



HAL
open science

Modélisation du procédé de perçage assisté par vibrations forcées : prise en compte de l'environnement Pièce-Outil-Machine.

Mathieu Ladonne

► **To cite this version:**

Mathieu Ladonne. Modélisation du procédé de perçage assisté par vibrations forcées : prise en compte de l'environnement Pièce-Outil-Machine.. Génie mécanique [physics.class-ph]. Ecole nationale supérieure d'arts et métiers - ENSAM, 2016. Français. NNT : 2016ENAM0006 . tel-02612216

HAL Id: tel-02612216

<https://pastel.hal.science/tel-02612216>

Submitted on 19 May 2020

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 : Sciences 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 “ Génie-Mécanique ”

présentée et soutenue publiquement par

Mathieu LADONNE

le 1^{er} avril 2016

**Modélisation du procédé de perçage assisté par vibrations forcées :
prise en compte de l'environnement Pièce-Outil-Machine**

**Confidentiel
Jusqu'au 1 avril 2019**

Directeurs de thèse : **Olivier CAHUC, Yann LANDON**

Co-encadrement de la thèse : **Mehdi Cherif, Jean Yves K'Nevez, Côme de Castelbajac**

Jury

M. Henri PARIS, Professeur des universités, G-SCOP, Université Joseph Fourier
Mme Hélène CHANAL, Maître de conférences HDR, Institut Pascal, SIGMA Clermont
M. Gilles DESSEIN, Professeur des universités, LGP, ENI Tarbes
M. Philippe DARNIS, Professeur des universités, I2M, Université de Bordeaux
M. Georges F. MORARU, Maître de conférences, LSIS, Arts et Métiers ParisTech
M. Olivier CAHUC, Professeur des universités, I2M, Université de Bordeaux
M. Yann LANDON, Maître de conférences HDR, ICA, Université Toulouse 3
M. Jean Yves K'NEVEZ, Maître de conférences, I2M, Université de Bordeaux
M. Mehdi CHERIF, Maître de conférences, I2M, Université de Bordeaux
M. Côme de CASTELBAJAC, Docteur, MITIS SAS

Président
Rapporteur
Rapporteur
Examinateur
Examinateur
Examinateur
Examinateur
Invité
Invité

**T
H
È
S
E**

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier Gilles Dessein et Hélène Chanal d'avoir accepté la charge de rapporteur de ces travaux. Je tiens également à remercier Henri Paris, George Moraru et Philippe Darnis en leur qualité d'examineur. Durant ces trois années, les rencontres avec les membres du jury m'ont permis d'apprécier la richesse de leurs travaux, leur expertise et la pertinence de leurs questions. Leur participation à l'évaluation de mes travaux est pour moi un honneur.

Je remercie mes deux directeurs de thèse Olivier Cahuc et Yann Landon. Leur soutien, leur confiance, leurs connaissances, et leur implication ont été des atouts pour bâtir ce beau projet. Je remercie mes co-encadrants universitaires Mehdi Chérif et Jean Yves K'nevez. Je les remercie pour leur regard éclairé sur ce sujet, pour les échanges qui m'ont fait avancer, leur disponibilité, leur réactivité, mais également pour leur sympathie. La réussite de ces travaux repose en grande partie sur la qualité de l'équipe encadrante avec laquelle il fut plaisant de travailler.

Je tiens à remercier Côme de Castelbajac, mon encadrant industriel, pour la supervision de mes travaux au sein de l'entreprise, pour l'ensemble de ses conseils, sa bienveillance, ses qualités humaines et son rappel régulier des véritables priorités.

Je tiens à remercier les sociétés Diager Industrie et Seco Tools pour leur collaboration dans la communication des fichiers de conception des outils employés dans ces travaux.

Je tiens à remercier monsieur Frédéric Rodier en sa qualité de Président de la société MITIS pour l'accueil qui m'a été fait et pour sa confiance durant ces trois années. Sa gestion de l'entreprise favorise l'expression de la grande technicité de l'équipe et permet de conserver une ambiance familiale plaisante. Je remercie également Sylvain Laporte, directeur scientifique et technique, pour sa clairvoyance technique et ses connaissances scientifiques qui lui permettent d'apporter des réponses simples à des problèmes complexes. Je remercie l'ensemble de l'équipe à savoir Dimitri, Gaël, Sandra, Frédéric, Philippe, Sébastien, Maëlllys et Alexis, pour leur collaboration et leur convivialité. Je remercie particulièrement Julian, voisin de bureau depuis mes débuts, qui par sa grande expérience sur le procédé a su m'apporter un grand nombre de réponses à des questions parfois absurdes. J'espère que la lecture de cette thèse lui permettra de valider l'hypothèse sur la qualité de mes travaux.

Je remercie l'ensemble des équipes des laboratoires I2M et ICA, pour leur collaboration, les échanges techniques ou la bonne ambiance partagée. Je pense particulièrement à John, Vivien, Jeremy, Wadii, Quentin, Paul, Christophe, Hortense, Emilio, Gaylord, Cassiopée et Catherine. Je tiens à remercier tout particulièrement « Monsieur Goossens », un de mes enseignants de Master qui, un jour au détour d'un couloir, m'a interpellé par un : « Eh Ladonne ! Ça vous intéresserait de faire une thèse ? ». Professeur devenu ensuite François, collègue et voisin de bureau à l'I2M.

Enfin, je tiens à remercier Audrey, mon épouse, pour son soutien, sa patience et son écoute même si le sujet abordé dans cette thèse ne l'a jamais passionné...

Sommaire

Remerciements.....	3
Sommaire.....	5
Glossaire	9
Introduction.....	13
Chapitre I : Etat de l'art et cadre de l'étude	17
I-1. Le perçage assisté par vibrations.....	18
I-1-1. Les moyens de perçage	18
I-1-2. Le perçage conventionnel.....	23
I-1-3. Le perçage assisté par vibrations.....	29
I-2. Modélisation du procédé de perçage assisté par vibrations.....	36
I-2-1. Trajectoire des arêtes de coupe	36
I-2-2. Hauteur de coupe et régénération de la surface	36
I-2-3. Talonage	39
I-2-4. Modélisation des efforts.....	41
I-2-5. Comportement dynamique	45
I-2-6. Les limites de la modélisation du perçage assisté par vibrations.....	46
I-3. Suivi d'une opération de perçage.....	49
I-3-1. Observation copeaux.....	49
I-3-2. Usures des outils.....	49
I-3-3. Bruit et vibrations	50
I-3-4. Températures	50
I-3-5. Effort, couple et puissance	51
I-3-6. Déplacements.....	55
I-3-7. Qualité des trous percés.....	56
I-3-8. Bilan	56
I-4. Problématique scientifique et cadre de la thèse.....	57
Chapitre II : Modélisation dynamique du procédé de perçage assisté par vibrations.....	59
II-1. Démarche générale de modélisation	60
II-1-1. Paramètres d'entrée.....	60
II-1-2. Environnement du procédé.....	61
II-1-3. Paramètres de sortie	62
II-1-4. Structure et fonctionnement du modèle	62
II-2. Cinématique de l'outil	66
II-2-1. Etude de la cinématique du dispositif d'assistance par vibrations	67
II-2-2. Etude de la cinématique de l'ensemble usinant	73
II-2-3. Etude de la cinématique des parties actives de l'outil	75
II-3. Interactions outil-matière	77
II-3-1. Module de Coupe	77
II-3-2. Phénomènes de talonnage et d'indentation.....	87
II-3-3. Sollicitations mécaniques	92
II-3-4. Bilan	94
II-4. Dynamique.....	95
II-4-1. Dynamique de l'ensemble usinant	95
II-4-2. Méthode d'intégration numérique	100
II-4-3. Bilan	104
II-5. Fractionnement des copeaux	107
II-6. Bilan sur la modélisation	109

Chapitre III : Identification de l'environnement Pièce-Outil-Machine	111
III-1. Moyens expérimentaux.....	112
III-1-1. Environnement expérimental.....	112
III-1-2. Instrumentation.....	114
III-1-3. Paramètres opératoires et notation des figures	116
III-2. Identification de l'outil	118
III-2-1. Géométrie théorique des outils	118
III-2-2. Résultats de la mesure	119
III-2-3. Mesure des outils	120
III-2-4. Conclusion sur l'identification des outils.....	121
III-3. Identification des interactions outil/matière	122
III-3-1. Protocole expérimental.....	122
III-3-2. Résultats et traitement.....	123
III-3-3. Analyse des résultats.....	124
III-3-4. Identification de la hauteur de refus de coupe	126
III-3-5. Modèle d'effort en coupe.....	128
III-3-6. Modèle d'efforts en talonnage.....	130
III-3-7. Conclusion sur l'identification des interactions Outil-Matière	132
III-4. Identification de la dynamique de la machine	133
III-4-1. Comportement du système de fixation de la pièce	133
III-4-2. Comportement de la broche et du porte-outil.....	137
III-4-3. Conclusion sur l'identification du comportement dynamique de la Machine.....	146
III-5. Conclusions sur l'identification de l'environnement.....	147
Chapitre IV : Confrontation expérimentale	149
IV-1. Comparaison modèle cinématique et expérience	150
IV-1-1. Conditions cinématiques permettant le fractionnement.....	150
IV-1-1. Exploration du plan de fractionnement expérimental	152
IV-1-2. Comparaison de la limite de fractionnement des copeaux.....	154
IV-1-3. Remarque sur la morphologie des copeaux.....	156
IV-1-4. Evaluation du comportement dynamique.....	157
IV-1-5. Bilan	159
IV-2. Comparaison modèle dynamique et expérience	160
IV-2-1. Protocole expérimental	160
IV-2-2. Observations préliminaires.....	161
IV-2-3. Prédiction des efforts	164
IV-2-4. Prédiction du comportement dynamique du système usinant.....	170
IV-2-5. Prédiction de la fragmentation des copeaux.....	174
IV-2-6. Bilan de la comparaison.....	178
IV-3. Evaluation de la capacité de transposition du modèle	180
IV-3-1. Modification de l'environnement.....	180
IV-3-2. Résultats de la simulation.....	183
IV-3-3. Comparaison et analyse	185
IV-3-4. Conclusion sur la transposition du modèle	188
IV-4. Bilan de la campagne expérimentale	189
Conclusions et perspectives	191
Références.....	195
Annexe 1 : Capabilité de la platine de mesure d'effort axial	203
Annexe 2 : Condition de fonctionnement de l'outil 1	205
Annexe 3 : Identification de la raideur statique des porte-outils.....	207
Annexe 4 : Table de notation des copeaux	210

Glossaire

Dans le mémoire suivant, nous emploierons la notation suivante :

Symbole	Libellé	Unité
A	Amplitude crête-à-crête des oscillations générées par le dispositif vibratoire	(mm)
A_l	Amplitude crête-à-crête des lobes des bagues ondulées	(mm)
D_{outil}	Diamètre de l'outil	(mm)
$e_{c,o}(r)$	Épaisseur de coupe au point considéré dans le plan (P_o)	(mm)
$e_{n,f}(t, r)$	Épaisseur de coupe instantanée suivant la normale à la vitesse, au point considéré, dans le plan (P_f).	(mm)
f	Avance par tour de la broche de la machine.	(mm/tr)
f_z	Avance à la dent	(mm/tr)
F_c	Effort axial dû à la coupe	(N)
F_t	Effort axial dû au talonnage	(N)
F_z	Effort axial total	(N)
$h_{coupe}(t, i, r)$	Hauteur de coupe à l'instant (t) au point de position radiale (r) de l'arête (i).	(mm)
$h_{pénétration}(t, i, r)$	Hauteur de pénétration à l'instant (t) au point de position radiale (r) de l'arête (i).	(mm)
h_{refus}	Hauteur de refus de coupe	(mm)
N	Fréquence de rotation de la broche de la machine.	(tr/min)
N_z	Nombre de dents de l'outil employé.	(-)
p	Demi-angle de pointe de l'outil	(rad)
V_c	Vitesse de coupe	(m/min)
V_f	Vitesse d'avance	(mm/min)
$V_z(r)$	Vitesse axiale au point considéré de l'outil	(mm/s)
$V_\theta(r)$	Vitesse tangentielle au point considéré de l'outil	(mm/s)
$\overrightarrow{V_{outil}(t, r)}$	Vitesse résultante de l'outil au point considéré	(mm/s)
$V_{talonnage}$	Volume de talonnage (intersection entre la dépouille et la surface)	(mm ³)
W	Nombre d'oscillations générées par le dispositif vibratoire par tour d'outil	(-/tr)
$S_p(t)$	Section de pénétration instantanée	(mm ²)
$Z_{outil}(t, i, r)$	Position axiale à l'instant (t) du point de position radiale (r) de l'arête (i) de l'outil par rapport à la surface initiale de la pièce.	(mm)
$Z_{surface}(t, r, \theta)$	Position axiale à l'instant (t) du point de position radiale (r) et de position angulaire (θ) de la surface par rapport à la surface initiale de la pièce.	(mm)
$\alpha_f(i, r)$	Angle de dépouille de l'outil dans le plan (P_f) au point de position radiale (r) sur l'arête (i) de l'outil.	(rad)
$\gamma_f(i, r)$	Angle de coupe de l'outil dans le plan (P_f) au point de position radiale (r) sur l'arête (i) de l'outil.	(rad)
$\eta_f(t, i, r)$	Angle de plongée instantané dans le plan (P_f) au point de position radiale (r) sur l'arête (i) de l'outil.	(rad)
$\theta_{outil}(t, i, r)$	Position angulaire à l'instant (t) du point de position radiale (r) de l'arête (i) de l'outil.	(rad)
ν	Fréquence des oscillations générées par le dispositif vibratoire	(Hz)
$\nu_{rotation}$	Fréquence de rotation de l'outil	(Hz)

Dans ce mémoire nous utiliserons les abréviations suivantes :

Abréviation	Libellé
CAM	Couple Arête-Matière
CFRP	Carbon Fiber Reinforced Plastic (Composite à Fibre de Carbone)
COM	Couple Outil-Matière
MOCN	Machine-Outil à Commande Numérique
PAV	Perçage Assisté par Vibrations
PAVF	Perçage Assisté par vibrations Forcées (à basse fréquence)
PAVU	Perçage Assisté par Vibrations Ultrasoniques
PC	Perçage conventionnel
PCD	PolyCrystalline Diamond (Diamant poly-cristallin synthétique)
PVAE	Perçage vibratoire auto-entretenu
UPA	Unité de perçage automatique

Introduction

La fabrication de pièces métalliques pour l'industrie est en perpétuelle évolution. Les moyens de mise en forme évoluent pour gagner en productivité et en rendement énergétique. De nouveaux moyens voient le jour et offrent de nouvelles possibilités, à l'image des procédés additifs communément appelés « impression 3D ». Ainsi, pour obtenir la forme souhaitée, il est envisageable d'enlever de la matière d'une pièce plus volumineuse (usinage), d'ajouter de la matière pour créer un volume (fonderie, frittage, procédés additifs), ou de déformer la matière pour en modifier la forme (formage, forgeage, emboutissage, pliage, etc. ...). Quelle que soit la stratégie adoptée, une opération de finition est souvent nécessaire sur les surfaces fonctionnelles de la pièce pour respecter les exigences de conception du produit. L'usinage est alors le procédé employé pour la finition des pièces. Donc, malgré l'évolution des procédés de mise en forme, l'usinage conserve une place importante dans les processus de fabrication de pièces métalliques (Felder 2008). Dans cette catégorie, on peut citer trois procédés courants dans l'industrie mécanique :

- Le fraisage ;
- Le tournage ;
- Le perçage.



Figure I-1 : Illustrations des principaux procédés d'usinage par outils coupants (Crédit Photo : Sandvik-Coromant).

Nous nous intéresserons dans le cadre de ce mémoire au procédé de perçage. Cette opération représente environ un tiers du nombre d'opérations d'usinage dans le monde (Moraru 2014). Mais malgré la simplicité apparente, la maîtrise de l'opération de perçage n'est pas triviale. En effet, en raison du confinement de l'opération et de la continuité de la coupe, l'évacuation de la chaleur et des copeaux générés est délicate (Figure I-1). Une mauvaise évacuation de la chaleur ou des copeaux peut entraîner une dégradation de l'outil et de la pièce, ce qui génère des surcoûts de production. Cette opération qui intervient souvent en fin de gamme de fabrication sur des pièces à fortes valeurs ajoutées est stratégique. Sur un aéronef tel que l'Airbus A380, on compte plus d'un million d'opérations de perçage dans les phases d'assemblage des différents éléments de structure. On comprend que la fiabilité du procédé et la maîtrise du coût de l'opération est cruciale. Il y a donc un enjeu majeur dans l'optimisation de ce procédé pour gagner en productivité, en fiabilité ou même en faisabilité dans certains cas critiques.

Parmi les pistes d'amélioration de ce procédé, nous nous intéressons dans le cadre de cette étude à l'assistance vibratoire en perçage. Le principe consiste à ajouter une oscillation axiale au mouvement conventionnel d'avance. Cela permet de modifier les conditions de coupe instantanées en bout d'outil, pour favoriser le fractionnement des copeaux. Si ces derniers sont plus petits, ils sont alors plus faciles à évacuer. Il est ainsi possible de fiabiliser l'évacuation des copeaux en optimisant leur morphologie (taille, profil, etc.).

Mais la mise en place du procédé de perçage assisté par vibrations nécessite la détermination de deux nouveaux paramètres (fréquence, amplitude) en accord avec les paramètres opératoires conventionnels

(vitesse de coupe et avance). La détermination des paramètres opératoires optimaux n'est donc pas aisée. La modélisation est alors un outil permettant une meilleure compréhension du procédé. Il est possible d'estimer le comportement du procédé en fonction des conditions opératoires. Cependant, il apparaît que les modèles actuels basés sur des considérations purement cinématiques ne permettent pas d'identifier précisément le comportement lors de l'usinage vibratoire. Les résultats de ces modèles ne sont valables que pour des outils et des matériaux donnés dans des environnements d'essais considérés comme parfaitement rigides. Il est alors nécessaire de procéder à des campagnes d'essais coûteuses afin d'adapter les conditions opératoires à chaque cas d'application.

L'objectif de ces travaux est le développement d'un nouvel outil d'aide au paramétrage du procédé de perçage assisté par vibrations. Pour y répondre, ce mémoire présente une modélisation du procédé tenant compte de tout l'environnement « Pièce-Outil-Machine ». Le modèle ainsi développé permet de prendre en considération la géométrie de l'outil employé, les spécificités des interactions « Outil-Matière » et le comportement dynamique de l'ensemble de la Machine.

Cette thèse s'inscrit dans le cadre d'un partenariat de recherche université-industrie entre l'Institut de Mécanique et d'Ingénierie de Bordeaux, l'Institut Clément Ader de Toulouse et la société MITIS SAS. L'enjeu de ces travaux est d'une part d'enrichir les connaissances sur ce procédé et de faire évoluer les modélisations précédemment développées au sein des deux laboratoires. D'autre part, dans le cadre de la collaboration industrielle, un autre enjeu est la proposition d'un simulateur du procédé permettant la simplification des démarches d'optimisation des paramètres opératoires.

Le présent mémoire est organisé de la façon suivante :

- Le premier chapitre est consacré à une étude bibliographique du procédé de perçage assisté par vibrations. Un état de l'art des études et modélisations du procédé de perçage assisté par vibrations permet de mettre en évidence les verrous scientifiques à lever pour développer une modélisation plus fine du procédé.
- Le chapitre II présente le contenu théorique des travaux qui ont été menés durant cette thèse. Le modèle dynamique développé est présenté. Les entrées, les sorties et les paramètres de l'environnement « Pièce-Outil-Machine » sont exposés. Un passage en revue des différents modules constituant le modèle permet d'expliquer la modélisation faite de chaque phénomène intervenant en perçage assisté par vibrations.
- Le chapitre III propose un protocole d'identification de l'environnement « Pièce-Outil-Machine ». Dans un premier temps la méthode de caractérisation de la géométrie de l'outil est présentée. Afin de tenir compte des spécificités du couple « Outil-Matière », une identification empirique des interactions est ensuite proposée. Enfin l'analyse dynamique de la Machine permet d'intégrer le comportement du système usinant.
- Le quatrième et dernier chapitre présente une confrontation entre les résultats issus du modèle et ceux obtenus expérimentalement. Ce chapitre permet de valider la modélisation proposée et d'évaluer la capacité de transposition du modèle d'un environnement « Pièce-Outil-Machine » à l'autre.

En conclusion, un bilan met en lumière les apports scientifiques de ces travaux et permet de proposer des perspectives de recherche à explorer.

Chapitre I : Etat de l'art et cadre de l'étude

L'objectif de ces travaux de thèse est de fournir un outil d'aide au paramétrage de l'opération de perçage assisté par vibrations qui tienne compte de la cinématique du porte-outil vibratoire et des caractéristiques dynamiques du système usinant. Du point de vue de l'état de l'art, il convient tout d'abord d'expliquer la nécessité de cette modélisation au regard des connaissances actuelles sur cette thématique. De même, afin de comprendre l'intérêt du perçage assisté par vibrations, il est intéressant d'étudier le phénomène de la coupe des métaux et son application au perçage. Cela permet de comprendre les limites que rencontrent encore les différentes modélisations existantes de ce procédé. Cela permet également de mettre en lumière les différents phénomènes intervenant lors de l'opération, pour les représenter ensuite fidèlement. Il est également nécessaire d'étudier les travaux menés sur la modélisation du perçage et du perçage assisté par vibrations afin de comprendre quelles sont les difficultés rencontrées et les verrous scientifiques à lever. L'observation du procédé et la validation d'un modèle nécessitent la mise en place d'essais instrumentés pour observer le comportement du procédé. Nous présenterons ainsi également les méthodes de suivi du procédé de perçage utilisées.

Dans ce premier chapitre, nous étudions les différents points nécessaires à la compréhension du procédé et des phénomènes à modéliser. Le procédé de perçage assisté par vibrations sera d'abord présenté. Les moyens de mise en œuvre du procédé existants seront exposés. Les conditions de coupe en perçage seront également rappelées afin de mettre en lumière les difficultés d'une telle opération. Enfin l'assistance par vibration sera présentée en détail. Les différentes approches et les technologies existantes seront exposées. Les différents travaux de modélisation du procédé permettant de comprendre les spécificités de la coupe dynamique sont ensuite analysés. L'étude de ces modèles nous permet d'établir les limites actuelles dans la prédiction du comportement du procédé. Dans un troisième temps, un panorama des techniques de suivi du procédé de perçage sera présenté. Enfin, une synthèse est proposée pour définir le cadre de la modélisation développée.

I-1. Le perçage assisté par vibrations

Dans ces travaux, nous nous intéressons au procédé de perçage assisté par vibrations qui repose sur l'ajout d'une oscillation axiale au mouvement de translation (Figure I-1). Nous ferons donc la distinction entre « Perçage Conventionnel » (PC) et « Perçage Assisté par Vibrations » (PAV). Dans le premier cas, la vitesse de rotation et la vitesse de translation sont maintenues constantes au cours de l'opération de perçage, générant un copeau continu. Dans le second cas, la modification de la cinématique permet de faire évoluer les conditions de coupe instantanées et d'agir en conséquence sur la formation des copeaux.

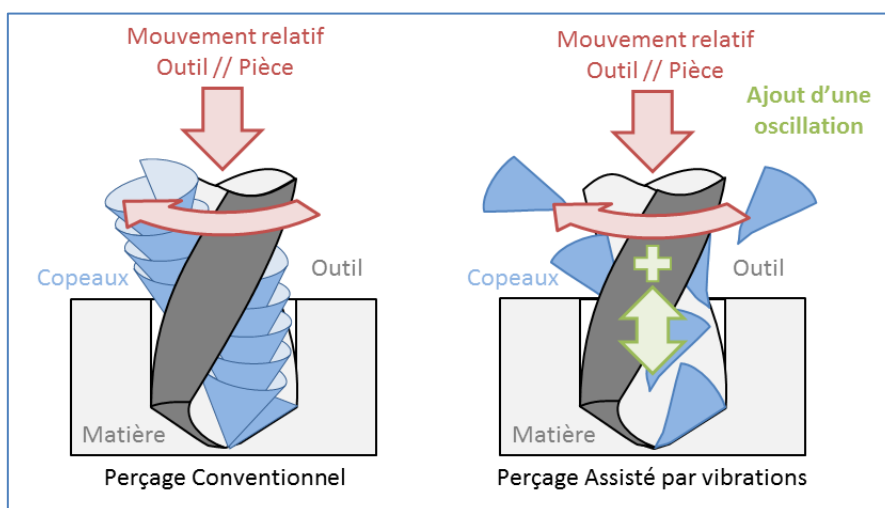


Figure I-1 : Distinction entre perçage conventionnel et perçage assisté par vibrations.

I-1-1. Les moyens de perçage

Avant d'aborder les principes et le fonctionnement du perçage conventionnel et du perçage assisté par vibrations, il est nécessaire d'évoquer les moyens communs permettant la mise en œuvre de ce procédé. Dans cette partie, il sera fait un rapide rappel du principe même de la coupe en usinage. Les machines, les outils et les spécificités du matériau étudié seront présentés. Enfin, nous évoquerons les méthodes de lubrification de la coupe en perçage. Cette partie permet de resituer la coupe en perçage dans son environnement « Pièce-Outil-Machine ».

A. Rappels sur la coupe des métaux

En usinage, la coupe est obtenue par le déplacement relatif d'un outil par rapport à la pièce à usiner. Ce mouvement est caractérisé par la combinaison de la vitesse de coupe et de la vitesse d'avance. L'outil, en pénétrant dans la matière, génère des contraintes de cisaillement. Si ces contraintes sont supérieures à la limite d'élasticité du matériau, il y a alors déformation plastique de la matière. Le cisaillement principal s'opère dans une zone située entre la pointe de l'outil et la surface libre de la matière (Figure I-2). La partie de la matière qui est contrainte dans son écoulement à s'éloigner de la zone de coupe constitue le copeau.

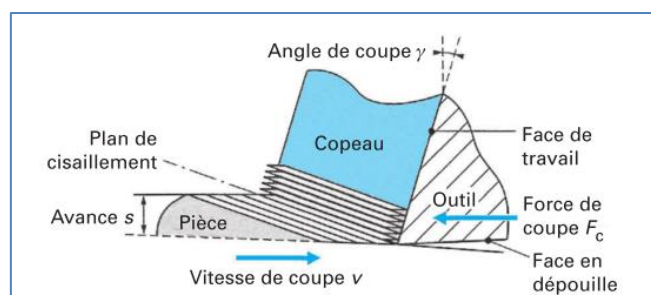


Figure I-2 : Schématisation de la zone de cisaillement de la matière (Felder 2008).

B. Machine

Dans l'industrie mécanique et plus particulièrement dans le secteur aéronautique, les moyens les plus couramment utilisés sont (Figure I-3) :

- Les Machines-Outils à Commande Numérique (MOCN). Il s'agit de machines automatisées permettant une grande productivité. Les structures de ce type de machine admettent des rigidités très importantes (Cheng 2009). Les structures des machines spécifiques pour l'Usinage à Grande Vitesse (UGV) sont généralement moins rigides en raison de la dynamique nécessaire aux déplacements (Geldart et al. 2003; Chanal et al. 2006) ;
- Les Robots d'usinage. Ils offrent une grande flexibilité d'utilisation en raison de la grande diversité des mouvements qu'il est possible d'effectuer. Cependant ces moyens présentent une rigidité moins importante qu'une MOCN (Dumas et al. 2010) ;
- Les Unités de Perçage Automatiques (UPA). Il s'agit de machines pneumatiques ou électriques manuelles. Leur positionnement se fait par le biais d'une grille de perçage fixée sur la pièce et qui permet la fixation de la machine en face de chaque trou à percer. Ce type de machine est adapté aux pièces dont l'accessibilité est limitée ou aux pièces de très grandes dimensions. La rigidité du système dépend alors grandement de la géométrie des grilles de perçage et de la position de la machine sur la grille (Jallageas 2013).



Figure I-3 : Machines industrielles de perçage.

La machine sélectionnée et le maintien en position de la pièce conditionnent la rigidité de la chaîne cinématique liant la pièce à l'outil.

C. Les outils de perçage

La réalisation d'une opération de perçage nécessite un outil adapté. Il existe une grande diversité d'outils de perçage (Figure I-4).

