tajalli *et al.*, 2014] exploite la méthode SD pour analyser la stabilité de la coupe en fraisage.

La démarche présentée par Altintas et Budak [Altintas et Budak, 1995] pour la prédiction des limite de stabilité en fraisage est générale et applicable sur les outils dont le comportement dynamique est non axisymétrique. Afin de prendre en compte ce comportement dans la démarche présentée, l'identification préalable des FRF du système usinant en pointe de l'outil suivant les deux directions radiales du repère fixe lié à la machine doit être faite. Par la suite, l'expression des efforts et des déplacements dans ce repère fixe permet, en appliquant la même démarche présentée dans le chapitre, de prendre en compte cette non axisymétrie.

Afin d'exprimer les torseurs des efforts mécanique et des petits déplacements à l'extrémité de l'outil, les travaux présentés dans ce chapitre se basent sur l'hypothèse que les différents étages possèdent un mouvement de solide rigide. En revanche, par l'apport de quelques modifications, cette démarche peut être appliquée sur des outils multiétages flexibles entre eux telles que les barres d'alésage. Pour ce faire, les efforts de coupe de chaque étage seront seulement déplacés au centre E_k de la section de jonction de l'étage (k). Par conséquent, la matrice $\underline{\underline{Q}}$ de changement de point (equation 4.34) devient :

$$\underline{\underline{Q}}_j = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -r_j \\ 0 & r_j & 0 \end{pmatrix}. \quad (4.73)$$

L'équation 4.44, aussi, devient :

$$\underline{\underline{\delta Q}} = \sum_{j=0}^{Z_1^1} b^1 \underline{\underline{B}}_j^1 \underline{\underline{\delta q}}^1 + \sum_{j=0}^{Z^2-1} b^2 \underline{\underline{B}}_j^2 \underline{\underline{\delta q}}^2 + \sum_{j=0}^{Z^3-1} b^3 \underline{\underline{B}}_j^3 \underline{\underline{\delta q}}^3. \quad (4.74)$$

où $\underline{\underline{\delta Q}}$ est le vecteur des efforts généralisés. Désormais, celui-ci représente les efforts au niveau des 3 étages et possède alors 12 composantes au lieu de 4. D'autre part, $\underline{\underline{\delta q}}^k$ a 4 composantes et représente le vecteur des déplacements du centre de la section de l'étage (k). Ces vecteurs composent le vecteur des déplacements généralisés $\underline{\underline{\delta q}}$ qui comprend également 12 composantes.

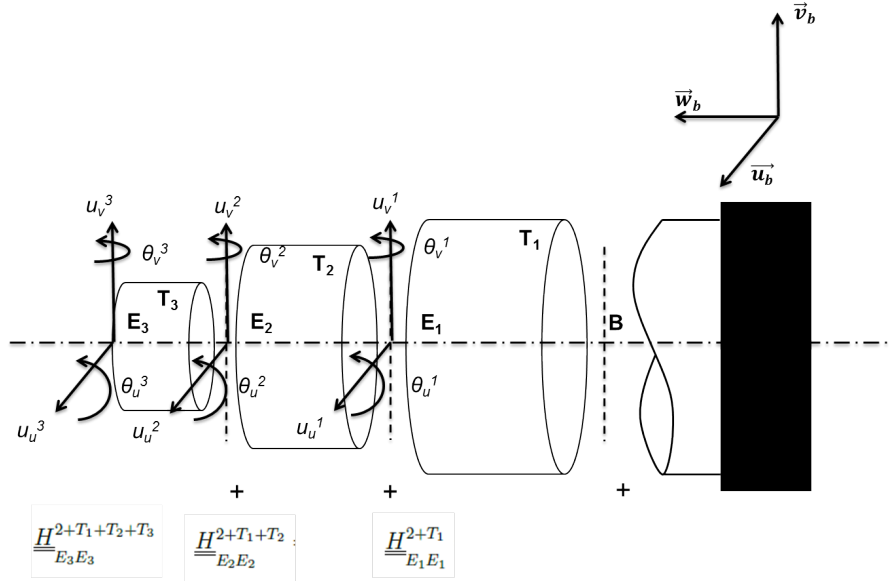


FIGURE 4.19 – Schéma d'établissement de la matrice des FRF en point de l'outil

Par conséquent, l'équation 4.74 peut encore s'écrire sous la forme :

$$\underline{\delta Q} = \underline{B}_0 \delta q, \quad (4.75)$$

avec

$$\underline{\delta q} = \begin{pmatrix} \delta q^1 \\ \delta q^2 \\ \delta q^3 \end{pmatrix}. \quad (4.76)$$

Comme illustré à la figure 4.19, l'outil étudié possède 3 tronçons qui seront appelés T_1 , T_2 et T_3 pour les étages 1, 2 et 3. Pour la prise en compte de sa flexibilité, la matrice $\underline{H}$ des FRF (équation 4.46) dans la zone de contact entre l'outil coupant et la pièce devient de dimension (12x12) au lieu de (4x4). Ses termes peuvent être obtenus en couplant les 3 tronçons un par un, à l'aide de l'équation 3.77 (figure 4.19).

Enfin, la résolution de l'équation de la dynamique dans le domaine fréquentiel se ramène à la résolution d'un problème aux valeurs propres comme présenté dans la partie cf. 4.2.4.

4.4 Conclusion

L'objectif de ce chapitre était de développer et de valider un modèle de prédiction de la stabilité de la coupe pour un outil d'alésage multiétage, en utilisant le modèle prédictif de FRF développé dans le chapitre IV.

Le modèle développé se base sur l'exploitation des torseurs des efforts de coupe exprimés à l'extrémité de l'outil et la FRF du système usinant au même point. Ensuite, une résolution dans

le domaine fréquentiel de l'équation caractéristique de la dynamique d'alésage permet d'évaluer la stabilité de la coupe, par l'analyse du facteur de charge, pour une profondeur de passe donnée.