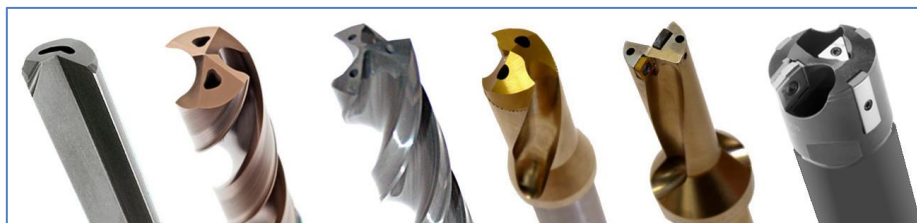


Figure I-4 : Illustration de la diversité des forets employés industriellement en perçage.

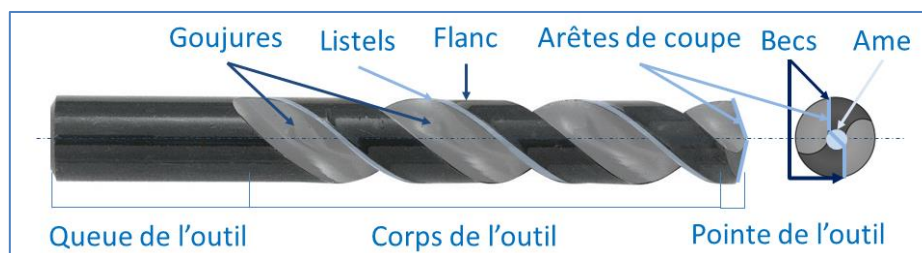


Figure I-5 : Descriptif général d'un foret.

Malgré la grande diversité des outils employés en perçage, on retrouve un certain nombre d'éléments communs nécessaires au bon fonctionnement du procédé. On peut distinguer 3 grandes parties dans un outil de perçage : la queue, le corps et la pointe. Chaque partie présente différentes surfaces ou arêtes assurant une fonction différente (Jallageas 2013). On trouve ainsi :

- Les arêtes de coupe : situées au niveau de la pointe de l'outil, formées par l'affûtage des faces de coupe et de dépouille, il s'agit de la partie active de l'outil. Elles permettent la coupe et la formation des copeaux. Sur certains outils dits « étagés », l'arête de coupe est répartie de façon discontinue sur la longueur de l'outil. L'angle de pointe formé entre les différentes arêtes de coupe assure le centrage de l'outil dans l'axe du trou ;
- Les becs : Il s'agit des extrémités des arêtes de coupe en périphérie. C'est la partie de l'outil formant l'ébauche des parois du trou ;
- Les goujures : Il s'agit des espaces taillés dans le corps de l'outil permettant l'évacuation des copeaux vers l'extérieur du trou. Plus elles sont grandes, plus elles permettent la circulation d'un débit important de copeaux. Cependant, plus elles sont grandes plus elles fragilisent l'outil ;
- L'âme : Il s'agit de la partie centrale non taillée de l'outil. Elle contribue à la rigidité de l'outil ;
- Les listels : Il s'agit d'arêtes de coupe secondaires aménagées sur les flancs de l'outil. Elles assurent la finition des parois du trou. Sur certains outils de précision, on peut trouver jusqu'à 4 listels par flanc ;
- La queue de l'outil : elle permet la fixation du foret dans la machine. Elle peut être cylindrique, conique, fileté ou peut présenter un méplat.

L'affûtage d'un outil ne se fait pas de façon unique. La description de l'affûtage d'un outil est complexe car les normes ne couvrent pas l'ensemble des géométries. Cependant la géométrie résultante peut être décrite de façon unique par les angles décrivant la position de l'arête et la position des surfaces utiles. La norme NF E-66 502 définit des plans permettant la mesure de ces angles :

- P_r : Plan contenant le point de mesure considéré et contenant l'axe de rotation de l'outil ;
- P_p : Plan contenant le point de mesure considéré et normal à l'axe de rotation de l'outil ;
- P_f : Plan contenant le point de mesure considéré, perpendiculaire à P_r et perpendiculaire à P_p ;
- P_s : Plan contenant le point de mesure considéré, perpendiculaire à P_r et tangent à l'arête ;
- P_o : Plan contenant le point de mesure considéré, perpendiculaire à P_r et perpendiculaire à P_s ;
- P_n : Plan contenant le point de mesure considéré perpendiculaire à P_s et normal à l'arête ;

La norme NF-E-66 502 définit également les angles caractéristiques des outils coupants tels que l'angle de coupe (γ), l'angle de dépouille (α), l'angle d'orientation (κ_r) ou l'angle d'inclinaison (λ_s) en chaque point des arêtes de coupe (Figure I-6). Chaque angle traduit l'orientation d'une surface ou de l'arête de coupe de l'outil par rapport à un plan de référence dans un plan de mesure donné, par exemple :

- α_f : angle entre la surface de dépouille et le plan P_p au point considéré, mesuré dans le plan P_f ;
- γ_f : angle entre la surface de coupe et le plan P_r au point considéré, mesuré dans le plan P_f ;
- κ_r : angle entre le plan P_s et P_f au point considéré, mesuré dans le plan P_r ;
- λ_s : angle entre le plan P_o et le plan P_n au point considéré, mesuré dans le plan P_s .

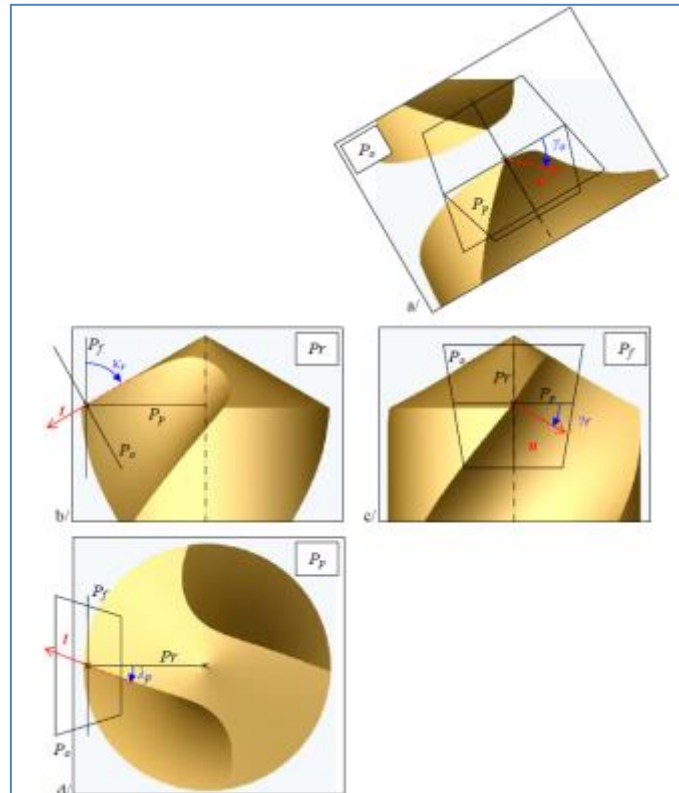


Figure I-6 : Angles caractéristiques de l'outil de perçage (Laporte 2005).

Ces informations ne sont que très rarement communiquées par les fabricants d'outils. Les informations caractérisant l'outil se limitent généralement au diamètre, à l'angle de pointe, l'angle d'hélice et parfois l'angle de dépouille en périphérie. Il existe des modèles permettant de redéfinir des géométries simples (Laporte 2005; Dargnat 2006) en fonction de ces paramètres. Dans un cas plus général, ces informations ne sont accessibles que par la mesure. C'est par ce biais que Claudin (Claudin 2006) compare différents outils sur des critères identiques (Figure I-7).

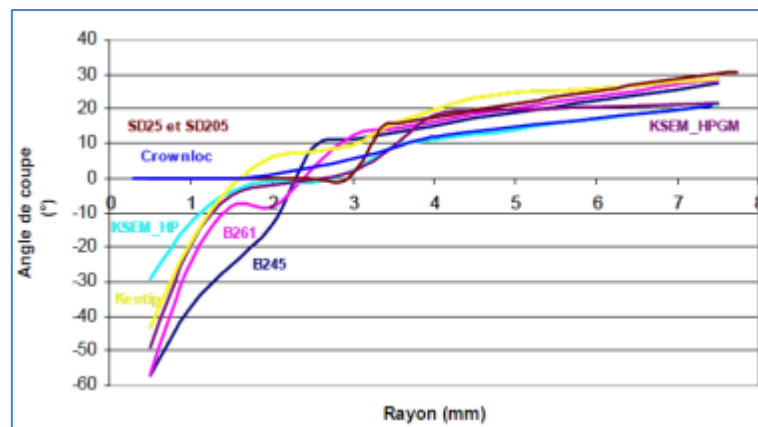


Figure I-7 : Mesure de l'angle de coupe dans le plan (P_f) pour différents outils (Claudin 2006).

La Figure I-7 représente l'évolution de l'angle de coupe (γ_f) de 7 outils différents en fonction de la position radiale. On observe que les valeurs de cet angle sont fortement négatives au centre de l'outil, excepté pour l'outil « Crownloc » qui bénéficie d'un amincissement d'âme qui permet à l'angle de coupe au centre de rester nul. L'angle atteint des valeurs proches de zéro dans la zone de transition entre l'arête centrale et les arêtes principales. L'angle évolue ensuite de façon quasi-linéaire le long de l'arête principale jusqu'à atteindre la valeur de l'angle d'hélice de l'outil mesurée dans le plan (P_f). On constate qu'il y a, en perçage, une forte variation de la géométrie de coupe le long des arêtes de l'outil.

D. Matériaux et usinabilité

Certains matériaux présentent des spécificités qui rendent plus délicate la maîtrise des procédés d'usinage. C'est le cas des alliages de titane, très largement utilisés dans l'industrie aéronautique en raison de leur rapport résistance/poids (exemple du Ti6Al4V dans le Tableau I-1). On peut parler d'usinabilité des matériaux pour traduire l'aptitude des matériaux à subir l'usinage. Ce critère se base sur des paramètres de durée de vie d'outil, de conditions de coupe, d'efforts de coupe, de puissance consommée ou encore de fractionnement des copeaux (Calamaz 2008). L'usinabilité du titane est inférieure à celle des aluminiums ou des aciers.

Propriétés	Valeur	Unité
Masse volumique : ρ	4 430	Kg.m ⁻³
Module d'Young : E	113,8	GPa
Coefficient de poisson : ν	0,342	-
Limite élastique à 0,2 % : R_e	880	MPa
Limite à la rupture : R_p	950	MPa
Conductivité thermique : k	6,7	W.m ⁻¹ .°C ⁻¹
Capacité thermique massique : Cp	526,3	J.kg ⁻¹ .°C ⁻¹
Coefficient de dilatation linéique : λ	9,2	$\mu\text{m.m}^{-1}$.°C ⁻¹

Tableau I-1: Propriétés mécaniques et thermiques de l'alliage Ti6Al4V (Bonnet 2010).

Les alliages de titane ont une très faible conductivité thermique qui limite l'évacuation de la chaleur générée par la coupe (Figure I-8). On estime ainsi que 80% de la chaleur générée est évacuée par l'outil. L'outil est donc bien plus sollicité thermiquement dans le cas de la coupe du titane que dans le cas d'un acier où 80% de la chaleur est évacuée par le copeau et seulement 10% par l'outil (Bonnet 2010). Pour ces mêmes raisons la coupe du titane nécessite bien souvent un refroidissement supplémentaire qui peut être apporté par la lubrification de l'opération.

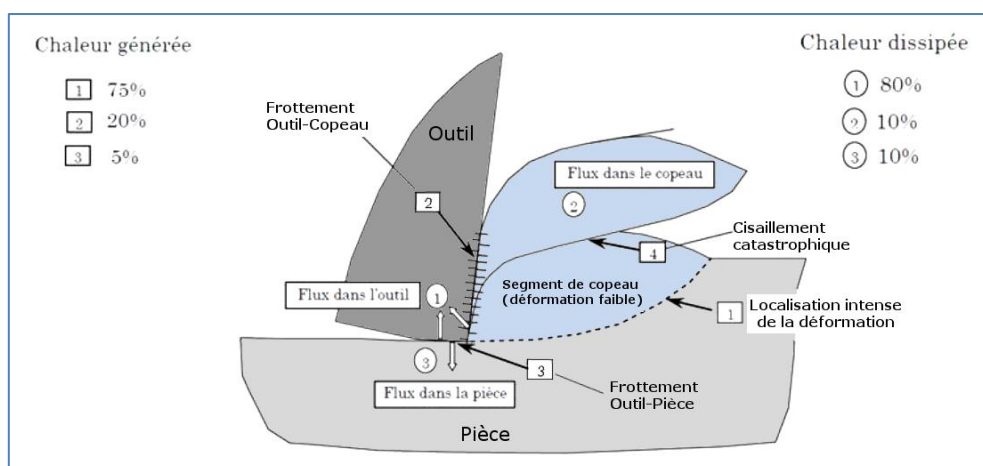


Figure I-8 : Flux de chaleur dans la zone de coupe en usinage des alliages de titane (Bonnet 2010).

Enfin le titane est un matériau ductile qui forme des copeaux longs et festonnés. Ceux-ci sont dus à une alternance d'une phase de compression et d'une phase de cisaillement de la matière (Hoppe 2003; Calamaz 2008). La fragmentation des copeaux est très difficile à maîtriser sans assistance à la coupe (lubrification HP, brise-copeau). L'assistance vibratoire étudiée prend alors tout son sens dans ce matériau.

E. Lubrification

Pour améliorer l'évacuation de la chaleur générée par la coupe et limiter les frottements, le recours à la lubrification est souvent nécessaire, voire indispensable (Claudin 2006). Dans le cas du perçage, la zone de coupe étant confinée, deux alternatives sont possibles pour amener le liquide de coupe :

- L'arrosage externe : abondamment projeté en direction de l'outil, le liquide de coupe atteint la zone de coupe par les goujures de l'outil ;

- **Lubrification par le centre :** certains forets sont équipés de canaux de lubrification internes qui permettent d'acheminer le liquide de coupe par l'intérieur de l'outil. Cela nécessite que le centre d'usinage soit équipé d'un système de lubrification par le centre de la broche ou la mise en place d'un joint tournant entre la broche et l'outil. On note également dans ces cas-là que l'évacuation du liquide de coupe facilite la remontée des copeaux. Le fait d'amener le liquide de coupe directement en bout d'outil permet de mettre en place des stratégies de lubrification minimisant la quantité de liquide nécessaire (Minimum Quantity Lubrification). Dans ce cas, la lubrification se fait par la projection d'un brouillard d'huile. Le rôle caloporteur est assuré par le jet d'air pressurisé, la lubrification est assurée par l'huile en quantité réduite.

La lubrification constitue une aide à la coupe qui permet d'améliorer l'évacuation de la chaleur, la diminution des phénomènes de frottement et donc des efforts générés. Dans le cas d'une lubrification par le centre, il est également possible d'améliorer l'évacuation des copeaux. La lubrification joue donc un rôle important lors d'une opération de perçage.

I-1-2. Le perçage conventionnel

Nous étudions dans cette partie les éléments permettant de comprendre le procédé de perçage. Pour cela, nous nous intéressons aux conditions de coupe pour appréhender la complexité de l'opération et les difficultés que l'on peut rencontrer lors de sa mise en œuvre, telles que l'évacuation des copeaux (Figure I-9).

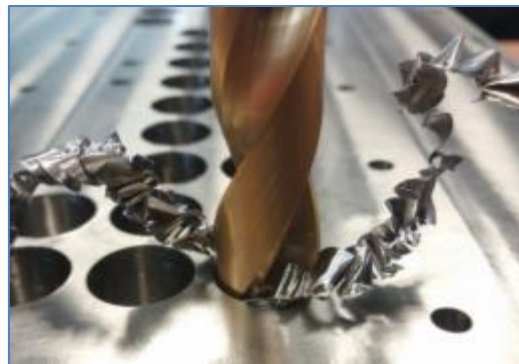


Figure I-9 : Evacuation des copeaux de titane en perçage conventionnel.

A. Conditions de coupe en perçage conventionnel

Dans le cas du perçage conventionnel, l'outil est animé par un mouvement de rotation et un mouvement constant de translation suivant son axe. La rotation fournit à la partie active la vitesse de coupe (V_c) nécessaire au cisaillement de la matière. La translation, définie par l'avance par tour (f), conditionne la quantité de matière enlevée à chaque tour.

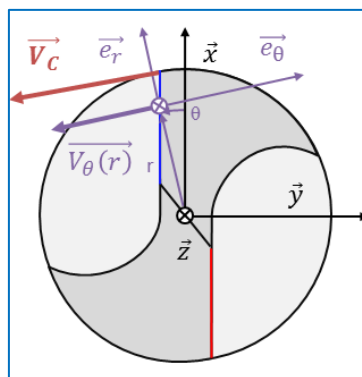


Figure I-10 : Vitesse de coupe et vitesse tangentielle en perçage.

En perçage, on définit la vitesse de coupe comme étant la vitesse tangentielle de l'extrémité de l'arête de coupe (Figure I-10). Elle peut être exprimée en fonction de la fréquence de rotation de la broche (N) et du diamètre de l'outil (D_{outil}) (Équation I-1).

$$V_c = \frac{N \cdot \pi \cdot D_{outil}}{1000} \quad [m/min] \quad \text{Équation I-1}$$

Elle n'exprime donc la vitesse tangentielle de l'outil par rapport à la matière qu'au niveau de la périphérie de l'outil (becs). La vitesse tangentielle (\vec{V}_θ) d'un point de l'arête dépend de la position radiale considérée (r) (Équation I-2).

$$\vec{V}_\theta(r) = \frac{N \cdot 2\pi}{60} \cdot r \cdot \vec{e}_\theta \quad [mm/s] \quad \text{Équation I-2}$$

La vitesse d'avance correspondant à la vitesse suivant l'axe de rotation dépend de la fréquence de rotation (N) et de l'avance (f) (Équation I-3). Elle est exprimée en (mm/min). Il est également possible de déterminer une vitesse axiale (en mm/s) (Équation I-4)

$$V_f = N \cdot f \quad [mm/min] \quad \text{Équation I-3}$$

$$\vec{V}_z = \frac{N \cdot f}{60} \cdot \vec{e}_z \quad [mm/s] \quad \text{Équation I-4}$$

La combinaison des deux mouvements entraîne un déplacement de chaque point des arêtes de coupe selon des trajectoires hélicoïdales spécifiques dépendant du rayon considéré. En effet la vitesse résultante en chaque point admet une orientation différente donnée par l'angle de plongée (η_f) qui est fonction du rayon (Équation I-5).

$$\eta_f(r) = \tan^{-1} \left(\frac{V_z}{V_\theta(r)} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{f}{2\pi \cdot r} \right) \quad \text{Équation I-5}$$

Les conditions de coupe dans la configuration la plus élémentaire, c'est-à-dire la coupe orthogonale, peuvent être décrites dans le plan normal à l'arête de coupe (Figure I-11) par :

- La vitesse de coupe (\vec{V}_c) ;
- L'épaisseur nominale de coupe (h_c) qui correspond à la hauteur de matière coupée dans le plan de travail ;
- La géométrie de l'outil, décrite par :
 - un angle de coupe (γ_f), formé entre la face de coupe de l'outil, et le plan normal au vecteur vitesse de l'outil,
 - un angle de dépouille (α_f), formé entre la face de dépouille sous l'outil et le plan normal au plan de travail contenant le vecteur vitesse. Cet angle permet théoriquement d'éviter le contact entre la surface nouvellement formée et l'outil.

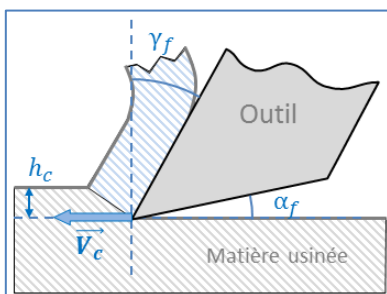


Figure I-11 : Conditions de coupe en configuration de coupe orthogonale.

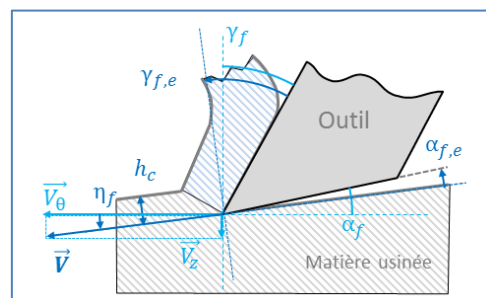


Figure I-12 : Conditions de coupe orthogonale équivalentes en perçage.

Les conditions opératoires en perçage ne correspondent pas exactement aux conditions de coupe comme on peut l'entendre au sens de la coupe orthogonale (Figure I-11). Outre le fait que la coupe en perçage soit tridimensionnelle, la vitesse effective de l'outil par rapport à la pièce est dépendante de la vitesse de coupe, mais aussi de la vitesse d'avance, et donc de l'angle de plongée (η_f) (Figure I-12). Les angles de coupe (γ_f) et de dépouille (α_f) « outil en main » ne correspondent plus aux angles de coupe ($\gamma_{f,e}$) et de dépouille ($\alpha_{f,e}$) effectifs. Ceux-ci se retrouvent en retranchant ou en ajoutant la valeur de l'angle de plongée (Équation I-6 et Équation I-7).

$$\gamma_{f,e}(r) = \gamma_f(r) + \eta_f(r) \quad \text{Équation I-6}$$

$$\alpha_{f,e}(r) = \alpha_f(r) - \eta_f(r) \quad \text{Équation I-7}$$

On se rend bien compte que les conditions de coupe évoluent le long de l'arête de coupe de l'outil. D'une part, la vitesse est dépendante de la position radiale du point considéré sur l'outil, d'autre part la géométrie de l'outil évolue le long de l'arête de coupe (Figure I-13).

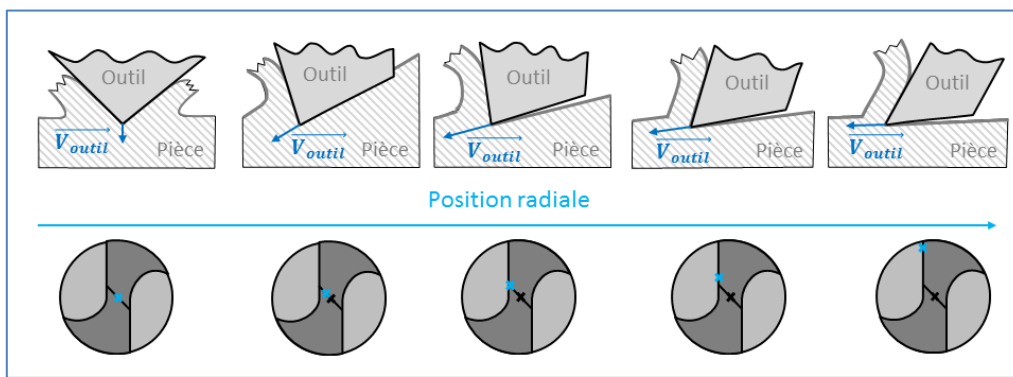


Figure I-13 : Variation des conditions de coupe le long de l'arête de coupe en perçage.

La Figure I-13 représente l'évolution des conditions de coupe en perçage d'un bout à l'autre de l'arête de coupe. On observe ainsi, que pour une géométrie d'outil classique, on opère dans de bonnes conditions au niveau des arêtes principales. Les angles de coupe effectifs et les angles de dépouille effectifs sont positifs. Au niveau de l'arête centrale, on observe tout d'abord une diminution de l'angle de coupe effectif, il n'est pas rare que celui-ci devienne nul ou négatif. L'efficacité de la coupe est moindre, il faut une plus grande quantité d'énergie pour déformer la matière (Sandvik-Coromant 2001). Ensuite, plus on se rapproche du centre de l'outil, moins la vitesse tangentielle est importante (Équation I-2). Cette diminution de la vitesse tangentielle entraîne une augmentation de la valeur de l'angle de plongée puisque la vitesse axiale est identique en tout point de l'outil (Équation I-5). L'angle de dépouille effectif affecté par l'angle de plongée devient alors négatif dans la zone au centre de l'outil. Au point central de l'outil, la vitesse tangentielle est nulle. Il n'y a alors plus coupe par cisaillement. La déformation de la matière s'apparente davantage à une extrusion qui repousse la matière vers les arêtes de coupe (Figure I-14) (Dargnat 2006; Bondarenko 2010). On parle alors de phénomène d'indentation (Bono & Ni 2001). Dans ses travaux, Claudin (Claudin 2006) montre que la partie centrale de la pointe, l'âme, génère environ 60% de l'effort axial alors qu'elle ne représente que 30% de la longueur de l'arête de coupe de l'outil.

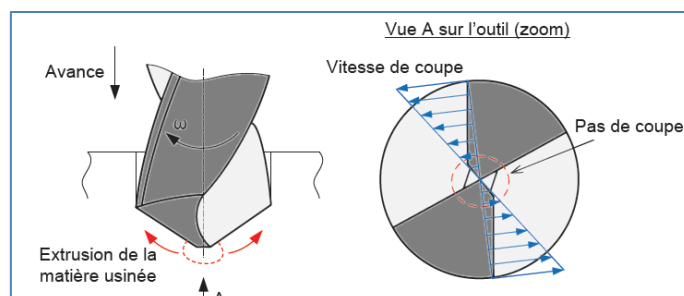


Figure I-14 : Phénomène d'indentation au centre de l'outil en perçage (Bondarenko 2010).

B. Formation et évacuation des copeaux en perçage conventionnel

En perçage conventionnel, la vitesse d'avance est constante. Chaque arête de coupe de l'outil génère de façon continue un copeau d'épaisseur constante. La forme du copeau n'est plus nécessairement donnée par l'angle d'écoulement naturel. En effet, en raison de la variation des conditions de coupe et de la géométrie de l'outil, la forme imposée au copeau n'est pas la même d'un bout à l'autre de l'arête. Il en va de même de l'épaisseur du copeau généré (Ke et al. 2006). C'est alors la goujure et le confinement dans le trou qui imposent la forme du copeau (Jrad 2007). Classiquement, ce dernier forme une spirale hélicoïdale qui s'enroule dans l'espace formé par la goujure et la paroi du trou (Figure I-15).

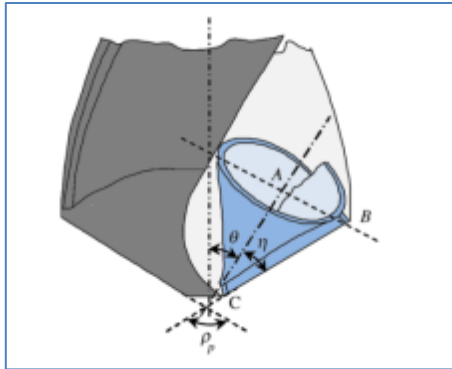


Figure I-15 : Formation des copeaux en perçage (Ke et al. 2005).

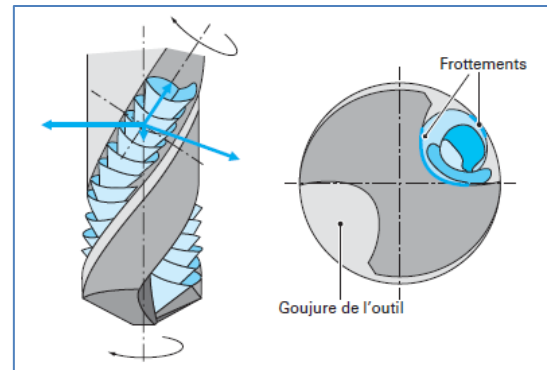


Figure I-16 : Frottement des copeaux lors de leur évacuation (Paris & Rech 2010).

Dans le cas du fraisage ou du tournage, les copeaux peuvent être facilement évacués en raison de l'espace dégagé autour de la zone de coupe (Figure I-1). Dans le cas du perçage, cela devient plus compliqué. En effet, le perçage est une opération confinée, les seules voies d'évacuation des copeaux sont les goujures de l'outil (Figure I-5). La circulation des copeaux dans cet espace restreint génère des frottements entre les copeaux et les goujures mais également entre le copeau et la paroi du trou (Paris & Rech 2010; Mellinger et al. 2003). Ce frottement génère un effort résistant à la remontée des copeaux. Cet effort augmente avec la longueur percée (Ke et al. 2005).

Si l'effort résistant à l'évacuation est trop important, cela peut conduire à un bouchage des copeaux dans les goujures de l'outil (Figure I-17). Les goujures alors bouchées ne peuvent assurer leur fonction. Les efforts s'accroissent alors d'autant plus vite, et peuvent mener à la rupture de l'outil. Mellinger et al. (Mellinger et al. 2003) déterminent une profondeur critique au-delà de laquelle le risque de bouchage est trop important. Cette limite dépend de la forme de la goujure et des coefficients de frottement du copeau avec la matière et l'outil. Ainsi les auteurs observent une profondeur critique supérieure de 30 % pour des goujures paraboliques à grand dégagement. Pour percer des profondeurs plus importantes, il est alors nécessaire de mettre en place des solutions palliatives telles que des cycles de débouillage. Ceux-ci consistent en un retrait régulier de l'outil hors du trou afin de permettre le dégagement des copeaux. Mais cela se fait au détriment de la productivité.



Figure I-17 : Collage des copeaux dans les goujures de l'outil (Bondarenko 2010).



Figure I-18 : Brûlures de la pièce en perçage.

Une mauvaise évacuation de la chaleur peut entraîner une augmentation de la température dans la zone de coupe, ce qui peut accélérer l'usure des outils (Bagur 2008), générer des bavures (Bonnet 2010), provoquer des brûlures dans le matériau (Figure I-18). On se rend alors compte que l'évacuation des copeaux joue un double rôle. Elle permet d'évacuer la matière coupée mais également une partie de la chaleur générée.

Même dans le cas d'une évacuation régulière des copeaux, la qualité des parois n'est pas forcément assurée. Batzer et al. (Batzer et al. 1998) observent dans le cas d'un alliage d'aluminium que la taille des copeaux joue sur la rugosité des parois. Si la coupe génère des copeaux de tailles importantes, il est impossible d'atteindre certaines valeurs spécifiées de rugosité. Brinksmeier et al. (Brinksmeier & Janssen 2002) identifient la circulation des copeaux, dans les empilages multi-matériaux aéronautiques, comme une source des dommages constatés sur les parois percées (Figure I-19). Les frottements et la chaleur des copeaux peuvent occasionner des dégâts dans la matière.

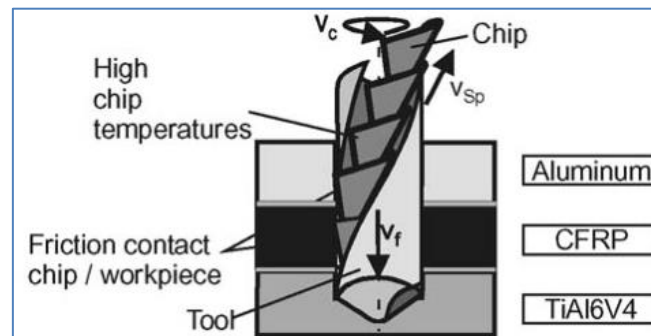


Figure I-19 : Dégradation de la matière due à l'évacuation des copeaux (Brinksmeier & Janssen 2002).

On se rend donc compte que la maîtrise des copeaux est un paramètre clé dans la fiabilisation du procédé de perçage.

C. Les voies d'amélioration du procédé de perçage conventionnel

L'optimisation des paramètres opératoires ne permet pas nécessairement de maîtriser la formation et l'évacuation des copeaux. Certains matériaux ductiles ne fragmentent que dans des conditions qui ne sont exploitables industriellement. Il est alors nécessaire d'explorer d'autres voies pour permettre de réaliser des perçages fiables sans être confronté aux problèmes que peut générer une mauvaise évacuation des copeaux.

C-a. Outil

Parmi les pistes d'amélioration, il est possible d'agir sur l'outil. La géométrie de la goujure détermine le débit de copeau maximal. Le choix d'un outil avec des goujures plus larges permet de repousser les limites de sécurité prises pour éviter le bourrage. La réalisation de goujures plus grandes entraîne la fragilisation de l'outil. Toujours en agissant sur la géométrie, il est possible de forcer le fractionnement des copeaux à l'aide de géométries dites « brise copeaux » (Figure I-20). En contraignant d'avantage l'enroulement des copeaux, on favorise le fractionnement. Mais cela implique une augmentation des efforts. De plus, cela ne fonctionne pas pour tous les matériaux et dans tout le domaine de fonctionnement de l'outil.

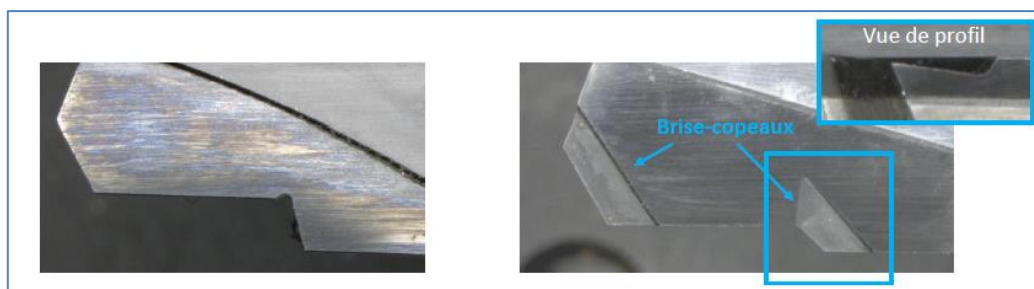


Figure I-20 : Aménagement de brise-copeaux sur la face de coupe sur un foret étagé (Jallageas 2013).

La Figure I-20 illustre également une autre voie d'amélioration dans la conception de l'outil. Un outil étagé présente la particularité d'avoir une arête discontinue. Dans le cas d'un outil à deux étages, chaque arête de coupe va ainsi générer deux copeaux. Les copeaux sont plus nombreux mais de plus petite taille. Enfin, il est possible de limiter les frictions qui freinent la remontée des copeaux en agissant sur les revêtements des outils (Guibert 2008). Certains revêtements permettent de réduire le frottement entre l'outil et le copeau (Figure I-21).

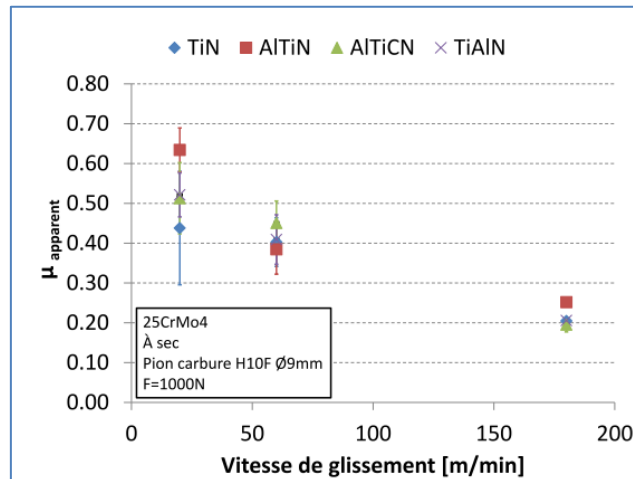


Figure I-21 : Influence du revêtement sur la valeur du frottement (Naisson 2011).

L'optimisation de l'outil est une première voie d'amélioration de l'évacuation des copeaux. L'ajout d'éléments spécifiques à la géométrie de l'outil permet d'agir sur la génération du copeau ou son évacuation. Mais ces fonctions peuvent augmenter sensiblement le coût d'un outil.

C-b. Lubrification

Il est également possible d'améliorer la circulation des copeaux dans la goujure en agissant sur la lubrification (Claudin et al. 2008). Une lubrification en quantité minimale par le centre de l'outil va permettre d'agir sur le frottement outil-copeau mais également copeau-paroi et permettre par l'évacuation de l'air sous pression de souffler les copeaux vers la sortie du trou. Une lubrification haute pression (≥ 20 bars) par le centre de l'outil va permettre en plus d'agir sur le fractionnement des copeaux.

Cependant, comme nous l'avons déjà évoqué la lubrification nécessite des équipements particuliers (centrale de lubrification, système d'admission par le centre broche, outil à canaux de lubrification). La mise en place d'une lubrification, sur une opération d'une chaîne de production, peut également nécessiter l'ajout d'une étape de nettoyage des pièces (et retraitement des copeaux) qui freine la productivité de la ligne (Lonfrier 2013). Enfin les liquides de coupe servant à la lubrification représentent des risques sanitaires et environnementaux. A l'heure du « green-manufacturing », la tendance va vers une limitation ou une suppression de la lubrification (Paris et al. 2008).

C-c. Procédé

Pour agir sur la formation et l'évacuation des copeaux, on peut agir également sur le procédé de perçage en lui-même.

C-c-1. Opération

Les cycles de déburrage constituent la solution la plus simple à mettre en œuvre pour limiter les risques de bourrage copeaux. La remontée régulière de l'outil provoque l'interruption de la coupe. Le dégagement de l'outil permet aux copeaux de sortir librement des goujures. Cependant ces cycles sont non productifs. Le temps nécessaire à la réalisation de l'opération s'en retrouve grandement allongé.

Dans certains cas d'application où les intervalles de tolérance sur les qualités dimensionnelles sont très serrés, une autre stratégie peut être mise en œuvre : le perçage en cascade. Il s'agit de réaliser le perçage en plusieurs opérations. Un premier perçage d'ébauche, avec un diamètre inférieur au diamètre cible, permet d'éliminer le plus gros de la matière à enlever. Un second perçage de finition au diamètre est

ensuite réalisé. Lors de cette opération, les copeaux générés sont de petites tailles et peuvent s'évacuer par la goujure ou par le fond du trou réalisé lors de la première opération. L'évacuation des copeaux s'effectue facilement et n'affecte pas ou peu la rugosité des parois. La qualité s'obtient alors au détriment de la productivité.

Pour limiter la quantité de matière évacuée sous forme de copeaux, une alternative consiste à réaliser le perçage avec un outil trépan (Mathew J. et al. 1999). Ce dernier ne coupe la matière qu'en périphérie. La majeure partie de la matière est retirée sous la forme d'une carotte. Cependant cette solution n'est envisageable que pour des diamètres importants dans le cas de trous débouchants peu profonds.

C-c-2. Cinématique

Une autre alternative consiste à modifier la cinématique de l'outil pour obtenir une coupe discontinue. Pour cela, Denkena (Denkena et al. 2008), propose d'opter pour le perçage orbital (ou fraisage hélicoïdal). L'outil employé est de diamètre inférieur au diamètre à percer. Le perçage s'obtient par une trajectoire hélicoïdale (Figure I-22). L'espace disponible pour l'évacuation des copeaux est bien supérieur au volume des goujures seules. Ce procédé s'apparente alors d'avantage à du fraisage par la nature des outils et des trajectoires. La trajectoire de l'outil nécessite le pilotage combiné de 3 axes linéaires ou la mise en place de machines spécifiques. De plus, l'opération est peu productive, même si elle peut présenter un intérêt lorsqu'elle remplace un perçage en cascade.

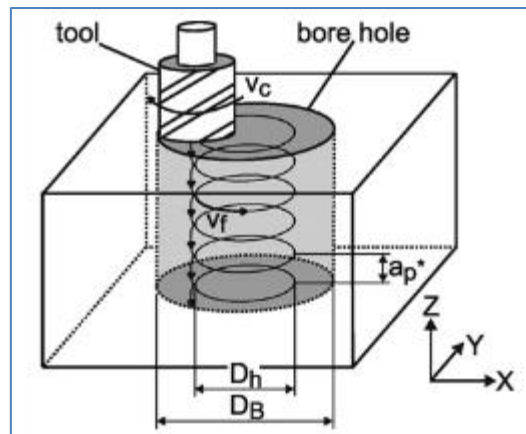


Figure I-22 : Cinématique de l'outil en perçage orbital (Denkena et al. 2008).

En restant sur les procédés de perçage axial, il est également possible de dégager l'outil suivant la direction axiale, comme c'est le cas du micro-débourrage (également appelé peck-drilling) ou en perçage assisté par vibrations. L'ajout d'une oscillation au mouvement d'avance de l'outil permet de modifier la cinématique de coupe et de provoquer une coupe discontinue. C'est sur ce dernier procédé que portent nos travaux.

I-1-3. Le perçage assisté par vibrations

Le perçage assisté par vibrations est une solution permettant d'améliorer l'évacuation des copeaux. En ajoutant des oscillations axiales, il est possible de modifier la trajectoire des arêtes de coupe afin de créer localement des amincissements de l'épaisseur de matière coupée ou même de provoquer une coupe discontinue. Ces modifications du comportement de la coupe permettent de faciliter ou de provoquer la fragmentation des copeaux. Les copeaux de petite taille deviennent alors plus faciles à évacuer (Figure I-23).

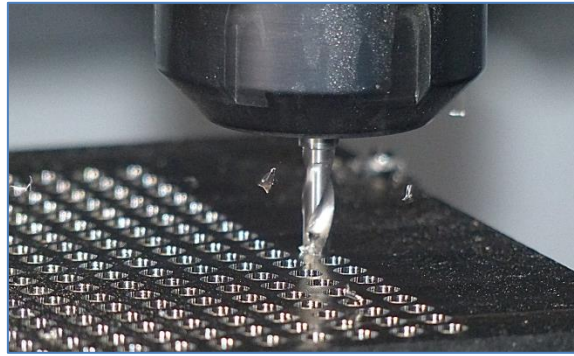


Figure I-23 : Evacuation des copeaux de titane en perçage assisté par vibrations.

A. Les approches du perçage assisté par vibrations

Le perçage assisté par vibrations peut être abordé de deux façons : l'ajout de vibrations de faible amplitude à haute fréquence permet de créer des amorces de ruptures ; l'ajout de vibrations de forte amplitude à basse fréquence permet de provoquer une coupe discontinue (Figure I-24).

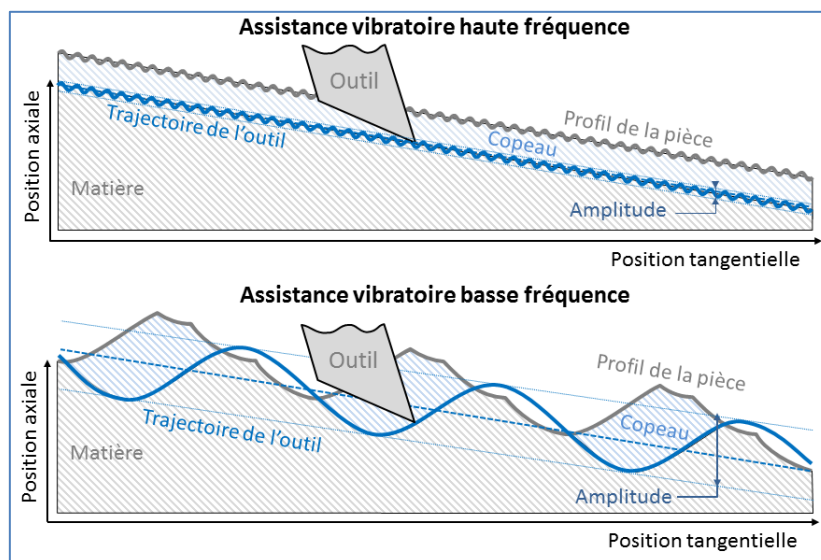


Figure I-24 : Coupe en perçage assisté par vibrations

A-a. Perçage assisté par vibrations à haute fréquence

La première approche consiste à générer des vibrations haute fréquence ($>5\text{kHz}$) et de faible amplitude ($<10\mu\text{m}$) pour modifier les conditions de coupe instantanées et l'épaisseur de coupe instantanée et ainsi fragiliser le copeau pour faciliter sa rupture. On parle alors d'assistance ultrasonique au perçage. Dans ce cas, le fractionnement n'est pas systématique. La morphologie des copeaux est subie, elle n'est pas imposée.

De nombreux travaux ont permis de déterminer des fréquences permettant des gains de productivité et/ou de qualité en perçage assisté par vibrations ultrasoniques (PAVU). Dans l'aluminium et dans l'acier, Neugebauer et Stoll (Neugebauer & Stoll 2004) observent la possibilité de réduire la longueur des copeaux. Ils observent également une diminution de l'effort axial et du couple. Ce même constat est fait par Chang et Bone (Chang & Bone 2005) dans un aluminium série 1000 (Figure I-26). Ils observent également une nette diminution de la hauteur de bavure générée et une augmentation de la durée de vie des outils. Les copeaux fragilisés sont alors de taille réduite (Figure I-25). Les travaux d'Azarhoushang et Akbari (Azarhoushang & Akbari 2007) montrent une amélioration de la qualité dimensionnelle des alésages dans le cas du perçage d'un Inconel 718. Ils observent également une augmentation de la durée de vie des outils. Enfin dans le cas d'un alliage de titane, Pujana et al. (Pujana et al. 2009) observent une diminution des efforts, mais pas nécessairement de fragmentation des copeaux.

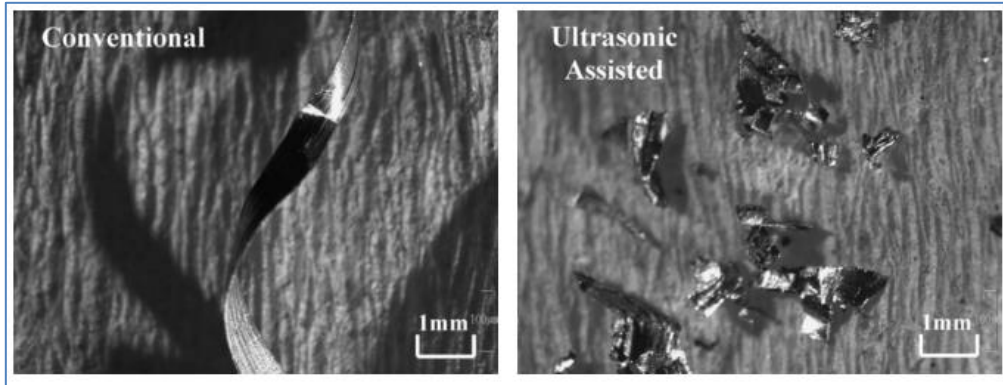


Figure I-25 : Copeaux d'aluminium obtenus en PC et en PAVU (Chang & Bone 2005).

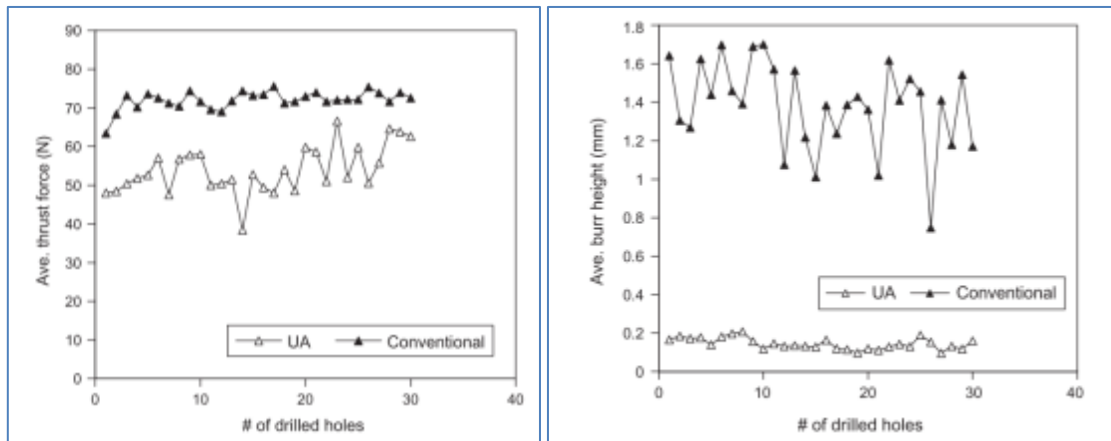


Figure I-26 : Comparaison de l'effort axial et de la hauteur de bavure entre perçage conventionnel et perçage assisté par vibrations dans un alliage d'aluminium (Chang & Bone 2010).

A-b. Perçage assisté par vibrations à basse fréquence

La deuxième approche consiste à ajouter des vibrations de forte amplitude (valeur voisine de celle de l'avance) à basse fréquence (<500Hz). On parle alors de vibrations forcées à basse fréquence (PAVF). Les oscillations générées modifient de façon significative la hauteur de coupe instantanée. Il est alors possible de créer des variations importantes dans l'épaisseur du copeau qui peuvent favoriser son fractionnement. Dans certaines conditions, il est également possible de mettre en place une coupe interrompue où les arêtes de coupe sortent temporairement de la matière (comme c'est le cas en fraisage). Si la coupe est interrompue, les copeaux générés sont discontinus. Il est ainsi possible de maîtriser leur dimension (Figure I-27).



Figure I-27 : Copeaux de titane obtenus en PAV (Lonfrier & de Castelbajac 2014)

L'ajout d'une oscillation axiale modifie la trajectoire de l'outil. L'outil, lors de son passage, va générer une surface ondulée en fond de trou. Le déphasage relatif entre l'oscillation de la trajectoire de l'outil et de la surface conditionne le déroulement de l'opération (Figure I-28). Ainsi, si le déphasage est nul, la trajectoire reste parallèle à la surface et la hauteur de coupe reste constante. Théoriquement, au regard du seul phénomène de coupe, il n'y a pas fragmentation. Si le déphasage est non nul, il est alors possible de déterminer une amplitude permettant l'interruption de la coupe et la fragmentation systématique des copeaux.

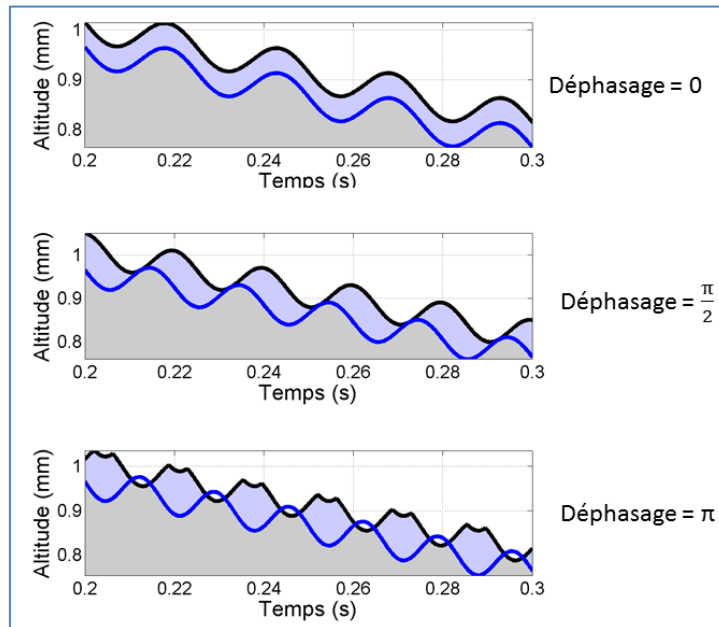


Figure I-28 : Influence du déphasage relatif des oscillations.

De nombreux travaux ont permis de mettre en avant les impacts sur la qualité des trous percés en PAV. Brinksmeier et al. (Brinksmeier et al. 2015) observent que la maîtrise dimensionnelle des copeaux permet une meilleure évacuation de ces derniers. Dans leurs travaux sur les empilages aéronautiques CRFP/Titane, Pecat et al. (Pecat & Brinksmeier 2014b; Pecat & Brinksmeier 2014a) observent une diminution de la température de la zone de coupe qui entraîne une diminution de la hauteur de bavure en sortie du titane. Ils notent également une diminution de l'usure des outils permettant d'augmenter la durée de vie de ces derniers. Un constat similaire est fait dans le titane par Okamura et al. (Okamura et al. 2006), qui montrent que le PAVF permet de diminuer la température de coupe, de réduire les bavures et de diminuer l'usure des outils. Dans un contexte industriel, Lonfier et al. (Lonfier & de Castelbajac 2014), mettent en évidence que la mise en œuvre du PAV permet de supprimer les cycles non-productifs de déburrage, de s'affranchir de l'utilisation des géométries d'outils complexes de type « brise-copeaux » et de réduire la lubrification afin de gagner en productivité et en coût.

A-c. Le perçage vibratoire auto-entretenu

Il est également possible de profiter du broutement, instabilité que l'on rencontre à grande vitesse, pour générer et entretenir les oscillations d'un système masse-ressort (Batzer et al. 1999; Tichkiewitch et al. 2002; Guibert 2008; Moraru 2002) (Figure I-29). Le perçage vibratoire auto-entretenu (PVAE) récupère son énergie dans la coupe, mais nécessite une maîtrise et une régulation parfaite des conditions opératoires. La prédiction du domaine de fonctionnement nécessite de connaître parfaitement la dynamique du système usinant (Figure I-30). La mise en œuvre d'une telle technologie est complexe et difficilement applicable dans un contexte industriel. Les travaux menés sur ce procédé ont conduit à de nombreuses modélisations portant sur le broutement, le talonnage ou le comportement dynamique du système usinant (Batzer et al. 1999; Moraru 2002; Guibert 2008; Bondarenko 2010; Naisson 2011).



Figure I-29 : Porte-outil pour le perçage vibratoire auto-entretenu (Guibert et al. 2008).

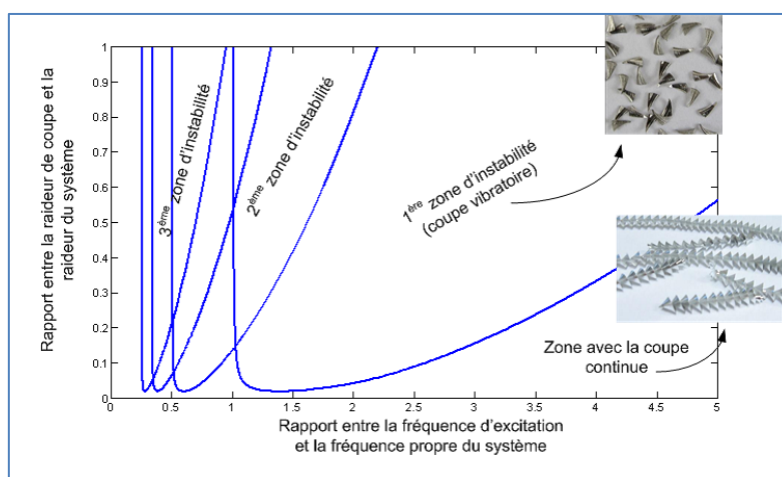


Figure I-30 : Lobes d'instabilité du dispositif de coupe et zone de fonctionnement du dispositif de PVAE (Bondarenko et al. 2009).

B. Technologie de mise en œuvre du perçage assisté par vibration

La mise en œuvre du perçage assisté par vibration nécessite la modification du moyen de perçage pour intégrer un dispositif de génération des oscillations. La vibration peut être apportée à l'outil à l'aide d'une machine ou d'un porte-outil spécifique, ou bien à la pièce au moyen d'une table vibrante (Figure I-31).

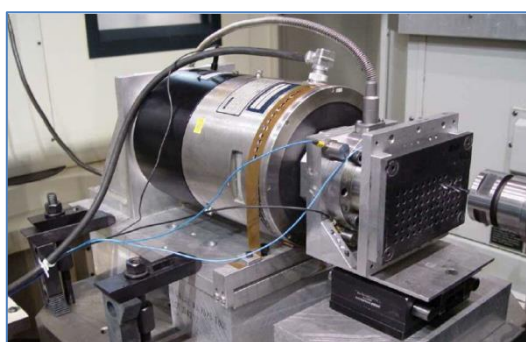


Figure I-31 : Apport des oscillations par table vibrante (Sadek et al. 2013).

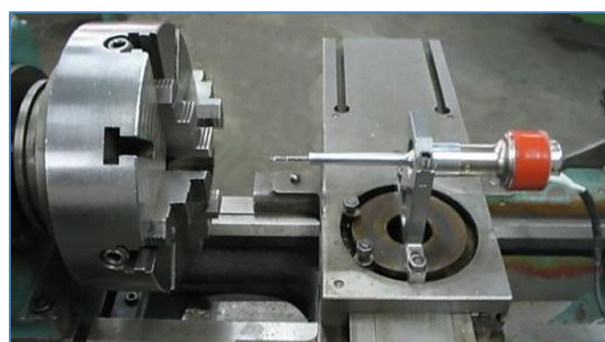


Figure I-32 : Porte-outil fixe pour l'assistance vibratoire ultrasonique (Azarhoushang & Akbari 2007).