Par ailleurs, l'application du modèle prédictif des FRF, présenté dans le chapitre IV a permis de reconstituer les FRF du système usinant d'une machine industrielle.

Le modèle prédictif de ce chapitre a été appliqué sur un cas industriel et a permis d'évaluer la stabilité de l'opération après la confrontation des résultats de calcul aux essais expérimentaux. De plus l'approche présentée permet d'évaluer les marges de stabilité de l'opération.

Même si les résultats de ce modèle sont corrélés avec les essais expérimentaux, celui-ci se limite aux outils pour lesquels l'extrémité peut être considéré comme rigide dont les dents sont équirépartis entre les étages et dont le pas angulaire est constant.

Conclusion générale

LES TRAVAUX effectués et présentés dans ce mémoire de thèse s'inscrivent dans le cadre de l'évaluation du comportement dynamique des centres d'usinage. Une contribution au développement des méthodes pour ce faire a été apportée. La proposition d'une solution générale pour caractériser le comportement dynamique d'un couple broche outil permet de réduire les temps de mesure et d'évaluer, rapidement, plusieurs solutions techniques. De plus, afin de traiter des cas d'usinage complexes, un modèle de prédiction de la stabilité a été mis en place. L'intérêt de ces travaux consiste à faciliter l'industrialisation des nouveaux produits en proposant des solutions de fabrication permettant de respecter les cahiers des charges de la qualité de fabrication.

L'introduction de ce mémoire a été consacré à la présentation des besoins industriels motivant ces travaux. La présentation de la problématique de qualification du comportement dynamique des centres d'usinage a permis de définir le cadre des recherches. Afin d'améliorer notre compréhension du besoin industriel et de choisir les voies à approfondir, une étude bibliographique a été présentée dans le chapitre 1.

Le premier chapitre a été consacré à l'analyse des méthodes existant pour l'évaluation du comportement des machines. L'étude de l'état de l'art sur les méthodes industrielles pour leur qualification montre des approches qui s'intéressent à l'évaluation de l'influence des différents facteurs sur la précision des machines. Par ailleurs, des travaux scientifiques proposent des méthodes complémentaires pour évaluer leur comportement structural. A l'issue de cette étude, plusieurs voies de recherche ont été dégagées afin de proposer des solutions industrialisables. Ces voies ont été approfondies dans les chapitres 2, 3 et 4.

Dans le deuxième chapitre, des essais préliminaires ont permis de mettre en pratique des mesures statiques et dynamiques pour comprendre l'évolution du comportement structural d'un centre d'usinage dans son espace de travail. Afin de rendre ses mesures exploitables pour un concepteur d'opération d'usinage, un modèle prédictif des limites de stabilité en fraisage a permis de connaître la limite de stabilité du couple broche et outil étudié, dans des positions bien particulières de l'espace de travail. Pour ce faire, le critère de la profondeur de passe critique a été exploité. Des essais d'usinage complémentaires ont permis par la suite de tester la machine dans des conditions opératoires et confirmer les résultats trouvés par calcul prédictif. Cette approche permet au concepteur du processus d'usinage de s'assurer de la capabilité d'un système usinant donné (broche et outil) à effectuer une opération d'usinage en étant stable. En revanche, cette approche reste très coûteuse en temps et en ressources.

Le troisième chapitre a été consacré à l'approfondissement de la piste présentée dans le cha-

pitre 2. Une méthodologie prédictive pour la prédiction des limites de stabilité en fraisage, en limitant les temps de mesure, a été présentée. La méthodologie se divise en 3 étapes. Premièrement, l'utilisation d'un outil de référence ainsi qu'un développement analytique permettent d'identifier le comportement dynamique de la broche, dans une position particulière de son espace de travail. Ensuite, un couplage des matrices de FRF du modèle identifié de la broche et celles du modèle dynamique d'un outil destiné pour une utilisation industrielle, permet de prédire la FRF du système usinant à l'extrémité de l'outil. Enfin, l'utilisation d'un modèle analytique existant dans la littérature permet de construire le diagramme des lobes de stabilité.

Dans le quatrième chapitre, un modèle prédictif des limites de stabilité pour des outils d'alésage multiétages, a été développé. Ce modèle concerne des outils à plusieurs étages dont les dents sont équi-réparties. L'application de ce modèle a eu lieu dans le cadre d'une application industrielle d'alésage d'ébauche afin d'expliquer les phénomènes d'instabilité constatés. Dans un premier temps un couplage des FRF, par l'application de la méthodologie présentée dans le chapitre 3, a permis de construire la FRF en pointe de l'outil. L'application du modèle prédictif développé pour ce type d'opération a permis de prouver que les conditions d'usinage choisies ne favorisent pas un usinage stable. Pour que la stabilité soit assurée, les optimisations peuvent concerner la machine, l'outil ou les conditions d'usinage.

Suite à ces travaux de thèse, plusieurs perspectives de recherche peuvent être envisagées :

- Les méthodes développées dans ces travaux se basent sur des FRF relevées sur des système à l'arrêt. Sachant que le comportement dynamique des systèmes usinant peut évoluer avec la vitesse de rotation, il paraît important d'effectuer une démarche d'identification similaire à celle présentée dans le chapitre 3, mais pour un système tournant. Une telle approche permettra d'optimiser les FRF prédites et tiendra en compte les effets gyroscopiques, les phénomènes thermiques et les phénomènes d'assouplissement de la broche avec l'augmentation de la vitesse de rotation.
 - Les diagrammes des lobes de stabilité ont été tracés à l'aide de FRF de systèmes libres (sans contact avec la matière). Par conséquent, les phénomènes d'amortissement liés à la coupe ne sont pas pris en compte. L'intégration de cet amortissement dans la démarche prédictive des lobes de stabilité peut permettre d'optimiser la précision des prédictions.
 - Le modèle prédictif des limites de stabilité pour des outils d'alésage multiétage est restrictif aux outils dont les dents sont équiréparties sur tous les étages. Il paraît important de généraliser cette modélisation en prenant en compte des nombres de dents différents entre les différents étages.
-

Annexe A

Résolution de l'équation dynamique de fraisage dans le domaine fréquentiel

L'équation caractéristique du procédé de fraisage est résolue analytiquement conformément à la méthode analytique développée par Altintas et Budak [Altintas et Budak, 1995].