La génération de vibrations ultrasoniques se traduit technologiquement par l'utilisation d'éléments piézo-électriques intégrés à la broche, au porte-outil (Figure I-32) ou à la fixation de la pièce (Chang & Bone 2005).

Pour le perçage assisté par vibrations à basse fréquence, les possibilités technologiques sont plus nombreuses. Les vibrations peuvent être créées par un système piézoélectrique (Toews et al. 1998; Moraru et al. 2009; Masciantonio & Moraru 2014), des moteurs linéaires (Okamura et al. 2006) (Figure I-33), des

engrenages spécifiques (Moraru & Brun Picard 2005; Jallageas et al. 2014), des systèmes hydrauliques (Adachi et al. 2004; Zhang & Wang 1998) ou des systèmes à came (Peigné 2006; Schur 2008).

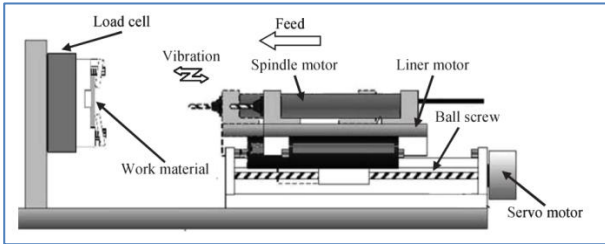


Figure I-33 : Machine spécifique pour le perçage assisté par vibrations forcées (Okamura et al. 2006).

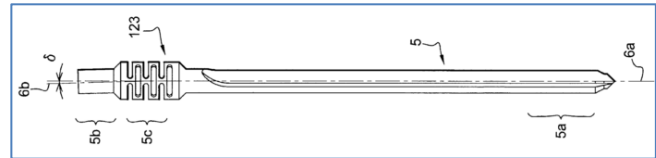


Figure I-34 : Outil pour le perçage vibratoire auto-entretenu (Rabate et al. 2006)

Le perçage vibratoire auto-entretenu nécessite l'introduction d'un composant souple dans la chaîne cinématique entre la pièce et la pointe de l'outil. Cette souplesse peut être amenée par un porte-outil spécifique (Figure I-29), un outil (Figure I-34) ou par la pièce (Peigné 2003).

Parmi les solutions technologiques de mise en œuvre de l'assistance vibratoire, on trouve aujourd'hui de nombreuses solutions industrielles (Figure I-35).

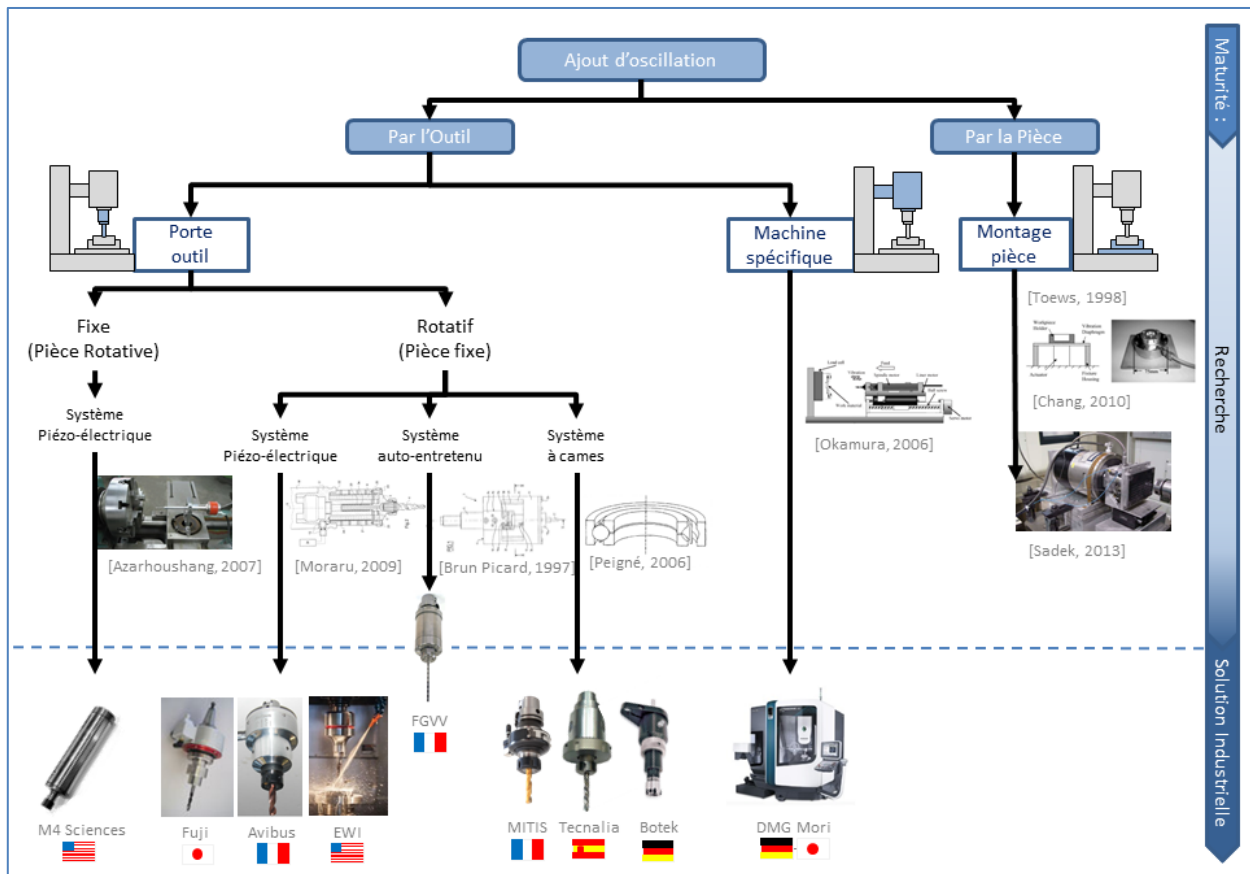


Figure I-35 : Technologies de perçage assisté par vibrations sur MOCN.

C. Détail du système employé

Dans ces travaux, nous nous intéressons au perçage assisté par vibrations forcées à basse fréquence, mis en œuvre par un porte-outil à came commercialisé par la société MITIS SAS (Figure I-36). Ce porte-outil permet de générer une oscillation sinusoïdale sans apport d'énergie. Ce porte-outil intègre une came constituée d'un roulement à billes dont la bague intérieure est formée de deux bagues ondulées. C'est le mouvement de la broche par rapport au stator qui permet de générer une oscillation axiale. Pour cela le porte-outil est monté en broche par un attachement standard (ici du HSK 63-A) qui entraîne la rotation de la partie centrale du porte-outil et de l'outil monté à l'autre extrémité (ici en pince ER-32). L'oscillation est obtenue

en maintenant la bague extérieure du porte-outil fixe en rotation au moyen d'un doigt d'arrêt en rotation. La came générant l'oscillation repose sur le brevet déposé par G. Peigné (Peigné 2006). L'oscillation résultante de la mise en rotation du dispositif peut être décrite par une amplitude (A) et une fréquence (ν). Dans le cas du dispositif présenté, la fréquence d'oscillation de l'outil dépend de la forme des bagues du dispositif ainsi que de la fréquence de rotation de la broche. L'amplitude des oscillations, quant à elle, est réglable et dépend du déphasage entre les deux demi-bagues intérieures (voir paragraphe II-2-1).



Figure I-36 : Porte-outil à assistance vibratoire PG8040 de MITIS.

La solution développée par la société MITIS SAS permet de mettre en œuvre le perçage assisté par vibrations sur des machines-outils à commande numérique (MOCN). Son adaptabilité et sa simplicité permettent une utilisation industrielle. La société MITIS propose également des solutions de perçage assisté par vibrations basées sur des cames différentes ou pour d'autres moyens d'usinage tels que les UPA ou robots d'usinage. Ce dispositif est également utilisé par des laboratoires universitaires travaillant sur la thématique du perçage assisté par vibrations. On trouve ainsi dans la littérature plusieurs travaux utilisant cette technologie (Ledref 2014; Pecat & Meyer 2013; Pecat & Brinksmeier 2014a). On trouve également des travaux portant sur les variantes technologiques disponibles sur UPA (Laporte & De Castelbajac 2012; Jallageas 2013; Jallageas et al. 2013) ou sur des robots d'usinage (Laporte et al. 2014).

I-2. Modélisation du procédé de perçage assisté par vibrations

L'ajout d'une oscillation aux mouvements conventionnels de perçage introduit deux nouveaux paramètres de pilotage de l'opération : la fréquence (ν) et l'amplitude des oscillations (A). Le choix des paramètres doit être réalisé en adéquation avec les paramètres conventionnels que sont la vitesse de coupe (V_c) et l'avance (f). Le paramétrage de l'opération est donc plus complexe qu'en perçage conventionnel. Pour sélectionner les paramètres opératoires garantissant le bon déroulement de l'opération, il est nécessaire de comprendre l'influence de ces paramètres sur le comportement du procédé. On trouve pour cela de nombreux travaux qui ont été menés sur la modélisation du perçage assisté par vibrations.

I-2-1. Trajectoire des arêtes de coupe

En perçage assisté par vibrations, la première étape de la modélisation est la construction de la trajectoire de l'outil. Cette dernière est modifiée par l'ajout d'oscillations axiales. Dans la très grande majorité des cas, l'oscillation est une sinusoïde pouvant être définie par une amplitude et une fréquence. Dans le cas de la technologie MITIS, ces paramètres sont donnés par la forme des bagues ondulées constituant le dispositif vibratoire (Jallageas et al. 2011). Dans leurs travaux, Laporte et al. (Laporte & De Castelbajac 2012) et Jallageas et al. (Jallageas et al. 2011) ont modélisé la cinématique des systèmes à came permettant le perçage assisté par vibrations sur UPA. Cependant, en raison de la différence technologique entre les deux types de came, la mise en équation n'est pas transposable au système employé dans nos travaux.

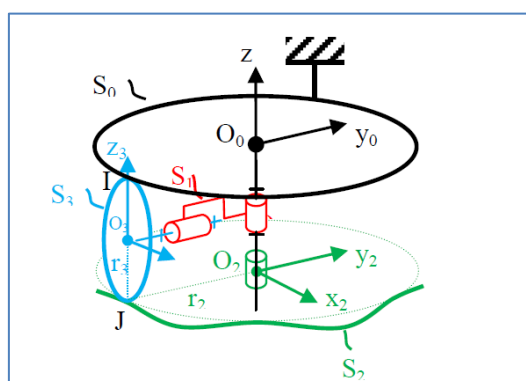


Figure I-37 : Schématisation cinématique des systèmes à came MITIS pour UPA (Jallageas et al. 2011).

Les travaux utilisant la technologie MITIS sur MOCN considèrent que le système délivre une oscillation sinusoïdale parfaite qui engendre une oscillation axiale (Équation I-8). L'axe de perçage est défini par l'axe Z , dans la direction positive lorsque l'outil s'éloigne de la pièce.

$$Z_{oscillation}(t) = \frac{A}{2} \cdot \sin(2\pi \cdot \nu \cdot t) \quad \text{Équation I-8}$$

La trajectoire verticale de l'outil dépend donc des paramètres vibratoires que sont l'amplitude (A) et la fréquence d'oscillation (ν), ainsi que des paramètres conventionnels, à savoir l'avance (f) et la fréquence de rotation (N). La position axiale de l'outil peut être définie par l'Équation I-9.

$$Z_{outil}(t) = Z_{outil}(0) + \frac{f \cdot N}{60} \cdot t + \frac{A}{2} \cdot \sin(2\pi \cdot \nu \cdot t) \quad \text{Équation I-9}$$

I-2-2. Hauteur de coupe et régénération de la surface

La modification de la cinématique de l'outil modifie les conditions de coupe. Les mouvements de l'outil entraînent une modification de la vitesse de coupe, de l'épaisseur de coupe et de la géométrie de coupe effectives. De plus, ces oscillations de l'outil provoquent la formation d'une surface ondulée. Si ces oscillations sont faibles ($\ll f$) un modèle de coupe quasi-stationnaire est applicable. Mais si ces oscillations sont plus importantes, notamment dans le cas où l'on provoque une coupe interrompue, il faut avoir

recours à une modélisation de coupe dynamique (Moraru 2002). Les ondulations de la trajectoire de l'outil et de la surface rendent délicate la détermination de la hauteur de coupe. La caractérisation des conditions de coupe requiert de connaître la vitesse instantanée et de la surface précédemment usinée (Bisu 2007) (Figure I-38).

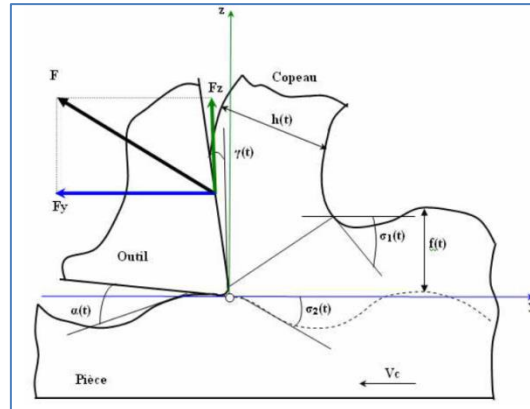


Figure I-38 : Condition de coupe dynamique (Bisu 2007).

La grande majorité des modèles de coupe en perçage assisté par vibrations caractérisent les conditions de coupe instantanées par :

- La vitesse de coupe $V_c(t)$;
- La vitesse axiale $V_z(t)$;
- La hauteur axiale de coupe $h_{coupe}(t)$;

On trouve également, plus rarement, des informations complémentaires sur la géométrie effective :

- L'angle de coupe effectif $\gamma_{f,e}(t)$;
- L'angle de dépouille effectif $\alpha_{f,e}(t)$;
- L'angle de cisaillement dynamique $\varphi(t)$ (Chang & Bone 2009).

Le paramètre le plus difficile à définir est la hauteur de coupe (h_{coupe}), qui correspond à la hauteur de matière entre l'outil et la surface de la pièce dans la direction axiale. Dans leurs travaux, Toews et al. (Toews et al. 1998), proposent une formule permettant de déterminer la hauteur du coupe à chaque instant (Équation I-10).

$$h_{coupe}(t) = \frac{f}{2} + A \cdot \left(\sin\left(\frac{W \cdot \pi}{2}\right) \cdot \cos\left(2\pi \cdot v \cdot t - \frac{W \cdot \pi}{2}\right) \right) \quad \text{Équation I-10}$$

Avec (W) correspondant au nombre d'oscillations par tour de broche (Équation I-11).

$$W = \frac{v \cdot 60}{N} \quad \text{Équation I-11}$$

La formule de Toews et al. (Équation I-10) n'est cependant valable que lorsque l'outil ne sort pas de la matière (Figure I-39). Or, dans certains cas, le fractionnement des copeaux ne peut s'obtenir que par l'interruption de la coupe.

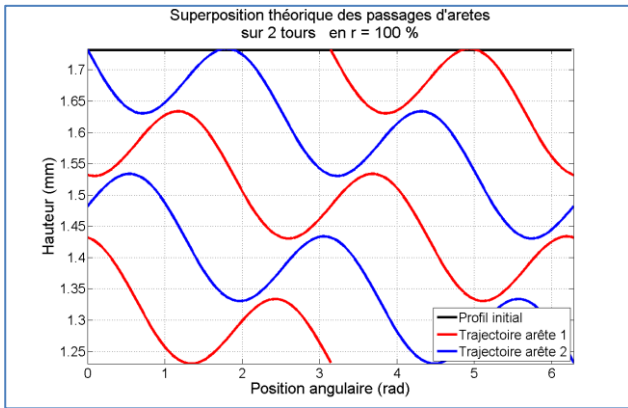


Figure I-39 : Superposition des trajectoires d'un point des arêtes de coupe en perçage assisté par vibrations sans interruption de la coupe.

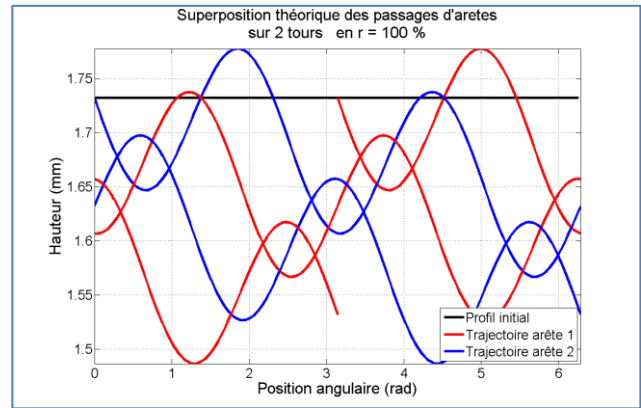


Figure I-40 : Superposition des trajectoires d'un point des arêtes de coupe en perçage assisté par vibrations avec interruption de la coupe.

Dans le cas où il y a interruption de la coupe (Figure I-40), le calcul de la hauteur de coupe doit donc se faire différemment pour tenir compte de la discontinuité de la coupe. Si l'on reprend le principe même de la coupe, la hauteur de matière coupée correspond à la différence de hauteur entre l'outil et la surface usinée (Figure I-11). Il faut donc déterminer la hauteur de la surface précédemment usinée. Cela correspond à la hauteur de la surface ($Z_{surface}$) après le passage de l'arête précédente (Moraru 2002). Cette hauteur peut être déterminée en introduisant le retard entre deux passages consécutifs d'arête (Équation I-12). Ce retard correspond à la période de passage de dents pour une même position angulaire. Ce paramètre n'est vrai que pour des outils dont la disposition des arêtes est équi-répartie angulairement.

$$T_z = \frac{60}{N \cdot N_z} \quad \text{Équation I-12}$$

La hauteur de la surface lors du passage d'arête précédent ($Z_{surface}(t - T_z)$), et la hauteur de l'outil ($Z_{outil}(t)$) permettent alors de déterminer la hauteur de coupe dans le cas où l'outil est dans la matière ($Z_{surface} > Z_{outil}$) ou hors de la matière ($Z_{surface} \leq Z_{outil}$) (Équation I-13).

$$h_{coupe}(t) = \begin{cases} (Z_{surface}(t - T_z) - Z_{outil}(t)) & \text{si } Z_{surface}(t - T_z) > Z_{outil}(t) \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad \text{Équation I-13}$$

La coupe entraîne la régénération de la surface. La hauteur de la surface correspond alors à la hauteur de l'outil si il y a coupe, elle correspond à la valeur de la surface lors du dernier passage d'arête si il y a sortie de la matière (Guibert 2008). Ceci se traduit par l'Équation I-14 :

$$Z_{surface}(t) = \begin{cases} Z_{outil}(t) & \text{si } Z_{surface}(t - T_z) > Z_{outil}(t) \\ Z_{surface}(t - T_z) & \text{sinon} \end{cases} \quad \text{Équation I-14}$$

L'information de la hauteur de coupe permet d'obtenir le profil des copeaux générés par le perçage vibratoire (Pecat & Meyer 2013; Jallageas et al. 2011). Cela donne une représentation en deux dimensions du copeau dans la projection cylindrique ($\vec{e}_\theta, \vec{e}_z$) (Figure I-41).

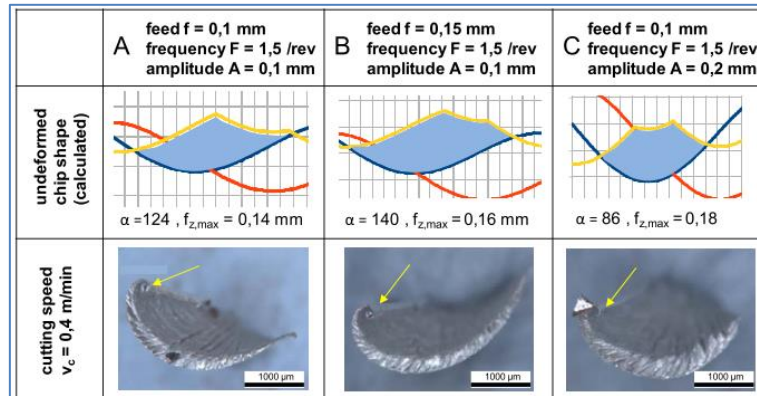


Figure I-41 : Morphologie 2D du copeau en perçage vibratoire (Pecat & Meyer 2013).

La condition limite entre coupe continue et coupe discontinue correspond à la condition d'intersection de deux trajectoires successives des arêtes de coupe. Zhang et Wang (Zhang & Wang 1998) définissent cette limite comme la limite théorique de rupture des copeaux par la seule action de la coupe (Équation I-15) (Figure I-42).

$$A \geq \frac{f}{2 \cdot \left| \sin \left(\frac{W_f \cdot \pi}{2} \right) \right|} \quad \text{Équation I-15}$$

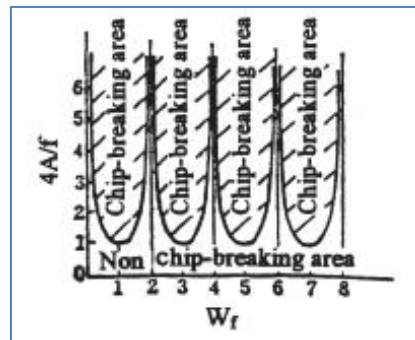


Figure I-42 : Limite de fractionnement théorique des copeaux en PAV (Zhang & Wang 1998).

Afin de caractériser l'interruption de la coupe en perçage assisté par vibrations, Goukov (Goukov et al. 2000) définit un critère, appelé taux de coupe (τ_c), comme le rapport entre le temps effectif de coupe et le temps total (Équation I-16)

$$\tau_c = \frac{\int_{T_1}^{T_2} H_{eaviside}(h_{coupe}) \cdot dt}{(T_2 - T_1)} \quad \text{Équation I-16}$$

avec ($H_{eaviside}$) fonction de Heaviside définie par :

$$H_{eaviside}(x) = \begin{cases} 1 & \text{si } x > 0 \\ 0 & \text{si } x \leq 0 \end{cases} \quad \text{Équation I-17}$$

A ce stade, les conditions de coupe instantanées au niveau de l'arête de coupe sont définies. Mais du fait de la variation de la vitesse axiale sous l'effet des oscillations, le phénomène de talonnage sur la face en dépouille de l'outil est variable et peut devenir important.

I-2-3. Talonnage

En PAV, l'ajout des oscillations axiales entraîne une forte variation de la vitesse axiale qui affecte l'angle de plongée dans la matière. Si cet angle de plongée (η_f) est supérieur à l'angle de dépouille (α_f), il y a alors contact entre la dépouille de l'outil et la surface usinée (Figure I-43). Le talonnage engendre des frottements qui génèrent des efforts supplémentaires mais peut également déformer la matière par

extrusion (Zhang & Wang 1998). Cette interaction complémentaire joue un rôle important dans la dynamique de la coupe et la stabilité de l'opération d'usinage (Bondarenko 2010; Germain 2011). Elle peut également endommager l'outil.

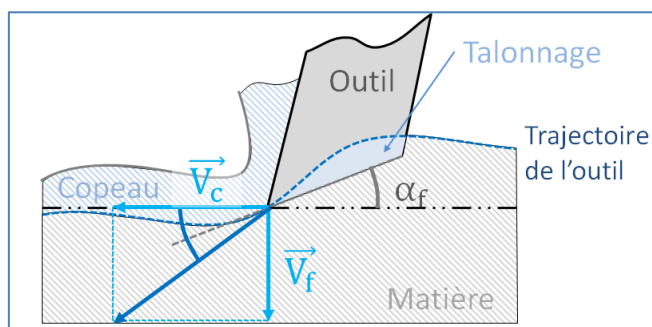


Figure I-43 : Phénomène de talonnage en perçage assisté par vibrations.

Les travaux menés sur le perçage vibratoire auto-entretenu ont montré l'importance de la prise en compte du talonnage (Bondarenko et al. 2009; Paris et al. 2008). Il faut donc pouvoir identifier et quantifier ce phénomène. Pour répondre à cela, Moraru (Moraru 2002) propose d'étudier la valeur de l'angle de dépouille effectif ($\alpha_{f,e}$), que l'on obtient en soustrayant la valeur de l'angle de plongée (η_f) à l'angle de dépouille outil en main (α_f) (Équation I-7). Cela permet d'identifier les instants et la position radiale des points de l'outil où il y a talonnage. Cependant, cette approche ne permet d'identifier la présence de talonnage qu'aux abords immédiats de l'arête de coupe. Pour quantifier la contribution du talonnage aux efforts de perçage, Bondarenko (Bondarenko 2010) modélise l'action du talonnage comme l'action de coupe d'une arête fictive positionnée sur la face de dépouille de l'outil (Figure I-44). Dans le cas du perçage assisté par vibrations à haute fréquence, la condition de talonnage, évoquée plus haut, n'est pas suffisante. Il peut en effet y avoir talonnage sans que l'angle de plongée ne soit localement supérieur à l'angle de dépouille. Chang et Bone (Chang & Bone 2009) proposent alors de calculer en chaque instant le volume d'intersection entre la dépouille de l'outil et la surface usinée (Figure I-45). Cette méthode permet d'identifier la présence de talonnage en tout point de la surface de dépouille. Ils proposent ensuite un modèle d'effort en talonnage dépendant du volume calculé.

Dans des matériaux tendres tels que certains alliages d'aluminium, le talonnage peut déformer la surface usinée (Zhang & Wang 1998). La surface est alors générée par les actions de coupe et de talonnage. La condition de rupture évoquée au paragraphe précédent (Équation I-15) s'en trouve alors partiellement faussée.

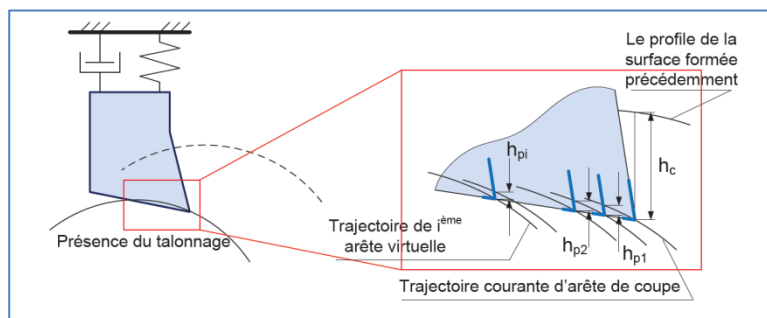


Figure I-44 : Modélisation du talonnage par la prise en compte d'une arête de coupe fictive (Bondarenko 2010).

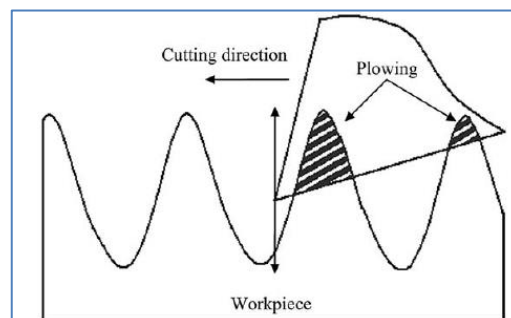


Figure I-45 : Modélisation du talonnage par la prise en compte du volume d'intersection (Chang & Bone 2009).

Les travaux réalisés en perçage assisté par vibrations montrent l'importance de considérer le phénomène de talonnage dans la modélisation du procédé. Différentes approches sont possibles pour cette modélisation, mais elles requièrent toutes de connaître avec précision la géométrie de la face de dépouille du foret. La quantification de ce phénomène permet de modéliser sa contribution dans l'effort axial total.

I-2-4. Modélisation des efforts

En perçage conventionnel, il existe un grand nombre de modèles permettant de déterminer les efforts en perçage. Les efforts de coupe sont un bon indicateur du déroulement de l'opération. La confrontation entre la modélisation et l'expérience est donc intéressante. Dans le cas du perçage assisté par vibrations, la variation instantanée des conditions de coupe peut amener la question de l'adaptabilité des modèles de coupe développés en perçage conventionnel. Ceux-ci peuvent s'appliquer si l'on reste dans le cas de faibles amplitudes (<1mm) (Moraru 2002). Pour traduire les variations importantes, il faut recourir à des modèles d'efforts de coupe dynamiques (Bisu 2007). On trouve dans la littérature des modèles d'estimation des efforts de coupe en perçage assisté par vibrations. Deux approches peuvent être envisagées : à l'échelle mésoscopique pour une estimation des efforts locaux ou à l'échelle macroscopique pour une estimation globale des efforts.