Considérant la fonction de transfert de l'outil $\underline{\underline{H}}_{EE}^1(i\omega_c)$ relevée au point de contact avec la pièce, celle-ci peut s'exprimer comme :

$$\underline{\underline{H}}_{EE}^1 = \begin{pmatrix} h_{EE,uu} & h_{EE,uv} \\ h_{EE,vu} & h_{EE,vv} \end{pmatrix}. \quad (\text{A.1})$$

Où $h_{EE,uu}$ et $h_{EE,vv}$ sont respectivement les fonctions de transfert directes suivant les directions u et v tandis que $h_{EE,uv}$ et $h_{EE,vu}$ représentent les fonctions croisées.

Les vecteurs des déplacements entre l'instant actuel t et la période de passage de la dent précédente à l'instant $t - T$ s'écrivent comme :

$$\underline{r} = \begin{pmatrix} u(t) \\ v(t) \end{pmatrix}, \quad (\text{A.2})$$

et

$$\underline{r}_0 = \begin{pmatrix} u(t - T) \\ v(t - T) \end{pmatrix}. \quad (\text{A.3})$$

Les vibrations sont décrites à la fréquence du broutement ω_c dans le domaine fréquentiel par l'utilisation d'une fonction harmonique. Donc,

$$\underline{r}(i\omega_c) = \underline{\underline{H}}_{EE}^1 \underline{F} e^{i\omega_c t}, \quad (\text{A.4})$$

et

$$\underline{r}_0(i\omega_c) = e^{-i\omega_c T} \underline{r}(i\omega_c). \quad (\text{A.5})$$

$$\underline{du}(i\omega_c) = \underline{r}(i\omega_c) - \underline{r}_0(i\omega_c) = [1 - e^{-i\omega_c T}] e^{i\omega_c t} \underline{\underline{H}}_{EE}^1 \underline{dF}. \quad (\text{A.6})$$

$\omega_c T$ est le retard de phase entre les ondulations de l'instant $(t - T)$ et l'instant (t) . La substitution de l'équation A.6 dans l'équation de la dynamique du fraisage 2.18 devient :

$$\underline{dF} e^{i\omega_c t} = \frac{1}{2} b K_t \underline{A}_0 [1 - e^{-i\omega_c T}] e^{i\omega_c t} \underline{H}_{EE}^1 \underline{dF}. \quad (\text{A.7})$$

L'étude de la stabilité de l'opération de fraisage se ramène à l'étude de l'équation A.8 déduite de l'équation A.7 :

$$\det[\underline{I} - \frac{1}{2} b K_t (1 - e^{-i\omega_c T}) \underline{A}_0 \underline{H}_{EE}^1] = 0, \quad (\text{A.8})$$

qui est un problème aux valeurs propres pouvant s'écrire comme :

$$\det[\underline{I} - \lambda \underline{A}_0 \underline{H}_{EE}^1] = 0. \quad (\text{A.9})$$

λ et κ sont définis comme :

$$\lambda = \frac{-Z}{4\pi} b K_t (1 - e^{-i\omega_c T}), \quad (\text{A.10})$$

et

$$\kappa = \frac{\lambda_I}{\lambda_R} = \frac{\sin(\omega_c T)}{1 - \cos(\omega_c T)}, \quad (\text{A.11})$$

Où λ_R and λ_I sont respectivement la partie réelle et la partie imaginaire de λ tandis que T and ω_c sont respectivement la période de passage des dents et la pulsation de broutement.

Les lobes de stabilité peuvent être tracés par les équations :

$$b_{lim} = \frac{-2\pi\lambda_R}{ZK_t} (1 + \kappa^2), \quad (\text{A.12})$$

et

$$T = \frac{1}{\omega_c} (\epsilon + 2k\pi) \rightarrow N = \frac{60}{ZT}. \quad (\text{A.13})$$

Où N et Z sont respectivement la vitesse de rotation de la broche et le nombre de dents.

Annexe B

Fréquences caractéristiques des roulements

D'après [De Castelbajac *et al.*, 2010], les fréquences caractéristiques théoriques des roulements des broches sont illustrés dans le tableau B.1. Celle-ci sont susceptibles de varier légèrement d'un roulement à un autre et en fonction des précharges réelles.

	Calcul théorique	Roulement avant	Roulement arrière
BPFO (bague extérieure)	$\frac{N_b}{2} \left(1 - \frac{D_b}{D_m} \cos \alpha\right) * N$	11,30 * N	11,34 * N
BPFI (bague intérieure)	$\frac{N_b}{2} \left(1 + \frac{D_b}{D_m} \cos \alpha\right) * N$	13,70 * N	13,66 * N
BSF (billes)	$\frac{1}{2} \left(1 + \frac{D_b}{D_m} \cos \alpha\right) * N$	4,68 * N	4,84 * N
FTF (cage)	$\frac{1}{2} \left(1 - \frac{D_b}{D_m} \cos \alpha\right) * N$	0,45 * N	0,45 * N
N_b : nombre de billes du roulement D_b : diamètre des billes D_m : diamètre moyen du roulement		α : angle de contact N : vitesse de rotation	

FIGURE B.1 – Fréquences caractéristiques théoriques des roulements de broche

Le suivi de chaque fréquence caractéristique pour chaque roulement peut se faire par bande spectrale fine. Comme c'est décrit dans la figure B.2, à partir de la signature de la broche, un filtre passe bande centré sur chacune des fréquences théoriques est appliquée au signal brut temporel, autour des fréquences théoriques des roulements. Les valeurs efficaces A_{RMS} ou V_{RMS} peuvent être déterminées à partir du signal temporel filtré.

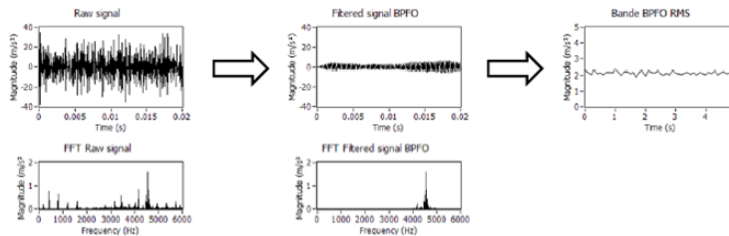


FIGURE B.2 – Traitement du signal par bandes spectrales fines

Annexe C

Mesure des efforts de coupe

Les mesures des efforts de coupe effectuées, pour deux outils dont les angles de direction d'arête sont différents, ont permis de tracer les graphiques illustrés à la figure C.1. Cette dernière représente l'évolution de la pression de coupe en fonction des différentes conditions d'avance choisies.

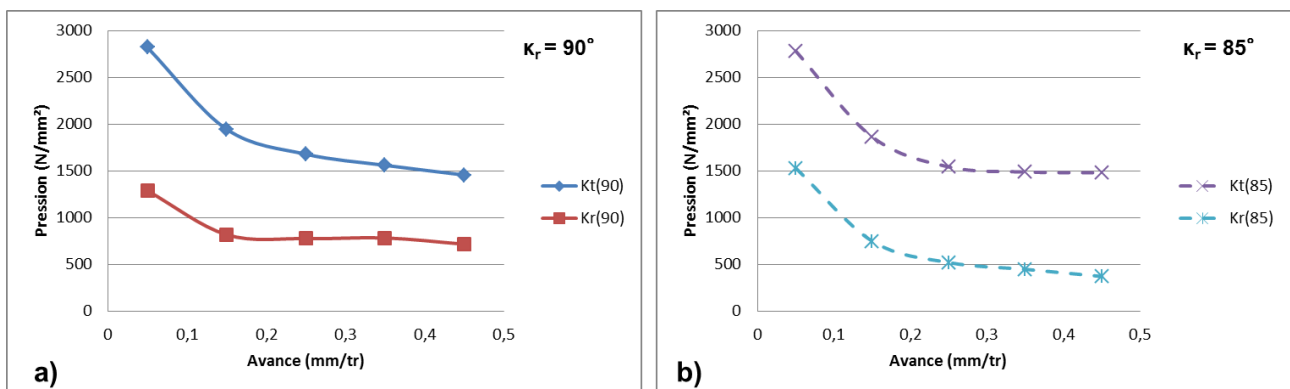


FIGURE C.1 – Evolution des pressions de coupe en fonction de l'avance

Annexe D

Evaluation de l'évolution de la machine Fanuc Robodrill face aux chargements thermiques



ROBODRILL α-D21MiA5		
Travel X-Y-Z	500 x 400 x 330 mm	
Controller	FANUC 31i-B5	
Spindel speed	10000 / 24000 rpm	
Spindel load	10000 rpm	78 Nm, 13kW (1 min)
	24000 rpm	35 Nm, 26 kW (1 min)
Rapid traverse in all axes	54 m/min	
Acceleration X-Y-Z	1,5 G	
Tool change time	1,6 sec. (chip to chip)	
Thread cutting	10000 rpm	6000 rpm
	24000 rpm	8000 rpm
Programmable feed	30000 mm/min	
Spindle holder	BT30/SK30 DIN 69871A (Optional BBT30)	
Positioning precision ISO 230/2	0,006 mm	
Repeat accuracy	0,004 mm	
Compressed air consumption	130 l/min	4.5-6 bar

FIGURE D.1 – Machine Fanuc Robodrill : $\alpha - D21MiA5$

La machine Fanuc robodrill présentée à la figure D.1 est très intéressante de par son encombrement et son prix compétitif. Cette machine utilise des systèmes intégré de compensation thermique afin d'améliorer sa précision.

Pour évaluer le comportement thermique de cette machine, RENAULT a mis en place une pièce de référence. Equipée d'un système de mesure du fabricant Renishaw, la machine effectue plusieurs cycles de palpé de la surface de référence. De plus une mesure interne de la température permet de voir la corrélation entre l'évolution thermique et l'évolution de la position. La figure D.2 montre des température et des positions de l'axe Z avec ou sans

compensation thermique. Cette dernière optimise davantage la précision de la machine.

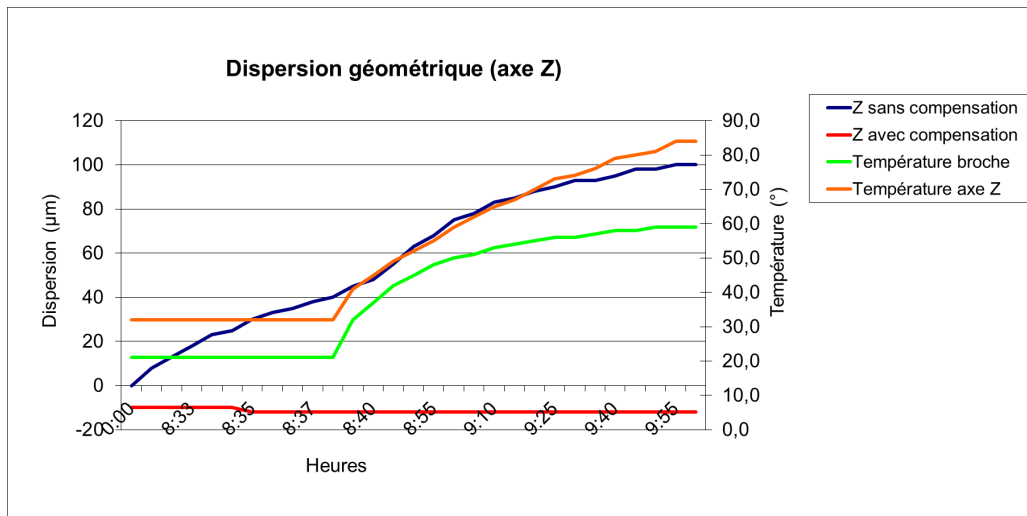


FIGURE D.2 – Influence de la température et la compensation thermique sur l'évolution de l'axe (Z)