A. Approche globale

Pour diminuer le nombre d'essais nécessaires à la construction d'un modèle d'effort, il est possible de s'orienter vers un modèle global macroscopique. Il est communément admis que l'effort axial en perçage dépend principalement de l'avance instantanée (Sandvik-Coromant 2001). Les lois les plus simples considèrent que l'effort est proportionnel à l'avance. Or, de tels modèles ne permettent qu'une estimation de l'effort moyen en régime permanent pour des conditions de coupe stationnaires.

Dans le cas du perçage assisté par vibrations à basse fréquence, les conditions de coupe dynamiques nécessitent de choisir une loi plus adaptée à ces variations. Moraru (Moraru 2002) adopte ainsi une loi de type puissance (Équation I-18).

$$F_z = K_c \cdot (h_{coupe})^{p_c} \tag{Équation I-18}$$

Le modèle présenté par Bondarenko (Bondarenko et al. 2009) tient compte des différents phénomènes intervenant durant le perçage vibratoire. Pour décrire au mieux l'évolution de l'effort, il opte pour une loi dite « ratio-fractionnelle » (Figure I-46). Cette loi est définie à partir de deux contraintes : que la dérivée à l'origine ne soit pas infinie (tangente non verticale) et que la dérivée à l'infini soit non nulle (tangente non horizontale). Elle est décrite par l'Équation I-19.

$$F_c(t) = K_{c,0} \cdot h_c^* \cdot \frac{H_c(t) + r_c \cdot H_c^2(t)}{1 + H_c(t)} \tag{Équation I-19}$$

avec (H_c) la hauteur de coupe adimensionnée définie comme le rapport entre la hauteur de coupe instantanée et la hauteur de coupe de référence donnant la position du point caractéristique de la loi (Équation I-20).

$$H_c(t) = \frac{h_{coupe}(t)}{h_c^*} \tag{Équation I-20}$$

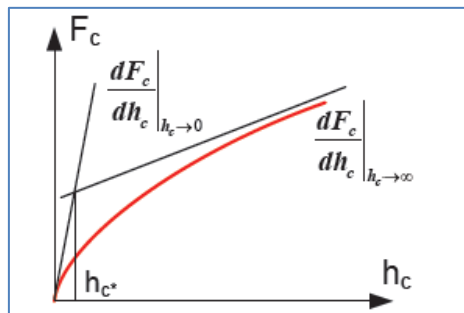


Figure I-46 : Loi de coupe ratio-fractionnelle (Bondarenko 2010).

Une telle loi permet de décrire une évolution continue non linéaire des efforts en fonction de la hauteur de coupe. Cette loi est pilotée par 3 paramètres empiriques décrivant la raideur de coupe à l'origine ($K_{c,0}$), la position du point caractéristique (h_c^*) et le rapport entre la raideur à l'origine et à l'infini (r_c).

Le phénomène de talonnage, bien plus important en PAV, engendre des efforts élevés qui n'interviennent pas nécessairement aux mêmes instants que les efforts de coupe. Il y a nécessité de distinguer les efforts de coupe et de talonnage. Bondarenko compose ainsi son modèle d'efforts en combinant deux lois ratio-fractionnelles, l'une fonction de la hauteur de coupe, l'autre pour considérer le talonnage (Équation I-21).

$$F_t(t) = K_{t,0} \cdot h_t^* \cdot \frac{H_t(t) + r_t \cdot H_t^2(t)}{1 + H_t(t)} \quad \text{Équation I-21}$$

avec (H_t) la hauteur de talonnage adimensionnée définie comme le rapport entre la hauteur de coupe vue par l'arête fictive et la hauteur de talonnage de référence donnant la position du point caractéristique de la loi (Équation I-20).

$$H_t(t) = \frac{h_{\text{talonnage}}(t)}{h_t^*} \quad \text{Équation I-22}$$

Un modèle à l'échelle macroscopique permet l'estimation des sollicitations globales en bout d'outil. La mise en place d'un tel modèle nécessite des essais d'identification. Il est ainsi possible d'effectuer cette identification en perçage assisté par vibrations. Mais l'information restituée par le modèle est limitée. Les modèles ne sont valables que pour un couple Outil-Matière donné.

B. Approche locale

La discrétisation des arêtes de coupe de l'outil en arêtes élémentaires permet de considérer des conditions de coupe constantes sur chaque segment. Il est alors envisageable d'appliquer un modèle d'effort analytique issu de l'observation de la coupe orthogonale ou oblique (Figure I-47).

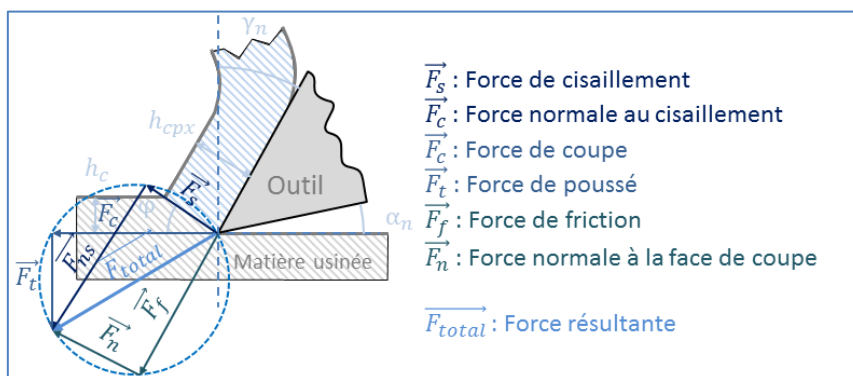


Figure I-47 : Modélisation des efforts en coupe orthogonale.

Naisson (Naisson 2011), met en avant la facilité de mise en place d'un modèle basé sur les travaux de Merchant (Merchant 1945). Il note cependant, que le domaine de validité est très limité en raison des hypothèses qui sont faites. En comparant les résultats de la modélisation avec des essais effectués dans le 42CrMo4, il observe une erreur d'environ 35%. Il recommande alors l'utilisation de modèles plus élaborés tels que celui d'Oxley (Oxley & Young 1989).

Chang et Bone (Chang & Bone 2009) proposent un modèle permettant l'estimation des efforts locaux, suivant la direction de coupe ($F_{c,n}$) et sa normale ($F_{c,t}$) dans le plan (P_o), en fonction de l'épaisseur dynamique de coupe ($e_{n,d}$), de la géométrie effective de coupe ($\gamma_{n,e}$), et de la contrainte de cisaillement (σ_c) (Équation I-23 et Équation I-18) :

$$F_{c,n}(r) = \frac{\sigma_c \cdot e_{n,d} \cdot \Delta r \cdot \cos(\lambda_{n,d}(r) - \gamma_{n,e}(r))}{\sin(\varphi_{n,d}(r)) \cdot \cos(\varphi_{n,d}(r) + \lambda_{n,d}(r) - \gamma_{n,e}(r))} \quad \text{Équation I-23}$$

$$F_{c,t}(r) = \frac{\sigma_c \cdot e_{n,d} \cdot \Delta r \cdot \sin(\lambda_{n,d}(r) - \gamma_{n,e}(r))}{\sin(\varphi_{n,d}(r)) \cdot \cos(\varphi_{n,d}(r) + \lambda_{n,d}(r) - \gamma_{n,e}(r))} \quad \text{Équation I-24}$$

où $(\varphi_{n,d})$ et $(\lambda_{n,d})$ sont respectivement l'angle de cisaillement dynamique et l'angle de frottement dynamique. L'épaisseur de coupe dynamique correspond à la projection de la hauteur axiale de coupe dans le plan (P_n) (Équation I-18).

$$e_{n,d} = h_{coupe} \cdot \sin(\kappa_r) \cdot \cos(\lambda_s) \quad \text{Équation I-25}$$

La contrainte de cisaillement est donnée par une relation de type Johnson-Cook modifiée (Équation I-26) en fonction de 8 paramètres propres au matériau (C_i) ($\dot{\varepsilon}$ étant dépendant d'un 8^e paramètre).

$$\sigma_c = \frac{1}{2} \cdot (C_1 + C_2 \cdot \varepsilon^{C_3}) \cdot \left(1 + (C_4 - C_5 \cdot e_{n,d} - C_6 \cdot V_\theta(r)) \cdot \ln\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{C_7}\right) \right) \quad \text{Équation I-26}$$

Les auteurs ajoutent à ce modèle une loi empirique d'efforts en talonnage, fonction du volume d'intersection entre la face en dépouille et la surface de la pièce (Équation I-27). Il est ensuite possible, par projection et sommation, de reconstruire les efforts globaux appliqués à l'outil (Équation I-29).

$$F_t = C_9 \cdot V_{talonnage} \quad \text{Équation I-27}$$

$$F_z = F_t + \int_{r=0}^{r=\frac{D_{outil}}{2}} (F_{c,t}(r) \cdot \sin(p) \cdot \cos(\eta_{f,e}) + F_{c,n}(r) \cdot \sin(\eta_{f,e})) \cdot dr \quad \text{Équation I-28}$$

La difficulté de mise en place d'un tel modèle est l'identification des coefficients pilotant la loi de Johnson-Cook. Dans cette publication, les auteurs expliquent utiliser des coefficients issus d'autres travaux, dans lesquels l'identification se fait par des essais spécifiques de cisaillement comparés à des simulations numériques. Un modèle analytique comme celui-ci demande donc un nombre important d'essais nécessitant des moyens spécifiques.

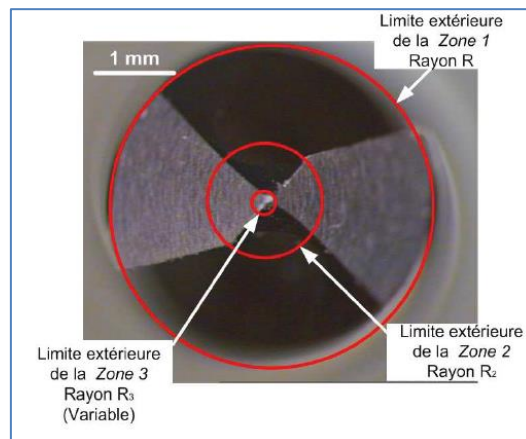


Figure I-48 : Découpage de l'outil en zones de sollicitations (Guibert 2008).

Guibert (Guibert et al. 2009) propose une adaptation du modèle semi-analytique des efforts dynamiques en perçage conventionnel de Yang (Yang et al. 2002) qui considère trois zones de comportements différents (Figure I-48). Il modélise ainsi l'action de l'indentation au centre de l'outil, l'action de la coupe avec des angles négatifs dans l'âme de l'outil et la coupe le long des arêtes principales discrétisées en arêtes élémentaires. L'effort élémentaire de coupe sur les arêtes principales (zone 1) est donné par l'Équation I-29 :

$$dF_{c,1}(r) = K_{c,1}(r) \cdot (h_{coupe})^{a_1} \cdot \Delta r \quad \text{Équation I-29}$$

avec (a_1) paramètre empirique et ($K_{c,1}$) coefficient spécifique de coupe de la zone 1 défini par l'Équation I-30.

$$K_{c,1}(r) = C_1 \cdot (1 - \sin(\gamma_f(r)))^{C_2} \cdot V_z^{C_3} \quad \text{Équation I-30}$$

Les paramètres (C_i) sont des paramètres empiriques dépendant de la matière et de l'outil employé. L'effort axial de coupe sur l'arête centrale (zone 2) est donné par l'Équation I-31 :

$$F_{c,2} = N_z \cdot K_2 \cdot (R_3 - R_2) \cdot (h_{coupe})^{a_2} \quad \text{Équation I-31}$$

où (K_2) et (a_2) sont deux paramètres empiriques à déterminer. L'effort axial d'indentation (zone 3) est donné par l'Équation I-32 :

$$F_{c,3} = K_3 \cdot (R_3 \cdot h_{coupe})^{a_3} \quad \text{Équation I-32}$$

où (K_3) et (a_3) sont deux paramètres empiriques à déterminer. L'effort axial résultant de l'opération de coupe est obtenu par sommation des contributions des différents phénomènes (Équation I-33) :

$$F_{z,c} = F_{c,3} + F_{c,2} + \sum_{i=1}^{N_z} \int_{r=0}^{r=\frac{D_{outil}}{2}} dF_{c,1}(r) \quad \text{Équation I-33}$$

L'auteur considère également le phénomène de talonnage qui vient s'ajouter aux actions de coupe le long des arêtes de coupe. L'effort de talonnage est fonction de la hauteur de coupe ($h_{talonnage}$) vue par l'arête fictive (Équation I-34) :

$$F_t = K_t \cdot (h_{talonnage} \cdot \Delta r) \quad \text{Équation I-34}$$

Ce modèle permet d'estimer les contributions de chaque partie de l'outil. La mise en place d'un tel modèle nécessite des essais complexes qui peuvent être effectués en perçage. Cette identification nécessite une détermination des différentes zones. Il faut ensuite procéder à un découpage physique des différents phénomènes, pour identifier les coefficients empiriques du modèle dépendant du couple outil-matière employé. John Ledref (Ledref 2014) reprend ce même modèle dans ses travaux pour reconstruire les efforts en perçage assisté par vibrations (Figure I-49). Il met en avant une limite à ce modèle : l'identification des coefficients ne peut être faite qu'en perçage conventionnel pour caractériser le perçage assisté par vibrations, alors que des phénomènes différents interviennent.

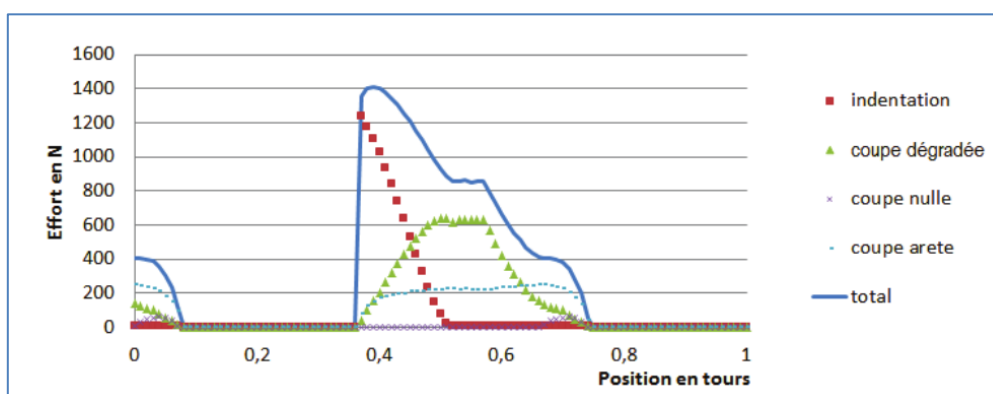


Figure I-49 : Modèle de prédiction des efforts multi-phénomènes en perçage assisté par vibrations (Ledref 2014).

Les modèles permettant l'estimation des efforts à l'échelle mésoscopique nécessitent donc des essais complexes qui ne peuvent pas tous être menés en perçage assisté par vibrations.

Enfin la démocratisation de la puissance de calcul permet également la mise en place de modèles numériques basés sur des méthodes de type éléments finis. On trouve ainsi dans le commerce des logiciels

permettant d'estimer les efforts, la température et la morphologie des copeaux (Jrad 2007). Ces approches donnent de très bons résultats en perçage conventionnel, il se pose alors la question de l'adaptabilité au perçage assisté par vibrations.

La modélisation des efforts en perçage peut être abordée à différentes échelles. Pour nos travaux, un modèle à l'échelle macroscopique est suffisant pour la détermination des réponses dynamiques du système. Un modèle empirique globale nécessite une identification des paramètres pour chaque nouveau couple Outil-Matière, mais il peut être fait par des essais en perçage assisté par vibrations. Le choix d'un modèle comme celui développé par Bondarenko (Bondarenko 2010) apparaît être une solution pertinente.

I-2-5. Comportement dynamique

Les modèles de perçage assisté par vibrations forcées considèrent que la cinématique du système est parfaite. Le déplacement de la pointe du foret correspond au déplacement imposé à l'outil par les paramètres opératoires. Ce n'est pas le cas en perçage vibratoire auto-entretenu (PVAE). Les travaux menés sur ce procédé ont nécessité la mise en place d'une modélisation dynamique de l'ensemble Pièce-Outil-Machine (Moraru 2002; Guibert 2008; Bondarenko 2010) (Figure I-50). C'est en effet les instabilités de la coupe qui permettent l'amorçage et l'entretien des vibrations du système. Il faut donc, dans ce type de modélisation, définir les zones d'instabilité (Figure I-30). Il s'agit ici de trouver le domaine de fonctionnement du procédé pour un jeu raideur-masse réglé sur le porte-outil vibratoire. Cependant l'objectif de la modélisation n'est pas le paramétrage de l'amplitude et de la fréquence d'oscillation. L'objectif de ces modèles est différent du nôtre, mais la modélisation présentée peut être adaptée à notre étude.

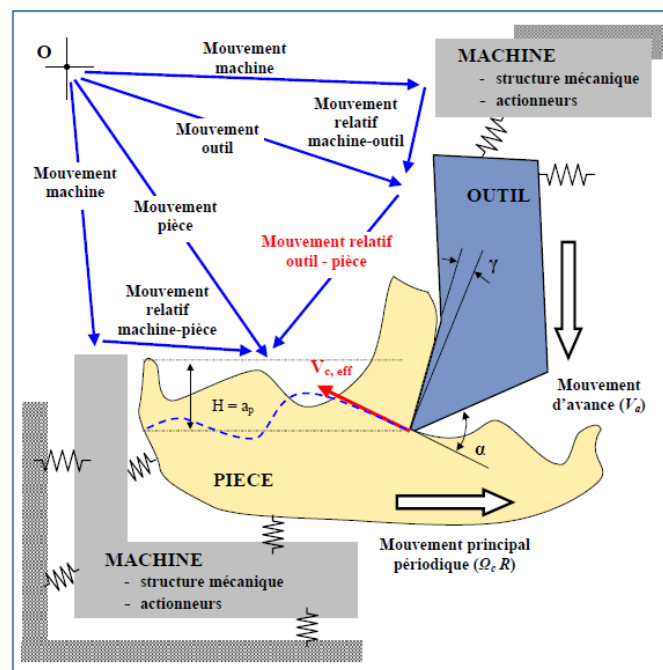


Figure I-50 : Schématisation de la dynamique de l'ensemble Pièce-Outil-Machine (Moraru 2002).

La prise en compte de la dynamique de la machine dans la modélisation nécessite une identification préalable du comportement dynamique. Naisson (Naisson 2011) propose une manipulation simple permettant l'identification de la raideur statique des dispositifs de PVAE. Le dispositif vibratoire étant souple (au regard de la raideur de la machine employée), il utilise le déplacement axial de la machine pour contraindre le dispositif (Figure I-51). La mesure des efforts en fonction du déplacement imposé permet de retrouver la raideur du dispositif.

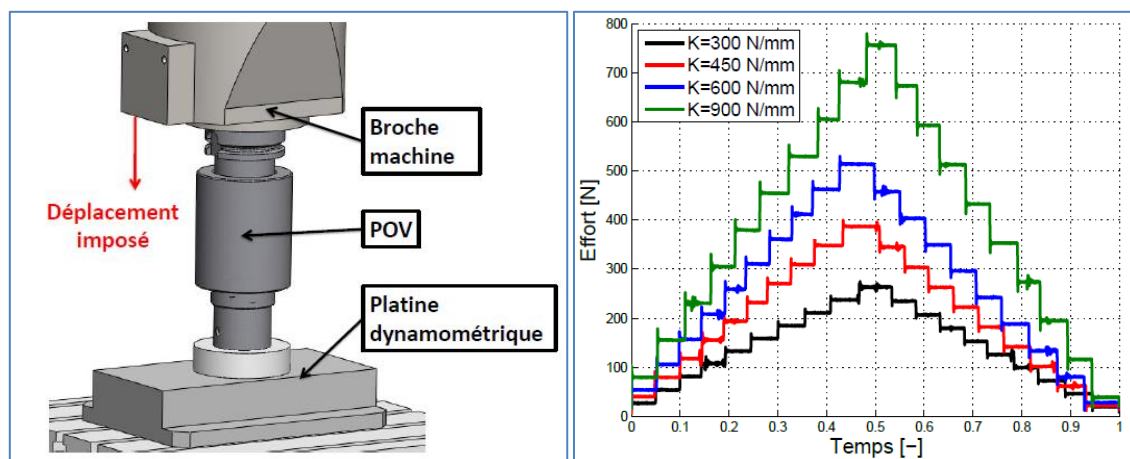


Figure I-51 : Identification de la raideur du dispositif vibratoire en statique (Naisson 2011).

Il est possible d'identifier plus globalement le comportement dynamique d'une structure mécanique au travers d'essai au marteau d'impact (Girard 1997). Cette méthode permet d'identifier le comportement dynamique d'une machine-outil (Cheng 2009). Cependant, en raison de la connectique des capteurs et de l'impact à produire, il n'est pas évident d'identifier le comportement d'une broche en rotation. Pour répondre à ce problème, il est possible de remplacer les accéléromètres par des appareil de mesure sans contact tels que des vibromètres laser (Yaqub 2011; Seguy et al. 2010) et d'exciter la structure à l'aide d'un dispositif rotatif adapté (Figure I-52) (Rabreau et al. 2015). Moraru (Moraru 2014) souligne que l'utilisation des éléments piézo-électriques dans un porte-outil vibratoire permet d'exciter la structure mais également de mesurer sa réponse. Il propose ainsi l'utilisation du dispositif pour identifier le comportement dynamique de la machine sur laquelle il est installé. Ce type de manipulation permet ainsi d'identifier la réponse en fréquence de la machine sur l'ensemble de son domaine de fonctionnement (Figure I-53).

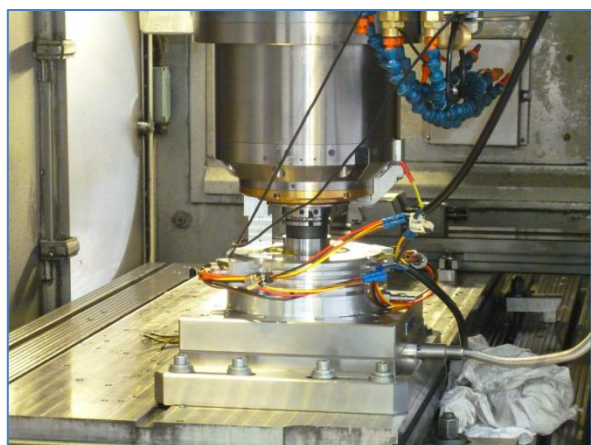


Figure I-52 : Dispositif spécifique d'excitation de la broche en rotation (Rabreau et al. 2015).

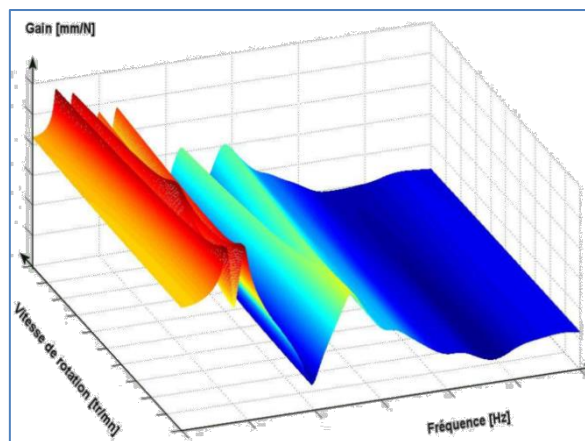


Figure I-53 : Réponse en fréquence d'une broche UGV en fonction de la vitesse de rotation (Gagnol 2006).

I-2-6. Les limites de la modélisation du perçage assisté par vibrations

Les différents modèles développés dans le cadre des recherches sur le procédé de perçage assisté par vibrations permettent de comprendre l'influence des paramètres opératoires sur le déroulement du procédé. Il est ainsi possible d'orienter le choix des paramètres opératoires dans des cas d'applications bien précis. Dès que l'on sort de ces applications, les modèles développés montrent des écarts importants entre le comportement théorique et le comportement expérimental. Ceci tend à montrer une limite des modèles actuels pour la détermination des paramètres opératoires garantissant le fractionnement des copeaux. Ledref (Ledref 2014), met en évidence les configurations permettant la fragmentation des copeaux d'aluminium (Figure I-54). Le système employé est un porte-outil vibratoire équipé d'une came à 3 lobes

(PG80-40 de MITIS). Il note alors que l'amplitude réelle permettant la fragmentation des copeaux est supérieure à la valeur théorique donnée par la formule de Deyuan (Équation I-15).

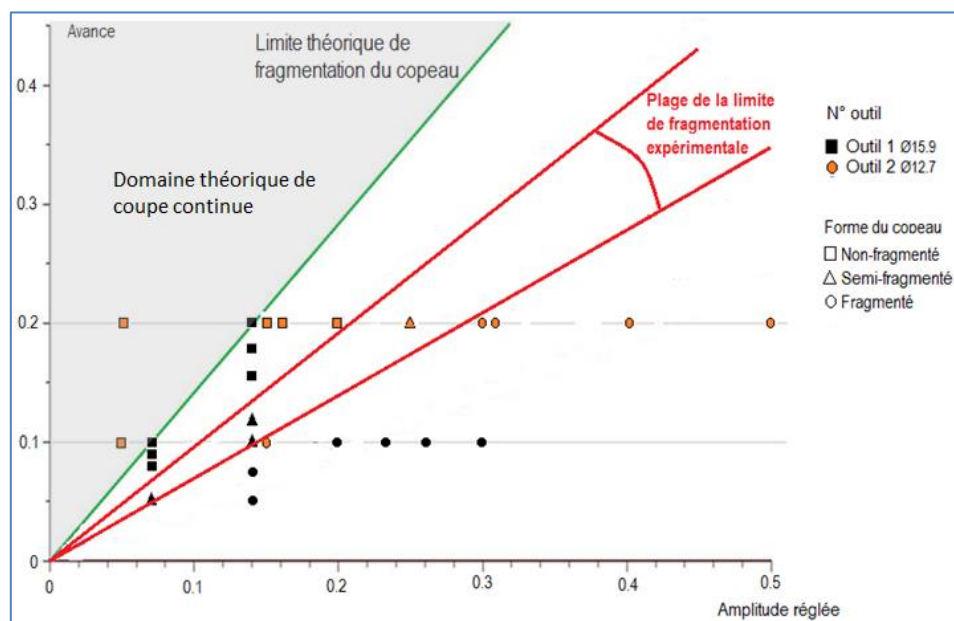


Figure I-54 : Limite de fractionnement dans le plan (Avance, Amplitude) (Ledref 2014).

La Figure I-54 représente la fragmentation des copeaux pour différentes configurations d'essais en avance et en amplitude. On observe que l'amplitude limite de fractionnement réelle (rouge) est supérieure à la limite théorique (vert). Ainsi, des conditions théoriquement suffisantes pour assurer le fractionnement des copeaux peuvent conduire expérimentalement à générer des copeaux continus.

En comparant le critère de taux de coupe calculé sur les grandeurs de hauteur de coupe (donnée par le modèle cinématique) et de l'effort axial (donné par la mesure), on observe des écarts importants (~40%) (Figure I-55). L'auteur fait l'hypothèse que cet écart est dû au comportement dynamique de l'ensemble usinant. Une souplesse dans la boucle cinématique liant l'outil à la pièce peut expliquer une perte d'amplitude qui engendrerait une augmentation du taux de coupe. Ceci peut expliquer pourquoi le taux de coupe calculé sur le signal d'effort est supérieur au taux de coupe théorique calculé sur la hauteur de coupe.