Bibliographie

- [Abele *et al.*, 2010] ABELE, E., ALTINTAS, Y. et BRECHER, C. (2010). Machine tool spindle units. *{CIRP} Annals - Manufacturing Technology*, 59(2):781 – 802.
- [Abele et Fiedler, 2004] ABELE, E. et FIEDLER, U. (2004). Creating stability lobe diagrams during milling. *{CIRP} Annals - Manufacturing Technology*, 53(1):309 – 312.
- [Alauddin, 1993] ALAUDDIN, M. (1993). *End milling machinability studies for steel, a nickel-base alloy (inconel 718) and a metal matrix composite*. Thèse de doctorat.
- [Altintas, 2000] ALTINTAS, Y. (2000). Metal cutting mechanics, machine tool vibration and cnc design. *Cambridge University*, 44.
- [Altintas, 2012] ALTINTAS, Y. (2012). *Manufacturing automation, Metal cutting mechanics, Machine tool vibrations, and CNC design*. Cambridge university press, ISBN : 978-1-107-00148-0.
- [Altintas et Budak, 1995] ALTINTAS, Y. et BUDAK, E. (1995). Analytical prediction of stability lobes in milling. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 44:357–362.
- [Altintas *et al.*, 1999] ALTINTAS, Y., ENGIN, S. et BUDAK, E. (1999). Analytical stability prediction and design of variable pitch cutter. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*.
- [Altintas *et al.*, 2008] ALTINTAS, Y., STEPAN, G., MERDOL, D. et DOMBOVARI, Z. (2008). Chatter stability of milling in frequency and discrete time domain. *{CIRP} Journal of Manufacturing Science and Technology*, 1(1):35 – 44.
- [Altintas et Weck, 2004] ALTINTAS, Y. et WECK, M. (2004). Chatter stability of metal cutting and grinding. *{CIRP} Annals - Manufacturing Technology*, 53(2):619 – 642.
- [ANSIASMEB554, 1992] ANSIASMEB554 (1992). *Methods for performance evaluation of computer numerically controlled machining centers*. The American Society of Mechanical Engineers, New York.
- [Bailey, 1975] BAILEY, J. A. (1975). Friction in metal machining mechanical aspects. *Wear*, 31:243–275.
- [Bayly *et al.*, 1999] BAYLY, P. V., METZLER, S. A., YOUNG, K. A. et HALLEY, J. E. (1999). Analysis and simulation of radial chatter in drilling and reaming. *ASME Design Engineering Technical Conference, DETC/VIB8059, Las Vegas, Nevada*.
- [Bissey, 2005] BISSEY, S. (2005). *Développement d'un modèle d'efforts de coupe applicables à des familles d'outils : cas du fraisage des aciers traités*. Thèse de doctorat.
- [Bisu, 2012] BISU, C. (2012). Analyse du comportement dynamique d'une broche de machine-outil. *Mécanique et Industries*, 121/2:459–467.

- [Boulanger *et al.*, 2006] BOULANGER, F., CHEROUTE, G. et JOLIVET, V. (2006). Maîtrise statistique des processus, utilisation des cartes de controle. *Techniques de l'ingénieur*.
- [Brayan, 1982] BRAYAN, B. J. (1982). *Telescoping magnetic ball bar test gage*. The United States Of America As Represented By The United States Department Of Energy, US 06/358,084, US4435905 A.
- [Budak, 2000] BUDAK, E. (2000). Improving productivity and part in milling of titanium based impellers by chatter suppression and force control. *Annals of the CIRP*, 49.
- [Catania et Mancinelli, 2011] CATANIA, G. et MANCINELLI, N. (2011). Theoretical - experimental modeling of milling machines for the prediction of chatter vibration. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 51(4):339 – 348.
- [Cohen-Assouline, 2005] COHEN-ASSOULINE, S. (2005). *Simulation numérique de l'usinage à l'échelle macroscopique : prise en compte d'une pièce déformable*. Thèse de doctorat.
- [Corduan, 2006a] CORDUAN, N. (2006a). *Etude des phénomènes vibratoires en fraisage de finition de plaques minces : application aux aubages de turbines aéronautiques*. Thèse de doctorat.
- [Corduan, 2006b] CORDUAN, N. (2006b). *Etude des phénomènes vibratoires en fraisage de finition de plaques minces : Application aux aubages de turbines aéronautiques*. Thèse de doctorat.
- [Costes, 2010] COSTES, J.-P. (2010). Dynamique de coupe. *Usinage à grande vitesse*, pages 183–258.
- [De Castelbajac *et al.*, 2010] DE CASTELBAJAC, C., RITOU, M., LAPORTE, S., IWANOW, J. P., LE BORGNE, D. et FURET, B. (2010). Analyse de l'exploitation des broches en ugv aéronautique. *6 Assises Machines et Usinage a Grande Vitesse*, pages Cluny, France.
- [Debondie, 2006] DEBONGNIE, J. (2006). *Usinage*. Cefal asbl, ISBN 10 : 2-87130-234-0.
- [Delbressine *et al.*, 2001] DELBRESSINE, G. H. J., van de MOLENGRAFT F. L. M. et G., S. M. J. (2001). Test conditions for machining centres. *P. H. J.*, 30:241–255.
- [DINEN1563, 2005] DINEN1563 (2005). *Deutsches Institut Fur Normung*. ICS 77.080.10.
- [Dombovari *et al.*, 2011] DOMBOVARI, Z., IGLESIAS, A., ZATARAIN, M. et INSPERGER, T. (2011). Prediction of multiple dominant chatter frequencies in milling processes. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 51(6):457 – 464.
- [Ewins, 2000] EWINS, D. (2000). Modal testing theory practice and application. *Research studies press ltd*, page 561pages.
- [Fong, 2000] FONG, F. (2000). Effect of joint stiffness on the dynamic performance of machine tool. *Benstone instruments*.
- [Gagnol, 2006] GAGNOL, V. (2006). *Modelisation du comportement dynamique des electro-broches UGV*. Thèse de doctorat.
- [Gagnol *et al.*, 2011] GAGNOL, V., LE, T.-P. et RAY, P. (2011). Modal identification of spindle-tool unit in high-speed machining. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25(7):2388 – 2398.
- [Geldart, 2003] GELDART, M. (2003). A direct comparison of the machining performance of a variax 5 axis parallel kinematic machining centre with conventional 3 and 5 axis machine tools. *Benstone instruments*, 43:1107–1116.

- [Glavonjic et Milacic, 1988] GLAVONJIC, M. et MILACIC, V. (1988). A pratical procedure for conceptual design and testing of machine tool structure. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*, 4:317–333.
- [Grossi et al., 2014] GROSSI, N., SALLESE, L., SCIPPA, A. et CAMPATELLI, G. (2014). Chatter stability prediction in milling using speed-varying cutting force coefficients. *Procedia {CIRP}*, 14(0):170 – 175. 6th {CIRP} International Conference on High Performance Cutting, {HPC2014}.
- [Gurney, 1961] GURNEY, J.-P. (1961). A graphical method for the determination of the dynamic stability of machine tools, international journal of machine tool design and research. *Benstone instruments*, 1:148–156.
- [Hasting et al., 1980] HASTING, W. F., MATHEW, P. et OXLEY, P. L. B. (1980). A machining theory for predicting chip geometry, cutting forces etc. from material properties and cutting conditions. *Proceedings of the Royal Society of London A Mathematical Physical and Engineering Sciences*, 371:569–587.
- [Hongqi, 2004] HONGQI, L. (2004). Analysis of bearing configuration effects on high speed spindles using an integrated dynamic thermo-mechanical spindle model. *International journal of machine tools and manufacture*, 44:347–364.
- [Insperger et Stéphan, 2002] INSPERGER, T. et STÉPHAN, G. (2002). Semi discretization method for delayed systems. *International journal for numerical method in engineering*, 55:503 à 518.
- [Insperger et Stéphan, 2004] INSPERGER, T. et STÉPHAN, G. (2004). Update semi descritization method for periodic delay-differential equation with discrete delay. *International journal for numerical method in engineering*, 61:117–141.
- [Insperger et al., 2005] INSPERGER, T., STÉPHAN, G. et TURI, J. (2005). Approximate stability charts for milling processes using semi-descritization. *Applied mathematics and computation*.
- [ISO2301, 2012] ISO2301 (2012). *Code d’essai des machines-outils Partie 1 : Exactitude géométrique des machines fonctionnant à vide ou dans des conditions quasi statiques*.
- [ISO2302, 2014] ISO2302 (2014). *Code d’essai des machines-outils Partie 2 : Détermination de l’exactitude et de la répétabilité de positionnement des axes à commande numérique*.
- [ISODIS107917, 2014] ISODIS107917 (2014). Test conditions for machining centers. *Part 7 : Accuracy of a finished test piece*.
- [Jochem et Altintas, 2007] JOCHEM, C. et ALTINTAS, Y. (2007). Generalized modeling of drilling vibrations. part ii : Chatter stability in frequency domain. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 47(9):1474 – 1485. Selected papers from the 2nd International Conference on High Performance Cutting 2nd {CIRP} International Conference on High Performance Cutting.
- [Jones, 1960] JONES, A. (1960). A general theory for elastically constrained ball and roller bearing under arbitrary load and speed conditions. *Journal of Basic Engineering*, 82(0):309 – 320.
- [Kakino et al., 1993] KAKINO, Y., IHARA, Y. et SHINOHARA, A. (1993). *Accuracy inspection of NC Machine Tools by double ball bar methode*. Hanser publishers.