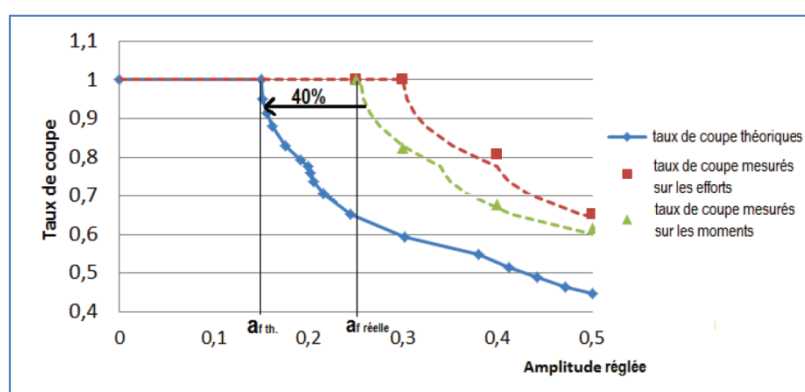


Figure I-55 : Ecart entre le taux de coupe calculé sur la hauteur de coupe théorique et le taux de coupe calculé sur la mesure de l'effort et du couple (Ledref 2014).

Cette même hypothèse est également avancée dans les travaux de Jallageas (Jallageas 2013) qui effectue des essais de PAV dans du titane TiAl6V4 à l'aide d'une UPA à dispositif vibratoire. L'auteur observe également des écarts de taux de coupe entre simulation (Figure I-57) et essais (Figure I-56). Il est à noter que l'écart de taux de coupe, dans ces travaux et les précédents, est dépendant : de la machine employée (MOCN/UPA), de l'outil et de la pièce (Aluminium/Titane). Jallageas propose alors d'introduire un

coefficient correctif, que l'auteur attribue au comportement dynamique de l'ensemble Pièce-Outil-Machine, pour simuler le comportement du procédé.

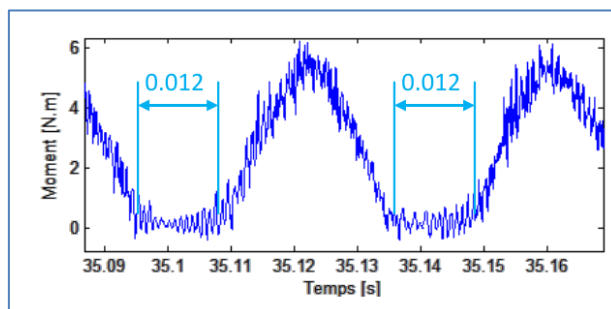


Figure I-56 : Estimation des instants d'interruption de la coupe sur la mesure du moment en PAV (Jallageas 2013).

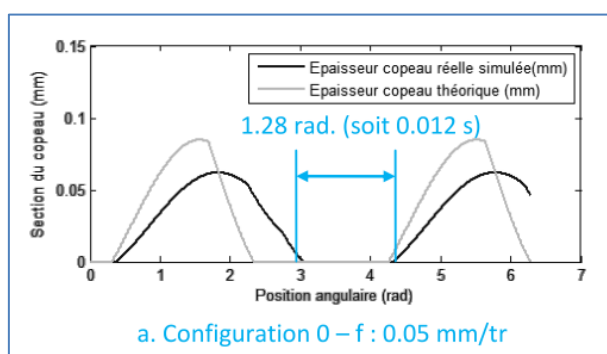


Figure I-57 : Estimation des moments d'interruption de la coupe sur la simulation de la hauteur de coupe (Jallageas 2013).

La grande majorité des modélisations du procédé de PAV sont des modélisations purement cinématiques, considérant un comportement parfaitement plastique de la matière. Or, on observe des écarts entre ces modèles et les résultats expérimentaux lorsque l'on regarde l'amplitude minimale nécessaire au fractionnement des copeaux et le taux de coupe. Cela est notamment dû à l'hypothèse faite d'un système cinématiquement parfait. Il n'est donc pas possible de déterminer théoriquement des conditions optimales d'utilisation et de simuler la dimension des copeaux générés. Il est nécessaire de tenir compte de la dynamique de l'ensemble Pièce-Outil-Machine dans le modèle à développer.

Il apparaît donc ici une limite aux modèles cinématiques actuels. Cela met en évidence la nécessité de considérer la dynamique de l'ensemble Pièce-Outil-Machine dans le cas du perçage assisté par vibrations forcées à basse fréquence.

Des modélisations considérant la dynamique du dispositif usinant ont été développées pour le procédé de perçage vibratoire auto-entretenu. Cependant l'objectif de ces travaux diffère du nôtre. Il s'agit, dans le cas du PVAE, de définir un domaine d'instabilité dans le plan avance-fréquence de rotation, alors que nous cherchons à paramétrer une amplitude et une fréquence pour un dispositif à oscillations forcées. Il est donc nécessaire de combiner les deux approches pour développer un modèle prédictif du comportement du procédé qui tienne compte de l'environnement Pièce-Outil-Machine.

I-3. Suivi d'une opération de perçage

La maîtrise d'une opération de perçage n'est donc pas triviale. Pour déterminer les meilleures conditions opératoires, il est nécessaire de pouvoir surveiller le bon déroulement d'une opération de perçage. Pour qualifier le procédé dans des conditions données, il est possible d'observer plusieurs critères. Parmi les plus répandus, on trouve :

- L'observation des copeaux, qui ne nécessite pas nécessairement d'instrumentation ;
- L'usure de l'outil qui peut être observée après perçage à différentes échelles : macroscopique, mésoscopique ou microscopique ;
- Le bruit et les vibrations durant l'opération ;
- La température dans la zone de coupe qui nécessite l'implantation de thermocouples, l'utilisation de pyromètre ou l'emploi d'une caméra thermique ;
- l'effort axial et le couple mesurables par des dispositifs spécifiques de mesure d'efforts ;
- La puissance consommée par la machine en récupérant les courants d'alimentation de la machine employée ;
- La qualité dimensionnelle du perçage ;

I-3-1. Observation copeaux

L'observation de l'évacuation des copeaux durant le perçage permet de vérifier la bonne circulation des copeaux dans les goujures. Une évacuation saccadée est le signe de friction importante dans les goujures. Une interruption de l'évacuation signifie qu'il y a bourrage des goujures et nécessite l'interruption de l'opération.

L'observation des copeaux donne des indications sur le déroulement du procédé. En premier lieu, la morphologie générale donne la fiabilité quant au risque de bourrage (AFNOR 2000). Il est recommandé de générer des copeaux de petites tailles (Sandvik-Coromant 2014). La couleur des copeaux renseigne également sur les conditions thermiques de la coupe (Figure I-58). Un copeau ayant changé de couleur traduit des températures de coupe très élevées qui affectent la constitution métallurgique de la matière usinée. L'épaisseur du copeau donne enfin des informations sur sa formation (Ke et al. 2006).

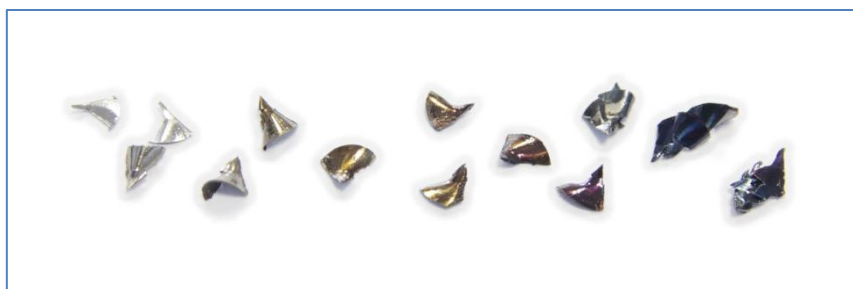


Figure I-58 : Coloration des copeaux en raison des phénomènes thermiques.

Des observations plus complexes sont possibles. L'observation micrographique révèle des informations sur les changements métallurgiques de la matière. Des essais d'interruption rapide du procédé permettent de conserver intacte la zone de coupe et de venir étudier les déformations de la matière comme le cisaillement primaire (Claudin 2006).

I-3-2. Usures des outils

L'observation de l'usure de l'outil à l'issue de chaque essai, est un moyen de qualifier le procédé. Le mode d'usure le plus visible est l'usure en dépouille (Figure I-59). Il est possible de la quantifier par la largeur maximale ou la largeur moyenne de la bande d'usure (Claudin 2006; Pecat & Brinksmeier 2014b; Roudgé

2011). Il est également possible de qualifier l'usure d'un outil au travers de l'évolution du rayon d'acuité des arêtes de coupe (Roudgé 2011; Poutord et al. 2013).

L'observation de l'usure au centre de l'outil permet d'observer l'étendue de la zone d'indentation (Figure I-60).

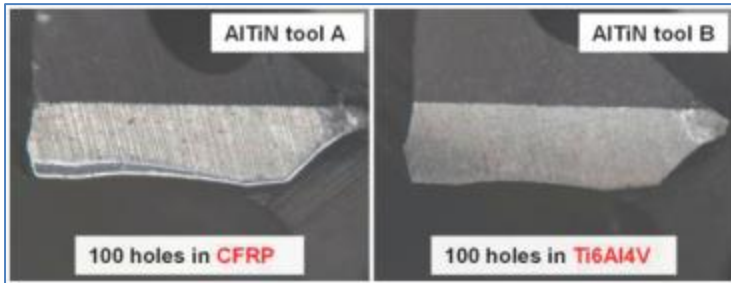


Figure I-59 : Usure en dépouille des outils de coupe (Pecat & Brinksmeier 2014b).

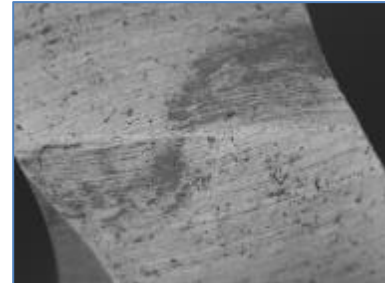


Figure I-60 : Trace d'indentation sur la face en dépouille (Dargnat 2006).

L'usure catastrophique ou endommagement des outils permet d'identifier des problèmes de conditions de coupe (Figure I-61). L'écaillage, l'usure en dépouille irrégulière, les dégradations thermiques, l'effondrement des becs ou les arêtes rapportées témoignent d'un mauvais fonctionnement de l'opération. On trouve ainsi dans les catalogues des fournisseurs d'outil des tables permettant d'établir les causes de l'usure des outils (SECO-Tools 2013; Sandvik-Coromant 2014). Ces tables proposent également des pistes d'amélioration des conditions opératoires.



Figure I-61 : Différents modes d'endommagement des outils en perçage.

I-3-3. Bruit et vibrations

L'oreille humaine est probablement le capteur le plus utilisé pour surveiller des procédés d'usinage dans le milieu industriel. Le bruit durant le perçage permet ainsi à un opérateur expérimenté d'identifier immédiatement un mauvais fonctionnement de l'opération. La fréquence des sons traduit la fréquence des sollicitations entre la pièce et l'outil. Il est possible de mesurer ces vibrations avec des capteurs acoustiques ou des accéléromètres. Il est ainsi possible d'identifier des problèmes de stabilité de la coupe, d'évacuation des copeaux, ou des bris d'outil (Le Moal 2012).

Pour exemple, El-Wardany et al. (El-Wardany et al. 1996) proposent une méthode de surveillance de l'état d'usure de l'outil au travers de l'analyse des signaux de vibrations axiale et radiale de la pièce. La méthode permet d'identifier l'état général de l'outil au fil de sa durée de vie et de détecter des ruptures soudaines.

I-3-4. Températures

La mesure de la température en perçage est délicate en raison du confinement de l'opération. Il faut pouvoir instrumenter la pièce ou l'outil de façon à mesurer les flux de chaleur au plus près de la zone de coupe. Cela est possible en utilisant des thermocouples installés dans les zones concernées ou des pyromètres optiques (Hoppe 2003). La mesure indirecte de la température par caméra thermique permet d'obtenir une image de la température relative entre deux opérations (Figure I-62). Il est cependant plus délicat d'obtenir la température absolue par ce type de mesure. Le lien entre chaleur et usure de l'outil a été établi dans divers travaux (Felder 2006). La mesure de la température permet donc d'identifier les

conditions critiques générant des chaleurs très importantes et potentiellement dangereuses pour l'outil et la matière.

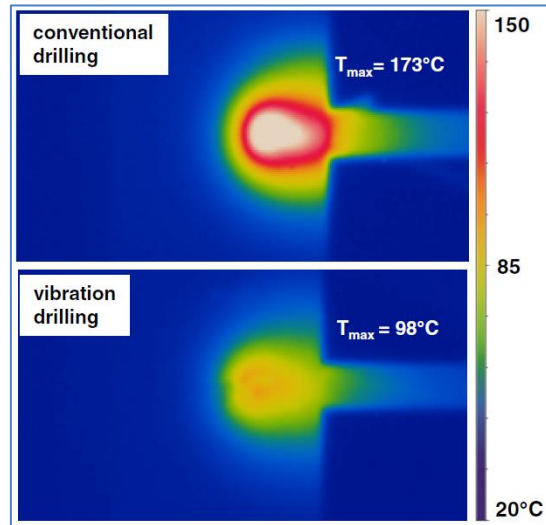


Figure I-62 : Imagerie thermique en perçage (Pecat & Brinksmeier 2014a).

I-3-5. Effort, couple et puissance

Les sollicitations mécaniques traduisent le comportement de la coupe. La mise en place d'une instrumentation spécifique permet de mesurer les efforts, le couple ou encore la puissance consommée par la machine durant une opération de perçage. A l'échelle macroscopique, dans le cas d'un perçage avec un outil axisymétrique, la coupe génère un effort dans l'axe de l'outil ou force de poussée et un couple axial (Figure I-63). La puissance consommée par le ou les moteurs de la machine est alors une image des sollicitations en bout d'outil.

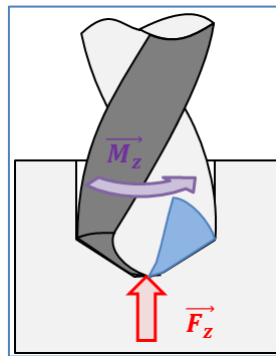


Figure I-63 : Sollicitations globales en bout d'outil.

A. Moyen de mesure

La force n'est pas une grandeur directement mesurable. La mesure se fait indirectement par la mesure de la déformation d'un corps d'épreuve dont la raideur est connue (Moreau 1992). Pour la mesure d'efforts dynamique, cette raideur doit être nécessairement très grande.

Dans le cas de l'usinage, on trouve principalement deux types de capteurs (Albert 2010). Le premier est constitué d'un corps d'épreuve équipé de jauges de déformations. Le deuxième intègre des éléments piézo-électriques qui jouent le rôle de corps d'épreuve et de détecteur. Les matériaux piézo-électriques ont la propriété de générer une charge électrique lorsqu'ils subissent une déformation. Dans ces travaux, Bissey-Breton (Bissey 2005) fait un comparatif des platines disponibles sur le commerce et développées dans les laboratoires de recherche en usinage. Ce comparatif permet d'établir les caractéristiques des platines adaptées à la mesure d'efforts en usinage. La mesure peut également se faire au moyen de capteurs intégrés à la broche de la machine ou au porte-outil (Le Moal 2012). Le fait d'insérer une platine de mesure

pour la mesure des efforts dans la boucle entre l'outil et la pièce vient modifier la rigidité de la chaîne cinématique entre la pièce et l'outil.

B. Analyse des signaux d'efforts en Perçage conventionnel

En perçage conventionnel, les sollicitations en bout d'outil peuvent être étudiées à deux échelles (Figure I-64).

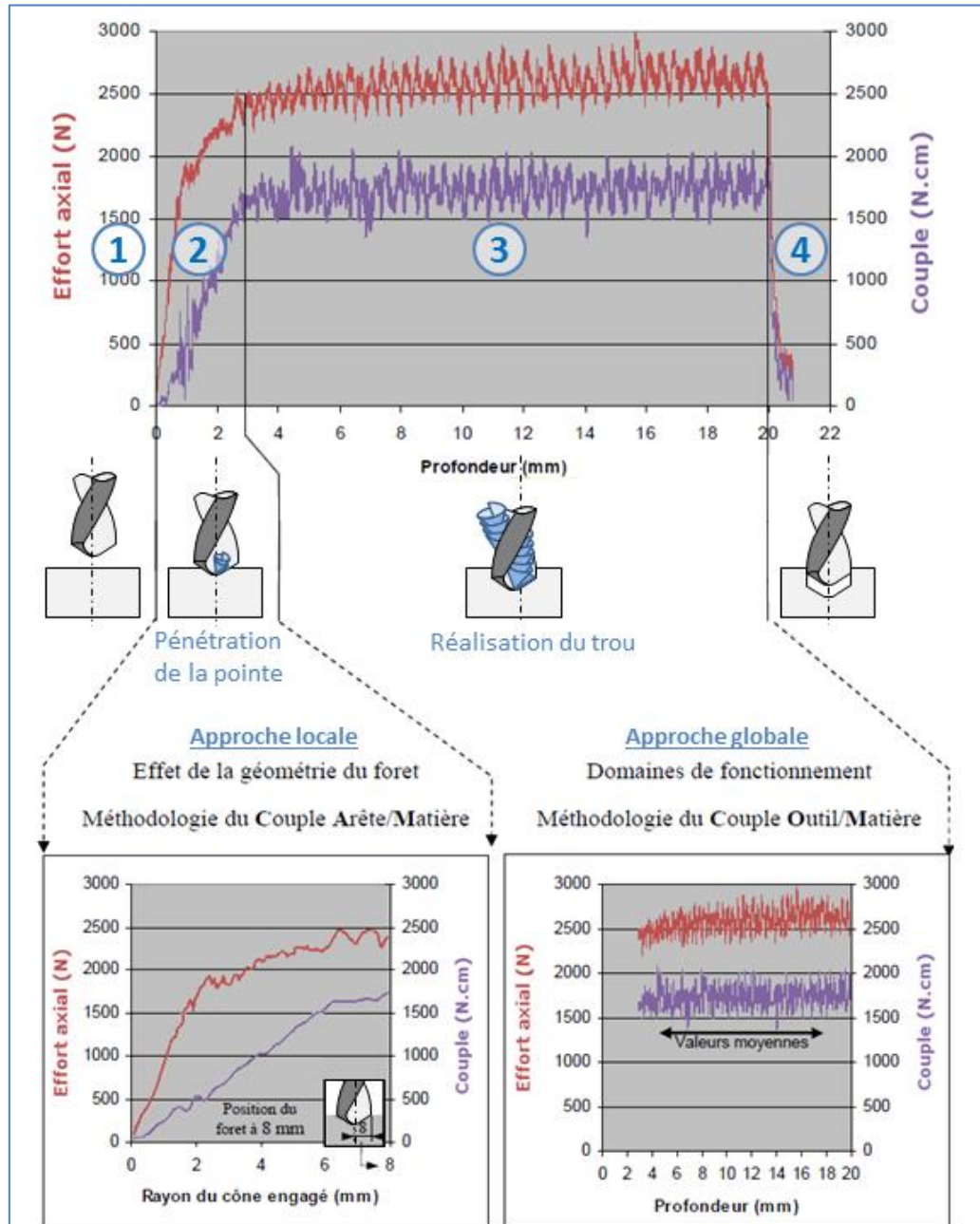


Figure I-64 : Analyse d'une mesure des sollicitations en PC (Claudin 2006).

B-a. Approche globale

Lors de la phase stabilisée d'un perçage conventionnel (Figure I-64 partie 3), l'effort axial est constant. Tout écart par rapport à cette valeur peut être interprété comme une anomalie :

- Un effort qui oscille peut être le signe d'une instabilité de la coupe (Yang et al. 2002) ;
- Une augmentation progressive de l'effort axial ou du couple dénote des efforts de friction dus à une mauvaise évacuation du copeau (Ke et al. 2005) ou une évolution de l'usure ;

- Des mesures qui ne sont pas répétables peuvent être le signe de l'usure de l'outil (Lonfrier 2013) ;
- La présence d'efforts radiaux (pour un foret hélicoïdale classique) peut être le signe de la déviation de l'axe central de l'outil qui peut alors engendrer une non-conformité dimensionnelle du trou (Laporte 2005).

La surveillance de l'effort en perçage permet de contrôler la stabilité de l'opération. Mais il est également possible d'aller plus loin. En considérant que l'outil est plus efficace lorsque l'énergie nécessaire à la coupe est moindre, il est alors possible d'identifier un domaine de fonctionnement optimal de l'outil. C'est ce que propose la méthodologie « Couple-Outil-Matière » (COM) (AFNOR 2000). La norme définit ainsi 3 énergies spécifiques de coupe (qui sont en fait homogènes à des pressions (N/mm²)) basées sur l'effort axial (Équation I-35), le couple axial (Équation I-36) et la puissance consommée par la broche (Équation I-37).

$$K_{c,f} = \frac{2 \cdot \bar{F}_z}{D_{outil} \cdot f} \quad \text{Équation I-35}$$

$$K_{c,c} = \frac{8000 \cdot \bar{M}_z}{(D_{outil})^2 \cdot f} \quad \text{Équation I-36}$$

$$K_{c,p} = \frac{240 \cdot \bar{P}_c}{D_{outil} \cdot V_c \cdot f} \quad \text{Équation I-37}$$

La norme expose ensuite une méthode permettant l'identification des vitesses de coupe et des avances permettant d'obtenir les meilleures performances de l'outil.

La connaissance de l'effort, du couple ou de la puissance à l'échelle globale permet d'une part de surveiller le déroulement du procédé en temps réel, mais également d'optimiser les conditions opératoires pour faire travailler l'outil dans les meilleures conditions.

B-b. Approche Locale

Pour comprendre la contribution de la géométrie de l'outil dans les efforts de coupe, il est également possible de s'intéresser aux efforts à l'échelle locale. Claudin (Claudin 2006) présente une méthode d'identification de la contribution locale de l'arête lors de la pénétration de la pointe d'un outil (Figure I-64, partie 2). En considérant que chaque segment agit de manière indépendante, on considère que l'évolution de l'effort mesuré est due à la contribution de la variation du diamètre engagé dans la matière. Cette méthode appelée « Couple-Arête-Matière » (CAM) permet de mettre en évidence l'efficacité de la coupe tout le long des arêtes de coupe. On observe sur l'exemple de la Figure I-65 que la pente du signal d'effort est bien plus importante au niveau de l'arête centrale qu'au niveau des arêtes principales. Ce qui montre bien que les conditions de coupe au centre de l'outil ne sont pas optimales.

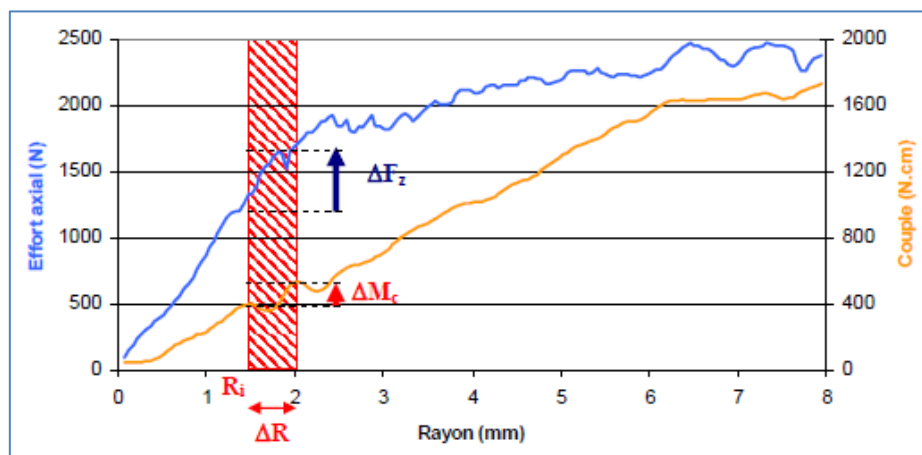


Figure I-65 : Contribution locale des segments d'arête à l'effort global (Claudin 2006).

Il est également possible de relever la contribution de chaque segment élémentaire en réalisant des perçages sur des avant-trous de différents diamètres (Dargnat 2006). La différence entre les valeurs de l'effort obtenues pour deux diamètres différents est considérée comme étant la contribution du segment d'arête compris entre ces deux diamètres. Il est également possible de recréer les conditions de coupe de chaque segment élémentaire afin d'en étudier l'influence sur les efforts générés. Cela peut être fait au moyen d'un porte-outil à géométrie variable (Laporte 2005). Une dernière technique consiste à percer des tubes minces. L'outil ne coupe alors la matière qu'entre le diamètre intérieur et le diamètre extérieur. Dans leurs travaux, Poutord et al. (Poutord et al. 2013) ont montré que l'identification des contributions locales de segments d'arête par la méthode CAM donnait des résultats similaires à l'identification par perçage sur tube. L'hypothèse de l'indépendance de la contribution de chaque segment est donc valide. La connaissance des efforts à l'échelle locale permet d'identifier les zones les plus sollicitantes de l'outil pour optimiser la géométrie des forets (Jrad 2007; Laporte 2005; Dargnat 2006).

C. Analyse des signaux d'efforts en Perçage assisté par vibrations

En perçage assisté par vibrations, la mesure des sollicitations permet d'obtenir une image instantanée de la coupe (Figure I-66).

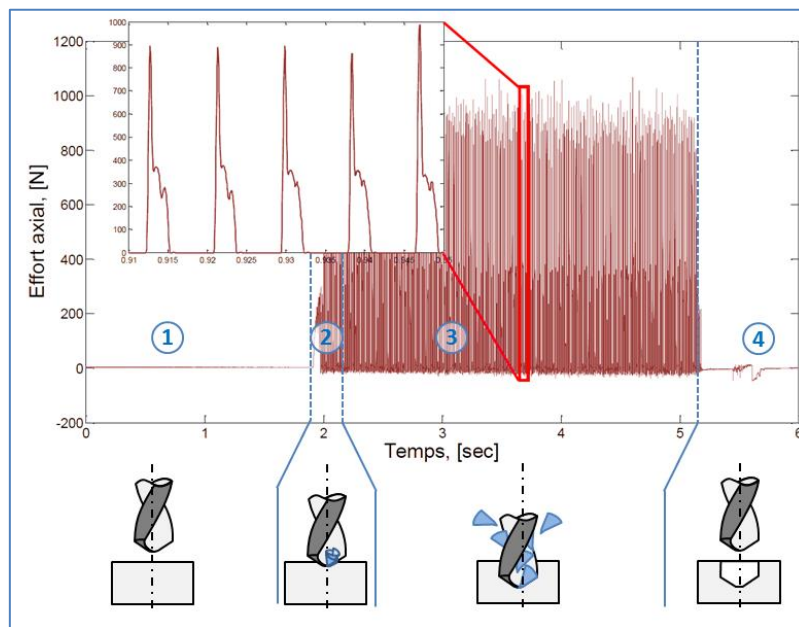


Figure I-66 : Mesure de l'effort axial en perçage assisté par vibrations (Bondarenko 2010).

En raison des vibrations imposées (PAVF) ou générées (PVAE), les sollicitations en bout d'outil sont également périodiques. Il est tout d'abord possible de vérifier la fréquence des vibrations par l'analyse fréquentielle du signal de l'effort axial. A travers l'analyse du signal temporel de l'effort axial, il est possible de détecter les interruptions de contact entre l'outil et la matière. Lonfier (Lonfier 2013) propose de caractériser l'interruption du contact au travers du taux d'effort calculé sur le critère de l'effort axial (Équation I-18).

$$\tau_{Fz} = \frac{\int_{T_1}^{T_2} H_{eaviside}(F_z). dt}{(T_2 - T_1)} \quad \text{Équation I-38}$$

La forme des pics du signal permet également de détecter la présence de phénomènes autres que la coupe tels que la présence de talonnage (Guibert 2008; Lonfier 2013). Dans le cas de la Figure I-66, le pic d'effort à l'amorce de chaque oscillation traduit la présence de talonnage. En PAV, la variation instantanée des conditions de coupe permet d'aller plus loin dans l'analyse des signaux. Il est envisageable de reconstruire l'évolution des sollicitations en fonction d'un paramètre de coupe tel que la hauteur de coupe (Figure I-67).

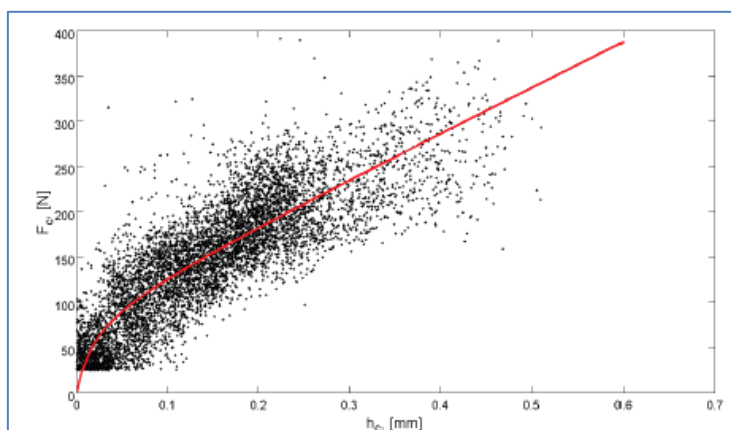


Figure I-67 : Evolution de l'effort axial en fonction de la hauteur de coupe en PAV(Bondarenko 2010).

I-3-6. Déplacements

Dans le cas du perçage assisté par vibrations, la mesure de déplacements permet de reconstruire la trajectoire réelle de l'outil par rapport à la matière. Cela peut être particulièrement intéressant dans le cas du PVAE où il est alors possible de confronter la modélisation des trajectoires dynamiques avec la mesure. La connaissance de la trajectoire réelle de l'outil permet également de reconstruire la hauteur de coupe instantanée (Figure I-68)(Guibert et al. 2009).

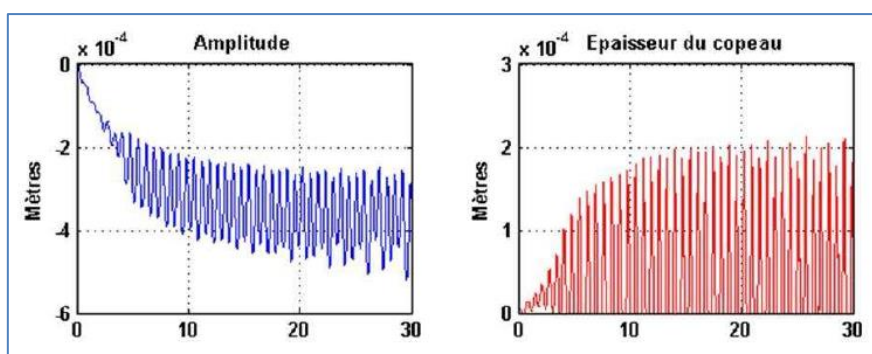


Figure I-68 : Mesure de déplacement en PVAE et reconstruction de l'épaisseur de matière coupée (Guibert 2008).

La mesure de déplacements combinée à la mesure d'efforts offre également la possibilité d'identifier le comportement dynamique du système usinant en fonctionnement (Moraru 2014).

Il existe aujourd'hui plusieurs technologies de capteurs permettant la mesure de déplacements (Micro-Epsilon 2015; Charron 2003) (Tableau I-2). Les capteurs à courant de Foucault présentent un excellent compromis résolution/plage de mesure et des dimensions qui permettent une intégration aisée sur un dispositif de perçage assisté par vibrations (Figure I-69) (Guibert 2008; Moraru 2014).

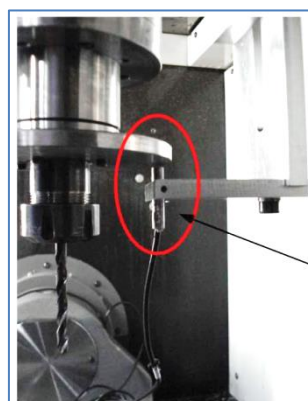


Figure I-69 : Intégration d'un capteur à courant de Foucault en PVAE(Guibert et al. 2009)

Technologie	Résolution	Plage de mesure	Fréquence maximale	Coût
Capteur LVDT (contact)	++ (0,15-1,5 μ m)	++ (1-25mm)	++ (1-5 kHz)	+
Capteur à courant de Foucault	++ (25-800 nm)	++ (0,5-10 mm)	++ (1-20 kHz)	+
Capteur Capacitif	+++ (1-40 nm)	+	++ (1-8 kHz)	+
Triangulation laser	+ (0,05-100 μ m)	+++ (2-200mm)	+ (300 Hz-20 kHz)	++
Laser confocal	++ (16-250 nm)	++ (0.5-10 mm)	++ (1 - 10 kHz)	+++

Tableau I-2 : Comparatif des technologies de capteurs de déplacements.

I-3-7. Qualité des trous percés

L'objectif du perçage reste l'obtention d'un trou respectant certaines exigences dimensionnelles et géométriques. Il est donc nécessaire de s'assurer que les conditions étudiées respectent ces exigences :

- Un diamètre compris dans un intervalle de tolérance. Les déviations entre le diamètre nominal et le diamètre obtenu peuvent provenir de sources très variées. Il peut s'agir d'une usure de l'outil, d'un phénomène de rétractation thermique, d'un défaut de coaxialité ou d'orientation entre l'outil et l'axe de rotation (Bonnet 2010; Sandvik-Coromant 2001). L'identification d'une erreur de diamètre ne permet pas de retrouver la source de celui-ci ;
- Des exigences d'orientation ou de forme. La non-conformité peut être due à la stabilité de la coupe qui génère des efforts radiaux provoquant la déviation de l'axe de l'outil (Yang et al. 2002; Laporte 2005) ;
- Des critères de rugosité des parois. Ces critères dépendent essentiellement de la stabilité du procédé et de la bonne évacuation des copeaux (Mellinger et al. 2003) ;

L'apparition de bavures est fréquente dans les matériaux ductiles (Figure I-70). Il arrive donc que les spécifications définissent également une hauteur maximale de bavure acceptable. Certaines études mesurent les contraintes résiduelles dans la matière suite au perçage, ou encore analysent l'état métallurgique des parois pour qualifier un perçage. Ce type de mesure nécessite des instrumentations spécifiques complexes. De ce fait là, ces critères ne sont que très rarement spécifiés dans l'industrie.



Figure I-70 : Bavures en perçage.

I-3-8. Bilan

L'observation et la mesure en perçage permettent d'obtenir des informations sur le déroulement du procédé. Il est alors possible de qualifier la configuration étudiée. Cela constitue un outil indispensable pour la compréhension et l'optimisation du procédé. Cette étude nous permet d'identifier des paramètres traduisant le comportement de la coupe qui soient mesurables. Ces paramètres pourront servir d'indicateurs de comparaison lors des simulations mises en place. Nous nous intéresserons en particulier à la mesure ou l'observation de :

- l'effort axial ;
- le déplacement relatif entre l'outil et la pièce ;
- la morphologie des copeaux.

I-4. Problématique scientifique et cadre de la thèse

L'état de l'art montre que l'évacuation des copeaux est un point critique en perçage conventionnel. L'assistance vibratoire est une solution permettant la maîtrise dimensionnelle des copeaux générés, permettant de fiabiliser leur évacuation. Cependant, il apparaît que le paramétrage du procédé de perçage assisté par vibrations n'est pas trivial. De nombreux travaux ont été menés pour comprendre et prédire le comportement du procédé. Mais les limites des modèles actuels ne permettent pas de répondre à toutes les configurations rencontrées dans l'industrie. Il est nécessaire de développer un nouvel outil pour orienter l'utilisateur du procédé dans l'optimisation des paramètres opératoires.

A. Enjeux industriels

L'amplitude et la fréquence des oscillations introduites par le porte-outil MITIS modifient la trajectoire des arêtes et la dynamique de la coupe. Cette modification permet de maîtriser les dimensions des copeaux en forçant leur rupture. Mais pour que le procédé réponde aux attentes de production en termes de productivité, de fiabilité, de qualité des trous et de durée de vie des outils, il convient d'optimiser ces paramètres. Cela demande de modéliser le système usinant dans son ensemble afin de déterminer son influence sur le déroulement de l'opération.

A l'heure actuelle, du fait des écarts encore existants entre la simulation cinématique du PAV et le comportement réel, le réglage des paramètres se fait par des phases préliminaires d'essais, qui peuvent être longues et fastidieuses. La modélisation est un moyen permettant de comprendre et d'anticiper le fonctionnement du procédé en limitant le nombre d'essais. Un modèle cinématique et dynamique de perçage assisté par vibrations permettrait ainsi de sélectionner au mieux les paramètres conventionnels et vibratoires pour répondre aux attentes industrielles.

B. Enjeux scientifiques

Le contexte industriel nous amène à modéliser le perçage assisté par vibrations forcées à basse fréquence. De nombreux travaux ont été menés dans ce sens. Ils mettent en exergue les mécanismes intervenants dans la mise en œuvre d'un tel procédé. La modélisation de la coupe en perçage n'est pas aisée et nécessite de déterminer finement les conditions de coupe en chaque instant pour comprendre la morphologie des copeaux générés. Les travaux précédemment réalisés ont montré l'importance de la prise en compte du phénomène de talonnage qui apparaît avec les fortes variations de vitesse instantanée. Une modélisation fine des conditions de coupe et de talonnage permet alors l'estimation des sollicitations mécaniques en bout d'outil qui caractérisent l'efficacité de la coupe.

L'ensemble de ces travaux apporte un grand nombre de réponses à la problématique industrielle. Cependant, les modèles existants en perçage assisté par vibrations forcées à basse fréquence proposent une modélisation purement cinématique. Les résultats des simulations présentent un écart avec les mesures expérimentales qui pourrait s'expliquer par le comportement dynamique de l'ensemble Pièce-Outil-Machine. Les modèles intégrant cet aspect n'ont pas pour vocation d'aider au paramétrage des conditions opératoires évoquées dans cette partie.

L'objectif de ces travaux est donc de développer une nouvelle modélisation du procédé de perçage assisté par vibrations forcées à basse fréquence. Ce modèle doit permettre d'établir le lien entre, d'une part, les paramètres conventionnels et les paramètres vibratoires, et d'autre part, le comportement du procédé, au travers de critères modélisables et mesurables en tenant compte de l'environnement Pièce-Outil-Machine. Pour répondre à la problématique industrielle, le modèle doit également permettre l'optimisation des paramètres opératoires en minimisant le nombre d'essais nécessaires.

Chapitre II : Modélisation dynamique du procédé de perçage assisté par vibrations

Le réglage du procédé de perçage assisté par vibrations est une opération relativement complexe. Il nécessite de comprendre l'influence des paramètres de coupe (avance et vitesse de coupe) et des paramètres vibratoires (fréquence et amplitude) sur la cinématique de la coupe. Classiquement, dans l'industrie, cela passe par la réalisation d'un important plan d'expériences, long et fastidieux, qu'il convient de réduire à son minimum. L'objectif de ces travaux est de fournir un outil permettant un réglage optimal du procédé par une modélisation prédictive du procédé d'assistance vibratoire intégrant les aspects dynamiques.

Dans le chapitre précédent, nous avons vu que la modélisation, pour être précise, nécessite de porter une attention particulière à plusieurs points. Premièrement, il est nécessaire d'étudier la cinématique exacte du dispositif afin d'identifier les caractéristiques des oscillations générées. Deuxièmement, les interactions entre l'outil et la matière durant l'opération de perçage doivent être étudiées. La première d'entre elles est le phénomène de coupe, qui génère un copeau et modifie la surface en fond de trou sous l'outil. L'état de l'art enjoint également à se pencher sur le phénomène de talonnage qui peut être amplifié en perçage assisté par vibrations. En fonction de ces deux phénomènes, il est ensuite nécessaire d'estimer les sollicitations mécaniques subies par l'outil. Dans un troisième temps, il faut intégrer le comportement dynamique du système usinant en fonction des sollicitations, dans le but de corriger les caractéristiques des oscillations et, par conséquent, la cinématique des arêtes de coupe. Finalement, le modèle doit permettre d'étudier le comportement du procédé en fonction des paramètres réglables par l'utilisateur, mais il doit également tenir compte de l'environnement Pièce-Outil-Machine dans lequel est appliquée l'opération.

Nous présenterons dans cette partie la modélisation développée pour répondre à cette problématique. Les enjeux et la structure du modèle seront identifiés dans un premier temps. Ensuite, les différents modules constituant le modèle seront regroupés en trois thématiques : la cinématique, les interactions outil-matière et la dynamique du système. Enfin, des résultats complémentaires de la modélisation seront présentés.

II-1. Démarche générale de modélisation

Le modèle développé dans le cadre de cette thèse a pour objectif d'aider au choix des paramètres opératoires lors de la mise en œuvre du procédé de perçage assisté par vibrations. Dans un contexte industriel de production, il doit permettre de proposer à l'utilisateur un jeu de paramètres permettant le bon fonctionnement du procédé. Il convient alors dans un premier temps de définir les éléments considérés comme l'environnement, les paramètres d'entrée et les paramètres de sortie qui permettent de qualifier le bon fonctionnement.

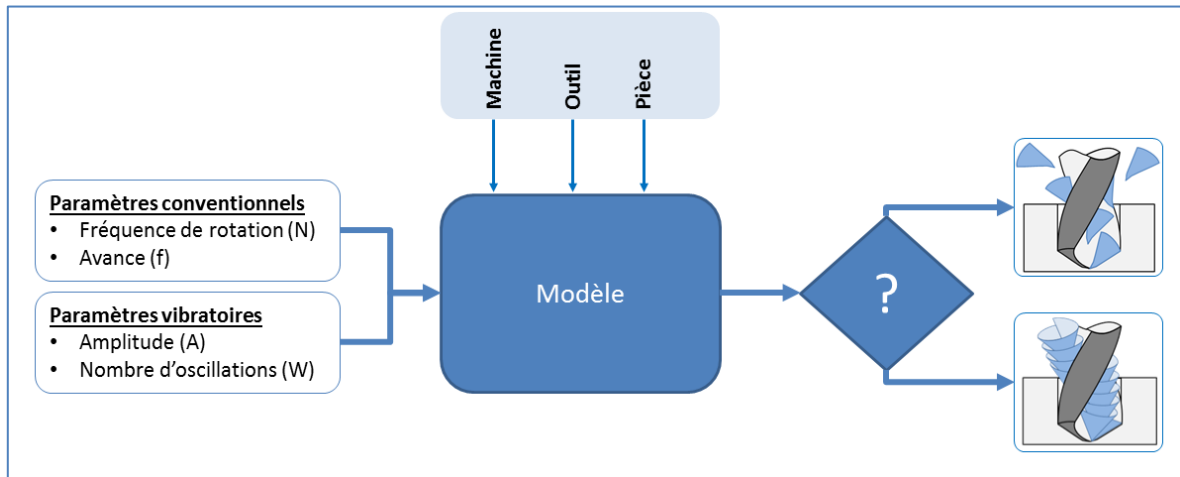


Figure II-1 : Objectif du modèle.

II-1-1. Paramètres d'entrée

Les paramètres d'entrée choisis du modèle sont les paramètres sur lesquels peut intervenir l'opérateur au pied de la machine. Pour caractériser les mouvements conventionnels, nous avons fait le choix d'employer les paramètres suivants :

- La fréquence de rotation de la broche (N) telle que l'opérateur la saisit dans la programmation de la commande numérique. Le choix aurait pu se porter sur la vitesse de coupe (V_c) qui est plus significative des conditions de coupe. Cependant la vitesse de coupe, telle qu'elle est utilisée pour définir les conditions de coupe en perçage (norme NF E 66-520-8), n'est valable qu'en périphérie de l'outil. Son interprétation dans la détermination de la cinématique peut prêter à confusion. De plus, dans notre cas, la fréquence de rotation de la broche influe directement sur la fréquence d'oscillation du dispositif d'assistance vibratoire employé dans ces travaux. Le choix de la fréquence de rotation de la broche permet le calcul de la fréquence d'oscillation ;
- L'avance par tour (f) qui traduit la profondeur de pénétration de l'outil sur un tour de broche. Ce paramètre est significatif des conditions de coupe, il a une influence directe sur les efforts générés par la coupe en perçage conventionnel. Ce paramètre est choisi en préférence à l'avance par dent (f_z) car il traduit plus directement la vitesse d'avance (V_f).

Afin de caractériser l'oscillation apportée par le porte-outil à assistance vibratoire, nous utiliserons comme paramètres vibratoires d'entrée :

- Le nombre d'oscillations par tour d'outil (W) imposé par le dispositif d'assistance sélectionné. Ce dernier est le rapport entre la fréquence des oscillations (ν) et la fréquence de rotation ($N/60$). Il traduit de façon plus significative le comportement du procédé que la seule fréquence des oscillations (ν). Dans notre cas, la seule façon d'agir sur ce paramètre est de changer de porte-outil. Ces derniers n'admettant que certaines valeurs, ce paramètre pourra prendre également un nombre de valeurs réduit ;
- L'amplitude des oscillations (A) réglée sur le dispositif d'assistance vibratoire ;

Le choix des paramètres d'entrée est donc fait en fonction du dispositif employé. Le modèle permet cependant de s'adapter à tout autre dispositif par la détermination des paramètres équivalents.

II-1-2. Environnement du procédé

L'objectif du modèle est de prédire le comportement du procédé en tenant compte de l'environnement dans lequel il est appliqué. En effet, nous considérons que le procédé ne peut pas se résumer à un mouvement générant une surface et des sollicitations mécaniques. Le perçage assisté par vibrations est un procédé de coupe par enlèvement de matière. Il s'agit donc d'une interaction entre un outil et une pièce. Ces deux entités doivent donc être prises en compte dans la modélisation. De plus, des pertes significatives d'amplitude ont été mises en évidence dans les travaux de Jallageas (Jallageas 2013) et Ledref (Ledref 2014). Ces pertes sont différentes sur des moyens de production différents. Il est donc également nécessaire de prendre en compte le système usinant avec lequel est mis en œuvre le procédé. Nous parlerons donc d'environnement « Pièce-Outil-Machine » (Figure II-2).

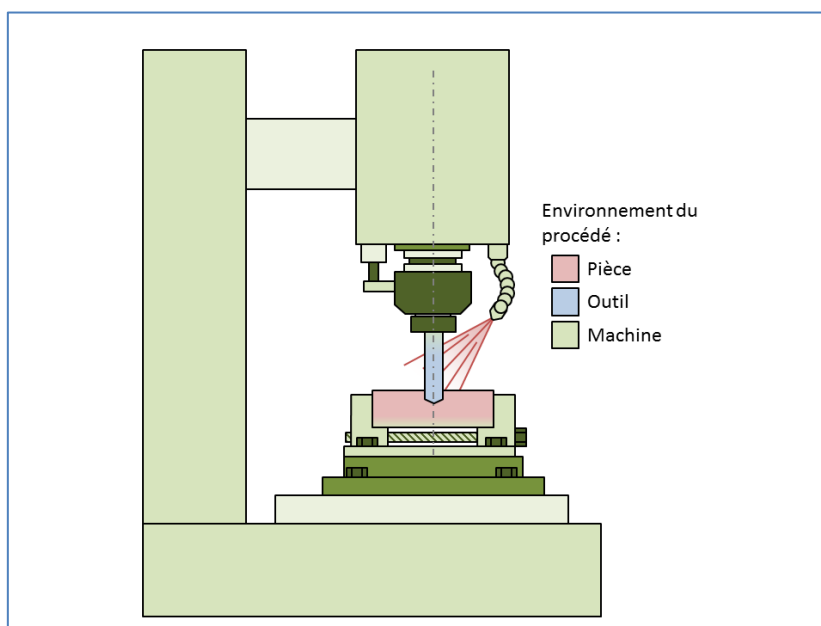


Figure II-2 : Schéma conceptuel de l'environnement « Pièce-Outil-Machine »

Nous considérerons donc l'environnement d'essais comme étant composé des entités suivantes :

- La Pièce : elle peut être décrite par le ou les matériaux la constituant, sa forme, ses dimensions, les conditions de lubrification pour son usinage ;
- L'Outil : le foret se caractérise par sa géométrie (à l'échelle macroscopique et microscopique), un substrat constituant le corps et ou les arêtes de coupe, un revêtement, la présence de canaux de lubrification ;
- La Machine : le moyen de production est notamment défini par ses dimensions, la technologie des actionneurs, son comportement dynamique, la broche utilisée, le porte-outil utilisé, le montage de la pièce.

Il est important de noter que le dispositif de prise de pièce est intégré dans l'entité Machine puisque son comportement dynamique notamment influe directement sur le déroulement du procédé. Plus loin dans ce manuscrit (IV-3), la capacité du modèle à être transposé dans un environnement Machine différent sera évaluée en modifiant la prise de pièce.

Au fur et à mesure du développement du modèle, les éléments concrets nécessaires pour prendre en compte l'environnement dans le comportement du procédé seront précisés.

II-1-3. Paramètres de sortie

Le bon fonctionnement du procédé est une évaluation subjective dépendant fortement des attentes de l'application pour laquelle est mis en œuvre le procédé. Le bon fonctionnement pourrait être décrit par des attentes en termes de :

- Faisabilité : Durée de vie attendue des outils, nombre d'opérations ;
- Qualité : Exigences dimensionnelles, rugosité des parois, hauteur de bavure maximale acceptable, contraintes résiduelles dans le matériau ;
- Productivité : temps de cycles, débit de copeaux ;
- Coût : puissance consommée, durée de vie des outils, temps de cycles ;
- Fiabilité : nombre de perçages réalisés dans les tolérances de qualité de façon systématique.

Ces paramètres traduisent des exigences industrielles réelles. Cependant, elles ne sont pas toutes quantifiables facilement. L'enjeu est donc d'identifier des paramètres de sortie pertinents qui soient d'une part modélisables, d'autre part mesurables.

L'intérêt majeur du procédé de perçage assisté par vibrations est de permettre la formation de petits copeaux pour faciliter leur évacuation. Le premier résultat qu'il faut surveiller est donc le fractionnement des copeaux générés durant le procédé.

Afin d'assurer un réel gain, il faut également s'assurer de conserver ou d'améliorer la qualité des surfaces percées. De même, il faut s'assurer de la tenue dans le temps des outils. Ces deux aspects sont plus difficilement prévisibles. Les paramètres influents sur la qualité des perçages ou la durée de vie des outils sont nombreux, et ne sont pas tous identifiables simplement. Cependant, certains phénomènes ou certaines conditions peuvent nuire à la qualité des trous et/ou à la tenue de l'outil. Les efforts et le couple axial de coupe sont un bon indicateur du déroulement du procédé. Ils permettent d'étudier la bonne évacuation des copeaux (Ke et al. 2006; Mellinger et al. 2003). Ils permettent directement (Claudin 2006) ou au travers de l'énergie spécifique de coupe (AFNOR 2000) de traduire l'efficacité de la coupe.

De même, le contact en dépouille de l'outil avec la matière accélère l'usure de l'outil. Nous veillerons donc, car il est inévitable, à limiter le talonnage. Donc sans pouvoir prédire la qualité des alésages ou la durée de vie des outils, nous veillerons à l'absence ou à la limitation des phénomènes pouvant altérer l'intégrité de la pièce et/ou de l'outil.

Enfin, nous considérons le système usinant « Machine » comme étant souple. Nous intégrerons son comportement dans la détermination de la cinématique de l'outil par rapport à la pièce. Pour le bon fonctionnement du procédé et de la machine, il convient alors de s'assurer que les vibrations dues aux souplesses du système usinant restent dans une gamme de fréquences et d'amplitudes qui ne nuisent pas au système ou à l'outil. On évite ainsi l'apparition de phénomènes de résonance au sein de la boucle cinématique de la machine.

En résumé, nous analyserons, à l'issue de la modélisation, l'évolution des sollicitations mécaniques, la quantification et la localisation du talonnage, la morphologie des copeaux et les réponses dynamiques du système usinant. Le modèle permettra ainsi le choix d'un jeu de paramètres assurant :

- Le fractionnement systématique des copeaux ;
- La limitation du talonnage ;
- La minimisation des efforts de coupe ;
- La limitation des vibrations de la machine ;

II-1-4. Structure et fonctionnement du modèle

A. Structure du modèle

Pour répondre aux objectifs des travaux, le modèle développé s'appuie sur un ensemble de modules organisés de la façon suivante :

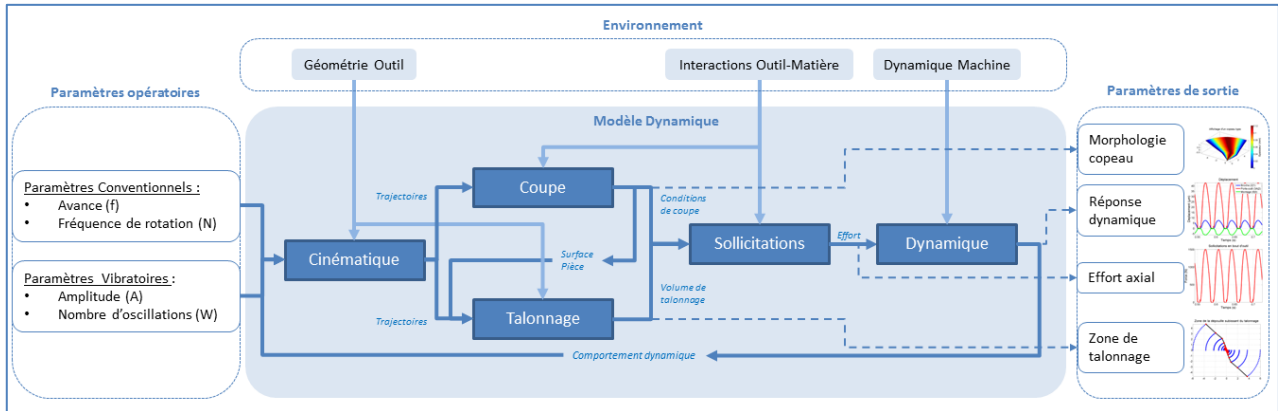


Figure II-3 : Structure du modèle dynamique développé.

Le choix d'une structure modulaire permet l'évolution du modèle. Il est en effet possible de rendre inactifs ou d'ajouter des modules pour modifier la modélisation. Cela permet également de tester les modules de manière indépendante lors de la mise au point de la programmation et de comparer les résultats obtenus avec ceux issus de la bibliographie.

Les modules constituant le modèle sont :

- Le module cinématique : il permet de déterminer les trajectoires et les vitesses des points de l'arête de coupe de l'outil, en fonction des paramètres d'entrée du modèle et de la géométrie de l'outil sélectionné pour l'opération ;
- Le module coupe : il permet de déterminer les conditions de coupe instantanées en fonction de la cinématique de l'outil et de la surface générée aux tours précédents. Ce module permet également de déterminer le volume de matière coupée à chaque instant et de réactualiser la surface en fond de trou ;
- Le module talonnage : il permet de quantifier (volume) et de localiser le phénomène de talonnage en fonction de la position de l'outil, de sa géométrie et de la surface laissée après le passage de l'arête de coupe ;
- Le module sollicitation : il permet d'estimer l'effort axial en bout d'outil à chaque instant en fonction des paramètres de coupe et de talonnage. Ce module tient compte du couple Outil-Matière sélectionné ;
- Le module dynamique : il permet de calculer la réponse dynamique du système en fonction des sollicitations mécaniques ;

Le module cinématique nécessite de connaître la réponse dynamique du système usinant. Le module dynamique nécessite l'estimation des sollicitations en bout d'outil, qui ne peut être fait qu'en connaissant la cinématique de coupe. Le modèle dans sa structure doit donc permettre le bouclage du calcul pour converger vers l'équilibre dynamique.

B. Fonctionnement du modèle

Par sa configuration modulaire, le modèle peut être utilisé de différentes façons. Dans sa configuration complète, le modèle dynamique permet l'estimation du comportement du procédé en fonction des paramètres opératoires en tenant compte de l'environnement « Pièce-Outil-Machine ». Dans cette configuration, l'ensemble des modules interviennent successivement (Figure II-3). Il nécessite l'identification préalable de l'environnement.

Le modèle développé est en mesure de fonctionner en ne considérant que la cinématique (cas d'une coupe « parfaite », c'est-à-dire exempte de tout phénomène autre que la coupe : indentation, talonnage, retour élastique, refus de coupe...). Cela se fait en désactivant les modules « Talonnage », « Sollicitation » et « Dynamique » (Figure II-4). Le modèle est alors similaire aux modèles que l'on trouve dans la littérature

(Jallageas 2013; Pecat & Meyer 2013; Ledref 2014). Le modèle ne considère que la géométrie de l'outil comme élément de l'environnement.