- [Kienzle et Victor, 1957] KIENZLE, O. et VICTOR, H. (1957). Spezifische schnittkrafte bei der metall-bearbeitung. *Werkstattstechnik und Maschinenbau*, 47.
- [Knapp, 1986] KNAPP, W. (1986). *The circular test*. Hrovat, ed., Suisse.
- [Koenig, 2009] KOENIG, J. (2009). *Connaissances et compétences pour la performance industrielle : Intégration des compétences culturelles en production de machines UGV*. Thèse de doctorat.
- [Kolar, 2010] KOLAR, P. (2010). Simulation of dynamic properties of a spindle and tool system coupled with a machine tool frame. *Springer-Verlag London Limited*.
- [Koppka, 2008] KOPPKA, F. (2008). *A contribution to the maximization of productivity and workpiece quality of the reaming process by analyzing its static and dynamic behavior : An analysis with Focus on Automotive Powertrain Production*. Thèse de doctorat.
- [Kraus et al., 1987] KRAUS, J., BLECH, J. et BRAUN, S. G. (1987). Situ determination of rolling bearing stiffness and damping by modal analysis. *J. Vib. Acoust*, 109(3):235–240.
- [Lapujoulade et al., 2002] LAPUJOULADE, F., MABROUKI, T. et RAISSI, K. (2002). Prédiction du comportement vibratoire du fraisage latéral de finition des pièces à parois minces. *Mécaniques et Industries*.
- [Lavernhe, 2006] LAVERNHE, S. (2006). *Prise en compte des contraintes associés au couple MO-CN en génération de trajectoire 5 axes UGV*. Thèse de doctorat.
- [Le Lan, 2007] LE LAN, J. (2007). *Etude de méthode simplifiées pour la simulation de l'usinage à l'échelle macroscopique*. Thèse de doctorat.
- [Lee et Choi, 1997] LEE, D. et CHOI, D. (1997). A dynamic analysis of a flexible rotor in ball bearings with nonlinear stiffness characteristics. *International Journal of Rotating Machinery*, 3(2):73 – 80.
- [Lee et Altintas, 1996] LEE, P. et ALTINTAS, Y. (1996). Prediction of ball end milling forces from orthogonal cutting data. *International journal of machine tool manufacture*, 36:1029 – 1072.
- [Liljerehn et Abrahamsson, 2013] LILJEREHN, A. et ABRAHAMSSON, T. (2013). Experimental analytical substructure model sensitivity analysis for cutting machine chatter prediction. *Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series*, Springer New York: 11–20.
- [Lio et al., 2002] LIO, J., BARRE, P. J. et C.FIORINI (2002). Signature des machines agiles équipées de moteurs linéaires. *Conférence : Machine et usinage à grande vitesse*.
- [Lorong et al., 2008] LORONG, P., COFFIGNAL, G. et COHEN-ASSOULINE, S. (2008). Simulation du comportement dynamique d'un système usinant : modélisation de l'interaction outil/matière en présence d'une pièce flexible. *Mécanique et Industrie*, 9.
- [Lorong et al., 2011] LORONG, P., LARUE, A. et PEREZ DUARTE, A. (Portugal, 2011). Dynamic study of thin wall part turning, in 13th cirp international conference on modeling of machining operations. *Advances Materials Research*, 223:591–599.
- [Marty, 2003] MARTY, A. (2003). *Simulation numérique de l'usinage par outil coupant à l'échelle macroscopique : contribution à la définition géométrique de la surface usinée*. Thèse de doctorat.

- [Masset, 2004] MASSET, L. (2004). *Analyse de gammes d usinage par la méthode des éléments finis*. Thèse de doctorat.
- [Mawussi et Tapie, 2005] MAWUSSI, K. et TAPIE, L. (2005). Définition d une pièce test pour la caractérisation d une machine ugv. *Premier congrès international conception et modélisation des systèmes mécaniques, CMSM*.
- [Mayes et al., 2012] MAYES, R., RIXEN, D., GRIFFITH, D., DE KLERK, D., CHAUHAN, S., VOORMEEREN, S. et ALLEN, M. (2012). *Topics in Experimental Dynamics Substructuring and Wind Turbine Dynamics, Volume 2*. ISBN : 978-1-4614-2421-5.
- [Merritt, 1965] MERRITT, H. (1965). Theory of self-excited machine-tool clatter contribution to machine-tool chatter research. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 87:447–454.
- [Moreau, 2010] MOREAU, V. (2010). *Etude dynamique de l usinage et de l interaction pièce-outil par mesure des déplacements : application au fraisage et au tournage*. Thèse de doctorat.
- [Morita et Yamashita, 2012] MORITA, H. et YAMASHITA, T. (2012). Tracing and visualizing variation of chatter for in-process identification of preferred spindle speeds. *Procedia {CIRP}*, 4(0):11 – 16. 3rd {CIRP} Conference on Process Machine Interactions.
- [NFE601727, 1998] NFE601727 (1998). Test conditions for machining centres. *Part 7 : Accuracy of a finished test piece*.
- [NFE60181, 2001] NFE60181 (2001). *Moyens de production, Conditions de réception, Méthode d évaluation de l aptitude à réaliser des pièces*.
- [NFX06033, 1995] NFX06033 (1995). *Aptitude des moyens de production et des processus de fabrication, Généralités*.
- [Palpandian et al., 2013] PALPANDIAN, P., PRABHU RAJA, V. et SATISH BABU, S. (2013). Stability lobe diagram for high speed machining processes :comparison of experimental and analytical methods, a review. *International Journal of Innovative Research in Science, Engineering and Technology*, 2:ISSN : 2319–875.
- [Pateloup, 2011] PATELOUP, S. (2011). *Modélisations et aptitudes à l emploi des machines outils à structure parallèle : vers une optimisation dirigée du processus*. Thèse de doctorat.
- [Petropoulos et al., 2005] PETROPOULOS, G., NTZIANZIAS, I. et ANGHEL, C. (Athens 2005). A predictive model of cutting force in turning using taguchi and response surface techniques. *International Conference on Experiments, Process, System Modeling, Simulation, Optimization*.
- [Prevost, 2011] PREVOST, D. (2011). *Modélisation avancée du couple Machine Outil, Commande Numérique dans un contexte UGV pour l optimisation du calcul de trajectoires multi axes*. Thèse de doctorat.
- [Pritschow et al., 2002] PRITSCHOW, G., EPPLER, C. et GARBER, T. (2002). Définition d une pièce test pour la caractérisation d une machine ugv. *Influence of the dynamic stiffness on the accuracy of PKM, 3rd Chemnitz Parallel Kinematic Seminar, Chemnitz, Allemagne*, pages 313–333.
- [Quintana, 2008] QUINTANA, G. (2008). A new experimental methodology for identification of stability lobes diagram in milling operations. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 48:1637–1645.

- [Ramesh *et al.*, 2000] RAMESH, R., MANNAN, M. et POO, A. (2000). Error compensation in machine tools, a review. part 2, thermal errors. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 40(9):1257 – 1284.
- [Rivière-Lorphèvre, 2007] RIVIÈRE-LORPHEVRE, E. (2007). *Etude et simulation de procedes de fraisage grande vitesse : efforts de coupe, stabilite, etats de surface*. Thèse de doctorat.
- [Robert, 2006] ROBERT, E. (2006). Usinage à grande vitesse. *Technique du IIIe millénaire, Machine outil*.
- [Sachot, 1995] SACHOT, M. (1995). Fraiseuses et centres d'usinage. *Techniques de l'ingénieur*.
- [Sadek et Tobias, 1970] SADEK, M. M. et TOBIAS, S. A. (1970). Comparative dynamic acceptance tests for machine tools applied to horizontal milling machines. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 185:319–337.
- [Seguy, 2008] SEGUY, S. (2008). *De l'adaptation à la variation continue de la vitesse de roche afin de contrôler le broutement en fraisage de parois minces : Modélisation et étude expérimentale*. Thèse de doctorat.
- [Sheng *et al.*, 2014] SHENG, X., LI, B., WU, Z. et LI, H. (2014). Calculation of ball bearing speed-varying stiffness. *Mechanism and Machine Theory*, 81(0):166 – 180.
- [Tajalli *et al.*, 2014] TAJALLI, S., MOVAHHEDY, M. et AKBARI, J. (2014). Chatter instability analysis of spinning micro-end mill with process damping effect via semi-discretization approach. *Acta Mechanica*, 225(3):715–734.
- [Taylor, 1907] TAYLOR, F. W. (1907). On the art of cutting metals. *Transactions of the ASME*, 28:31–350.
- [Terrier *et al.*, 2004] TERRIER, M., DUAGAS, A. et HASCOET, J. (2004). Qualification of parallel kinematics machines in high-speed milling on free form surfaces. *International journal of machine tools and manufacture*, 44:865 – 877.
- [Thevenot, 2005] THEVENOT, V. (2005). *Contribution à la maîtrise des phénomènes vibratoires en usinage de parois minces : Application à l'usinage de pales aeronautiques*. Thèse de doctorat.
- [Tian *et al.*, 2011] TIAN, H., LI, B., LIU, H., MAO, K., PENG, F. et HUANG, X. (2011). A new method of virtual material hypothesis-based dynamic modeling on fixed joint interface in machine tools. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 51:239–249.
- [Tlustý, 1957] TLUSTÝ, J. (1957). Beispiele der behandlung der selbsterregten schwingung der werkzeugmaschinen. *FoKoMa, Hanser Verlag*.
- [Tlustý et Polacek, 1963] TLUSTÝ, J. et POLACEK, M. (1963). The stability of the machine tool against self-excited vibration in machining. *Proceedings of the International Research in Production Engineering Conference, ASME Press, Pittsburgh*, pages 465–474.
- [Tlustý et Spacek, 1954a] TLUSTÝ, J. et SPACEK, L. (1954a). Self-excited vibrations on machine tools. *Publication of the Czech Academy of Sciences (Nakl. CSAV in Czech)*.
- [Tlustý et Spacek, 1954b] TLUSTÝ, J. et SPACEK, L. (1954b). Self-excited vibrations on machine tools. *Nakl. CSAV, Prague, Czech Republic*.
- [Tobias, 1965] TOBIAS, S. (1965). Machine tool vibration. *Blackies and Son*, London.
- [Tobias et Fishwick, 1958] TOBIAS, S. et FISHWICK, W. (1958). Theory of regenerative machine tool chatter. *Engineer*, 205:199–203.

- [Tobias, 1962] TOBIAS, S.-A. (1962). Dynamic acceptance tests for machine tools. *International Journal of Machine Tool Design and Research*, 2:267–280.
- [Wang, 1996] WANG, J. (1996). Suppression of chatter vibration of a cnc machine center an exemple. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 10:551–560.
- [Yeh et Liou, 1999] YEH, J. et LIOU, F. (1999). Contact condition modelling for machining fixture setup processes. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 39:787–803.
- [Yuce *et al.*, 1983] YUCE, M., SADEK, M. et TOBIAS, S. (1983). Pulse excitation technique for determining frequency response of machine tools using an on-line minicomputer and a non-contacting electromagnetic exciter. *International Journal of Machine Tool Design and Research*, 23:39–51.
- [Zaghebani, 2009] ZAGHBANI, I. (2009). Estimation of machine-tool dynamic parameters during machining operation through operational modal analysis. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 49:947–957.

Qualification dynamique de l'ensemble outil-machine : Application au fraisage et à l'alésage.

RESUME : Le centre d'usinage est un moyen de production onéreux. Son impact direct sur la qualité des pièces produites, rend de son audit une opération délicate et complexe.

L'objectif des travaux s'intègre dans cette démarche globale. Il consiste à concevoir, pour des cas industriels, des méthodes et des outils de caractérisation statique, et dynamique des moyens d'usinage. Il s'agit de savoir caractériser de manière indépendante le comportement dynamique de la machine et de l'outil afin de juger son aptitude à accomplir des usinages conformes. Dans la démarche qui sera présentée dans ce mémoire de thèse, les développements ont été orientés sur le comportement dynamique du système usinant Couple : Broche/Outil.

Mots clés : Qualification machine, vibration, broutement, simulation, fraisage, alésage

Machine and tool dynamic acceptance qualification: Application on milling and reaming process

ABSTRACT: Machining centers are very costly. They have a direct impact on the produced parts quality. This fact makes of its audit a complex and important operation.

The aim of this work is to develop, for industrial cases, methods for the static and the dynamic qualification of machining centers.

It is proposed to apply a methodology in order to evaluate the ability of different machining systems (Spindle/Tool) to run a machining operation in a stable way. The proposed methodologies are based on an experimental measurement of the dynamic behavior for the system including the spindle and the tool holder. Then, by coupling frequencies response functions, a new system (Spindle/Tool) FRF is predicted at the tool tip. Finally, the critical depth of cut is analytically calculated from the eigenvalues of the characteristic equation of the dynamic machining process.

Keywords : Acceptance, vibration, chatter, simulation, milling, reaming