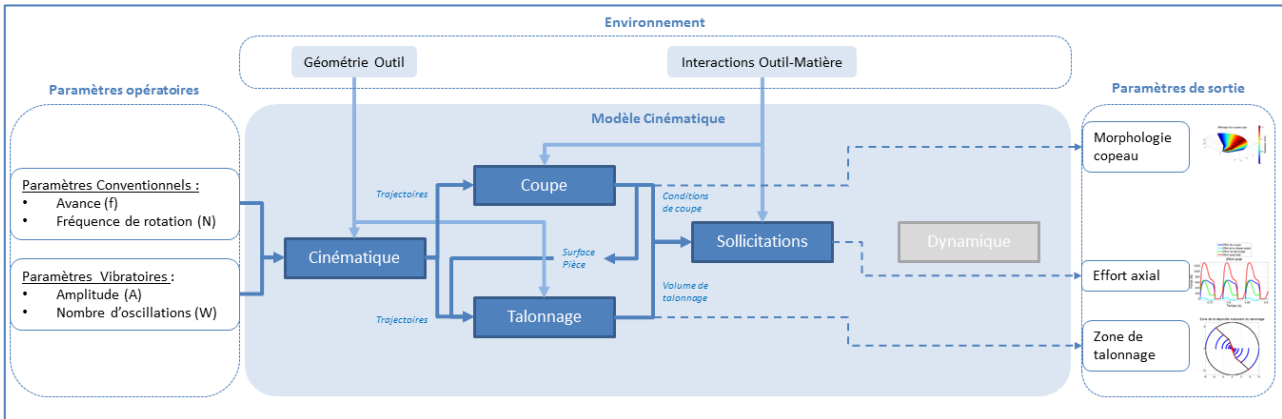


Figure II-4 : Structure du modèle purement cinématique.

Le modèle permet également l'analyse des signaux de mesure. Il est alors possible d'intégrer une mesure de déplacement comme entrée du modèle en lieu et place de l'oscillation sinusoïdale théorique (Figure II-5). Ce mode de fonctionnement permet de reconstruire une hauteur de coupe à partir de la mesure. Le modèle tient alors compte de l'outil et de la matière.

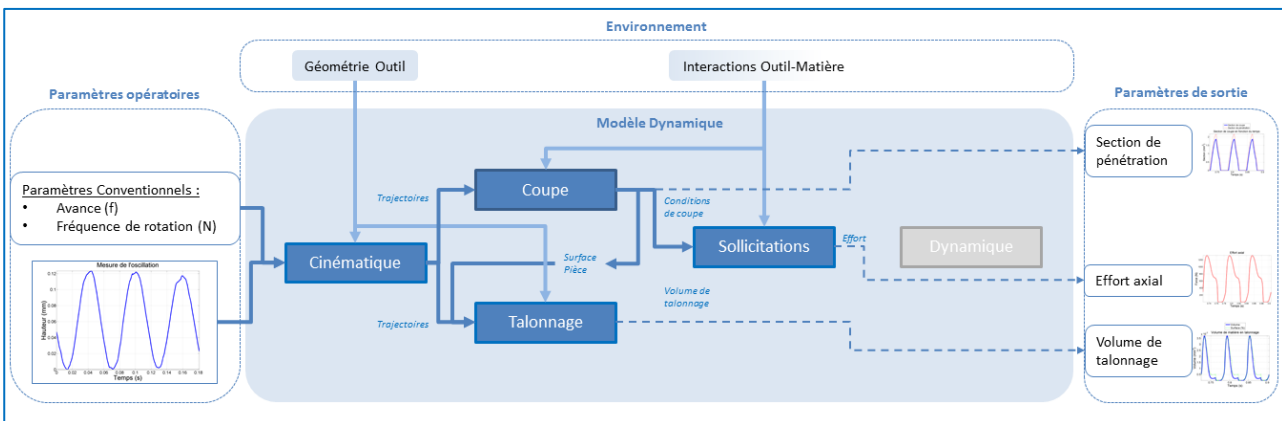


Figure II-5 : Structure du modèle en analyse des données expérimentales.

C. Notation des figures

En raison des différentes possibilités de fonctionnement du modèle, la dénomination d'un résultat issu du modèle nécessite une explication complémentaire. Pour présenter complètement la configuration, il faut préciser les paramètres opératoires (N, f, W, A), l'environnement « Pièce-Outil-Machine » et le mode de fonctionnement du modèle. Une telle notation serait trop lourde. Il est donc nécessaire de l'alléger. Les résultats présentés dans ce mémoire sont simulés pour une même vitesse de rotation de la broche (663 tr/min). Cette information ne sera donc pas reprécisée systématiquement, tout comme le matériau (Ti6Al4V).

Le choix du porte-outil peut modifier la raideur de l'élément « Machine ». Il est donc nécessaire de le repréciser. Mais le choix du porte-outil est conditionné par le nombre d'oscillations souhaité. Un nombre d'oscillations de 1,5 ou 2,5 implique respectivement l'utilisation du porte-outil avec une came à 3 lobes ou à 5 lobes. Nous considérons le porte-outil comme implicite au vue de la valeur du nombre d'oscillation. Il ne sera pas reprécisé systématiquement.

En définitive les paramètres variables sont exposés dans le Tableau II-1.

Propriété	Valeur	Unité
Fonctionnement du modèle	Cinématique Analyse Dynamique	(-)
Outil considéré	Outil 1 Outil 2	(-)
Avance programmée	fxxx*	(mm/tr)
Nombre d'oscillations	Wxxx*	(-/tr)
Amplitude programmée	Axxx*	(mm)
<i>*Où « xxx » désigne la valeur du paramètre</i>		
Notation		
Exemple : (Dynamique - Outil 1_f0.08-W1.5-A0.16)		

Tableau II-1 : Légende des simulations présentées.

II-2. Cinématique de l'outil

La première étape de la modélisation consiste à déterminer les mouvements relatifs entre la pièce et l'outil. Le module cinématique développé permet de définir les trajectoires des parties actives de l'outil en fonction, d'une part, des paramètres conventionnels que sont la fréquence de rotation (N) et l'avance (f), d'autre part, des paramètres vibratoires que sont le nombre d'oscillations (W) et l'amplitude des oscillations (A).

Pour décrire la cinématique de l'outil par rapport à la pièce, il nous est nécessaire d'exposer le fonctionnement cinématique de l'ensemble « Machine ». Pour désigner les composants du système usinant, nous adopterons la notation suivante :

- 0- Le bâti de la machine ;
- 1- Le stator de la broche ;
- 2- Le rotor de la broche ;
- 3- Le porte-outil. Qui dans le cas d'un dispositif vibratoire sera composé :
 - d'une demi-bague supérieure solidaire de l'attachement broche notée (3A),
 - d'une bague extérieure solidaire du dispositif d'arrêt en rotation notée (3),
 - d'une demi-bague inférieure solidaire de l'attachement outil (3B) ;
- 4- Le foret ;
- 5- La pièce ;
- 6- Le montage d'usinage ;
- 7- La cage à billes du dispositif vibratoire ;
- 8- Les billes du dispositif vibratoire.

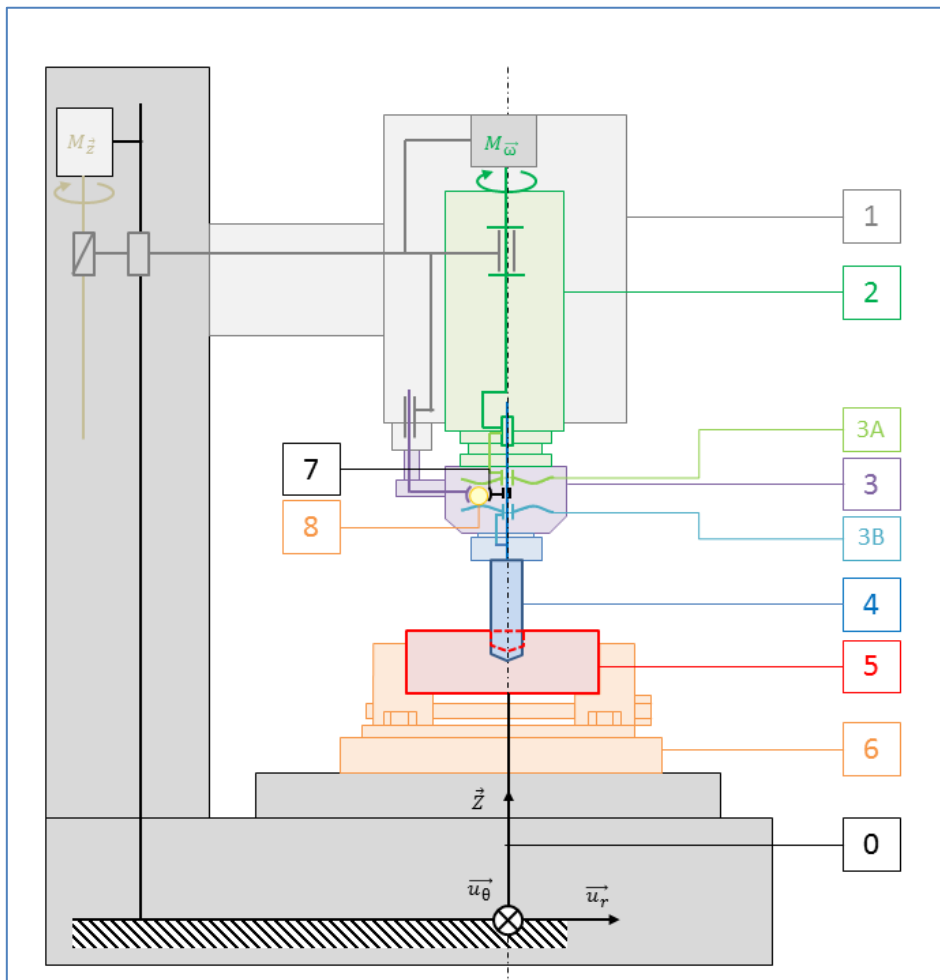


Figure II-6 : Numérotation des composants du système usinant

II-2-1. Etude de la cinématique du dispositif d'assistance par vibrations

Pour déterminer la cinématique exacte de l'outil par rapport à la pièce, il est nécessaire de comprendre la cinématique inhérente au dispositif d'assistance par vibrations. Cela permet de comprendre comment peut être piloté le dispositif mais également d'identifier les limitations qu'entraîne l'utilisation d'un tel dispositif.

A. Fonctionnement

Comme évoqué dans le paragraphe (I-1-3.C), le dispositif d'assistance vibratoire utilisé dans ces travaux est un porte-outil conçu par la société MITIS. Ce porte-outil à came à profil variable utilise le mouvement relatif du rotor de la broche par rapport au stator pour générer une oscillation dans l'axe de rotation de la broche.

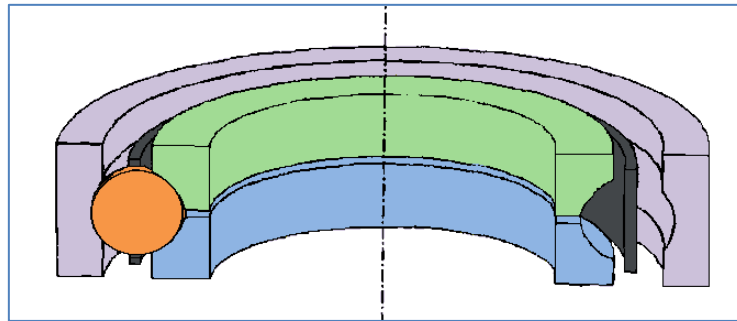


Figure II-7 : Composition du roulement modifié (Peigné 2006).

La came est constituée par un roulement à billes modifié (Figure II-7). La spécificité du roulement porte sur la bague intérieure constituée de deux demi-bagues. Leur profil de roulement est une sinusoïde présentant (N_l) lobes d'amplitude crête-à-crête (A_l). Les deux demi-bagues intérieures sont entraînées en rotation par la broche de la machine (rotation autour de l'axe \vec{Z}) dans le repère de la machine). La bague extérieure est arrêtée en rotation dans le repère de la machine. Le mouvement relatif des bagues intérieures et extérieure permet la mise en mouvement des éléments roulants. Les éléments roulants se déplacent alors entre les deux profils de roulement des demi-bagues intérieures. Ces profils, s'ils sont en phase, engendrent uniquement un déplacement en translation de la bague extérieure suivant l'axe \vec{Z} . Si ces profils sont déphasés, le passage des éléments roulants génère alternativement un écartement puis un rapprochement des deux demi-bagues intérieures (Figure II-8). Dans ce cas, la mise en rotation du roulement entraîne une oscillation axiale de la demi-bague intérieure inférieure suivant l'axe \vec{Z} .

Ainsi, pour une came choisie, le nombre d'oscillations (W) est constant et défini par le nombre (N_l) de lobes présents sur les demi-bagues intérieures. Par contre, l'amplitude (A) des oscillations est réglable en déphasant plus ou moins les deux demi-bagues intérieures entre elles.

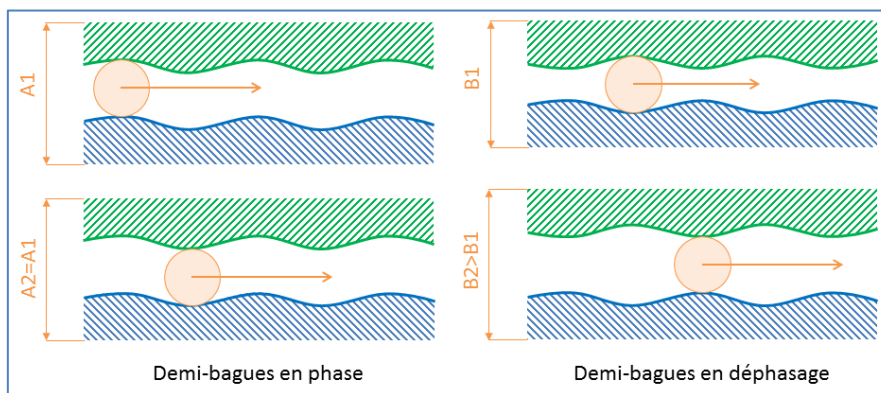


Figure II-8: Obtention d'une oscillation par déphasage des demi-bagues intérieures.

Les deux paramètres que sont l'amplitude (A) et le nombre (W) des oscillations résultantes sont deux entrées du modèle. Même si leurs valeurs pratiques atteignables sont déterminées par le porte-outil utilisé, il est possible d'entrer dans le modèle n'importe quelles valeurs pour étudier de façon plus théorique l'influence des oscillations sur le procédé.

B. Mise en équation

Afin de mettre en équation l'oscillation en fonction de la rotation du roulement, il est nécessaire de déterminer le mouvement des différents composants du roulement. Dans un premier temps, l'expression des mouvements est faite dans un repère lié au roulement. Cela permet ensuite (I-2-2) d'exprimer le mouvement global de l'outil par rapport à la pièce en intégrant l'oscillation générée par le dispositif vibratoire.

Dans le plan normal à l'axe (\vec{Z}) de rotation, le roulement peut être assimilé à un train épicycloïdal (Figure II-9). Les deux demi-bagues intérieures, notées (3A) pour la demi-bague supérieure et (3B) pour la demi-bague inférieure, assurent la fonction de planétaires intérieurs de rayons respectifs (r_{3A}) et (r_{3B}). Les billes du roulement (8), de rayon (r_8), assurent la fonction de satellites. Le porte-satellites correspond à la cage à billes (7) de rayon (r_7). Enfin la bague extérieure, notée (3), joue le rôle d'un planétaire extérieur de rayon (r_3).

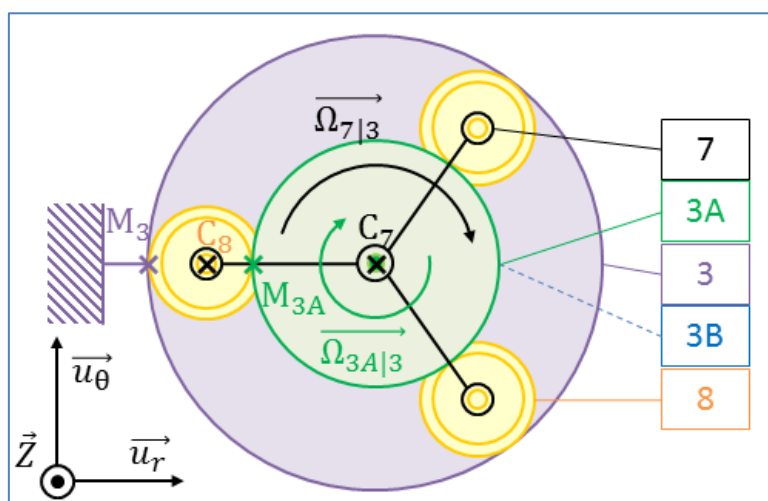


Figure II-9 : Schématisation cinématique du roulement dans le plan normal à l'axe de rotation.

En raison de la similitude entre les deux demi-bagues intérieures, nous considérons les rayons de contact entre chaque bille et les demi-bagues intérieures (r_{3A}) et (r_{3B}) comme identiques (Équation I-18).

$$r_{3A} = r_{3B}$$

Équation II-1

De plus, en raison de la construction du roulement, dans le repère de la bille, le contact entre la bille et les demi-bagues intérieures ne se situe pas à la même position radiale par rapport à l'axe de rotation ($\vec{C}_7\vec{Z}$) des billes que le contact entre la bille et la bague extérieure (Figure II-10). La position radiale (r_{8A}) entre la bille et les deux demi-bagues intérieures dépend des angles de contact (β_{3A}) et (β_{3B}) (Figure II-11) (Équation II-2).

$$r_{8A} = r_8 \cdot \cos(\beta_{3A}) = r_8 \cdot \cos(\beta_{3B}) = r_7 - r_{3A}$$

Équation II-2

Enfin pour la suite, nous notons :

- (θ_{ij}) la position angulaire de l'élément (i) par rapport à l'élément (j) ;
- (Ω_{ij}) la vitesse de rotation de l'élément (i) par rapport à l'élément (j) ;
- ($\vec{V}_{M \in i|j}$) la vitesse du point (M) appartenant à l'élément (i) par rapport à l'élément (j) ;

La bague extérieure (3) est fixe en rotation dans le repère de la machine. Elle n'a qu'un mouvement de translation suivant l'axe (\vec{Z}) dans ce repère. Dans un premier temps, la cinématique est définie dans un repère cylindrique ($\vec{u}_r, \vec{u}_\theta, \vec{Z}$) lié à la bague extérieure (3). La bague (3) représente ainsi le bâti dans la mise en équation et les figures suivantes. Le vecteur (\vec{u}_r) est le vecteur radial. Le vecteur (\vec{u}_θ) est le vecteur ortho-radial (Figure II-10).

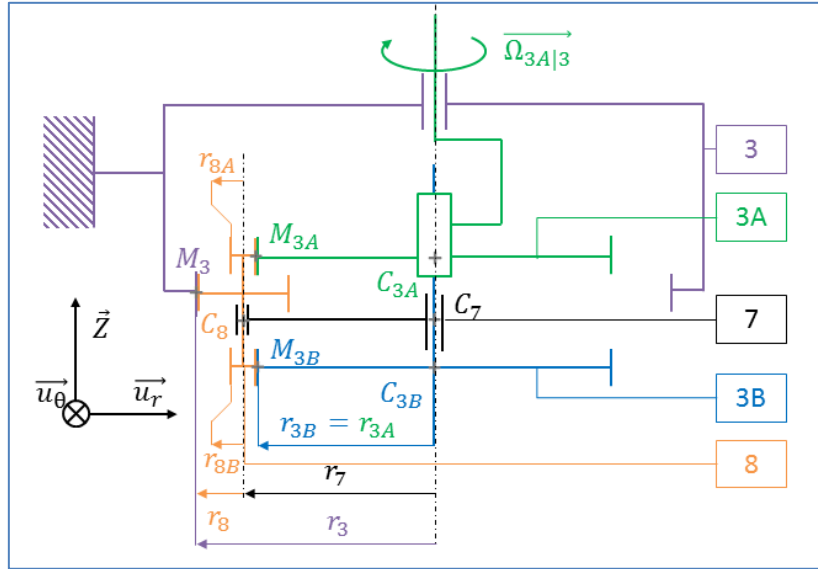


Figure II-10 : Schématisation du roulement dans le plan radial.

Si l'on considère un roulement sans glissement, la vitesse de rotation de la cage à billes (7) par rapport au bâti (3) est liée à la vitesse de rotation de la bague (3A) par rapport à (3) par le rapport de réduction (R) du système. Ce rapport de réduction dépend des rayons (r_7) et (r_{3A}) des éléments (7) et (3A) et des rayons de contacts (r_8) et (r_{8B}) associés aux points (M_{3A}) et (M_3) (Équation II-3).

$$\Omega_{7|3} = R \cdot \Omega_{3A|3} = \frac{r_{3A}}{\left(1 + \frac{r_{8A}}{r_8}\right) \cdot r_7} \cdot \Omega_{3A|3} \quad \text{Équation II-3}$$

Du fait du fonctionnement du dispositif, la vitesse de rotation ($\Omega_{3A|3}$) de (3A) par rapport à (3) est la vitesse de rotation (N) de la broche. En configuration de coupe, la vitesse de rotation (N) de la broche est maintenue constante. La position angulaire de la cage à billes (7) par rapport à (3) s'obtient alors facilement par intégration de la vitesse de rotation ($\Omega_{7|3}$) :

$$\theta_{7|3}(t) = \theta_{7|3}(0) + \Omega_{7|3} \cdot t = \theta_{7|3}(0) + \frac{r_{3A}}{\left(1 + \frac{r_{8A}}{r_8}\right) \cdot r_7} \cdot \Omega_{3A|3} \cdot t \quad \text{Équation II-4}$$

Connaissant le déplacement angulaire des éléments constitutifs du roulement et connaissant la forme des profils de roulement, il est possible de déterminer l'oscillation résultante issue du déplacement de la demi-bague inférieure (3B) par rapport à la demi-bague supérieure (3A). On considère que la position axiale des points constituant le profil de roulement des deux demi-bagues intérieures est défini comme étant une sinusoïde présentant (N_l) périodes :

$$Z_{M_i \in i|3}(\theta_{M_i}) = Z_{C_i \in i|3} + \frac{A_l}{2} \cdot \sin(N_l \cdot \theta_{M_i} + \psi_{i|3A}) \quad \text{avec } i = [3A, 3B] \quad \text{Équation II-5}$$

Avec ($Z_{C_i \in i|3}$) la position du point central de l'élément (i) sur l'axe de rotation (\vec{Z}) par rapport à la bague extérieure (3). Le terme ($\psi_{3B|3A}$) représente le déphasage angulaire autour de l'axe (\vec{Z}) de la demi-bague (3B) par rapport à la demi-bague (3A).

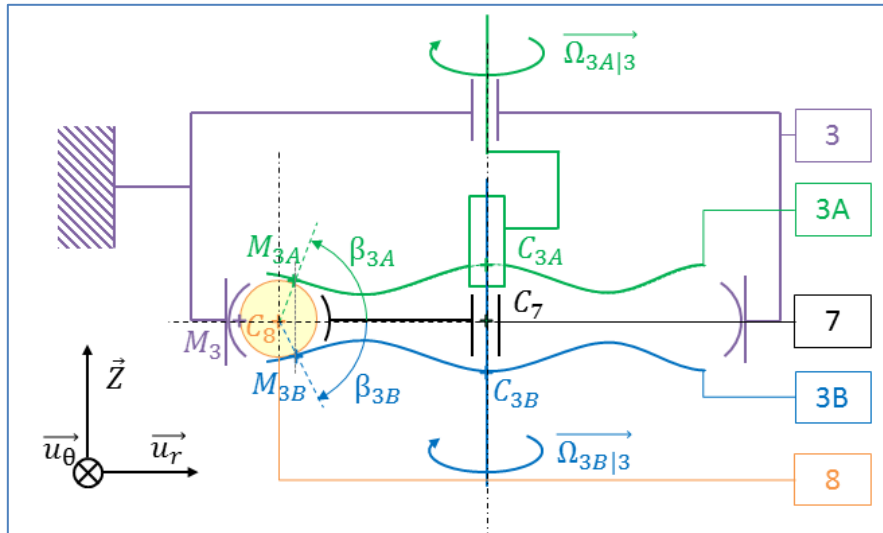
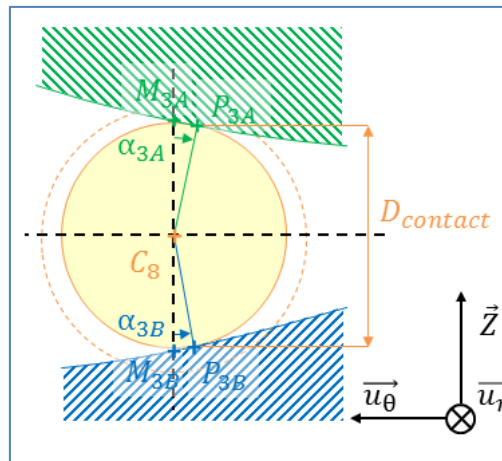


Figure II-11 : Schématisation cinématique du roulement dans le plan radial.

Le déplacement relatif de la demi-bague inférieure (3B) par rapport à la demi-bague supérieure (3A) dépend des positions angulaires des billes du roulement. Celles-ci sont données par la position angulaire de la cage à billes ($\theta_{7|3}$). Ainsi :

$$Z_{3A|3B}(\theta_{7|3}) = Z_{C_{3B} \in 3B|3}(\theta_{7|3}) - Z_{C_{3A} \in 3A|3}(\theta_{7|3}) \quad \text{Équation II-6}$$

En raison de la forme des bagues (profils sinusoïdaux), les points de contact entre les billes et les deux demi-bagues intérieures ne sont pas nécessairement dans le plan passant par le centre de la bille et les centres des demi-bagues. Le point de contact peut être décalé angulairement dans le plan ortho-radial (\vec{u}_θ, \vec{Z}) (Figure II-12).


 Figure II-12 : Schématisation de la distance de contact ($D_{contact}$) dans le plan ortho-radial.

Dans les faits, les dimensions de conception des produits font que l'on a :

$$A_l \ll r_8 \ll r_7 \quad \text{Équation II-7}$$

Les angles de décalage (α_{3A}) et (α_{3B}) sont alors très petits, donc négligeables. Ceci nous permet de simplifier l'écriture des relations. La distance entre les points de contacts des deux demi-bagues intérieures avec la bille devient :

$$D_{contact} = r_8 \cdot \sin(\beta_{3A}) + r_8 \cdot \sin(\beta_{3B}) \quad \text{Équation II-8}$$

Cette distance n'est alors plus fonction de la position angulaire des billes. Le fait de négliger les angles de décalage, nous permet de considérer que les points de contact sont dans le plan contenant le centre de la bille et l'axe de rotation. On a donc :

$$\theta_{P_i} = \theta_{M_i} = \theta_{7|3} \quad \text{Équation II-9}$$

Et
$$Z_{P_i \in i|3}(\theta_{7|3}) = Z_{M_i \in i|3}(\theta_{7|3}) \quad \text{Équation II-10}$$

Le contact de la bille avec les deux demi-bagues intérieures fait que l'on a :

$$Z_{P_{3B} \in 3B|3}(\theta_{1|3}) - Z_{P_{3A} \in 3A|3}(\theta_{1|3}) = D_{contact} \quad \text{Équation II-11}$$

$$\Rightarrow Z_{C_{3B} \in 3B|3} + \frac{A_l}{2} \cdot \sin(N_l \cdot (\theta_{7|3} + \psi_{3B|3A})) - Z_{C_{3A} \in 3A|3} + \frac{A_l}{2} \cdot \sin(N_l \cdot \theta_{7|3}) = D_{contact} \quad \text{Équation II-12}$$

$$\Rightarrow Z_{3B|3A} = D_{contact} + \frac{A_l}{2} \cdot (\sin(N_l \cdot \theta_{7|3}) - \sin(N_l \cdot (\theta_{1|3} + \psi_{3B|3A}))) \quad \text{Équation II-13}$$

$$\Rightarrow Z_{3B|3A}(\theta_{7|3}) = D_{contact} + \frac{2 \cdot A_l \cdot \sin\left(\frac{N_l \cdot \psi_{3B|3A}}{2}\right)}{2} \cdot \sin\left(N_l \cdot \theta_{7|3} + \frac{N_l \cdot \psi_{3B|3A} - \pi}{2}\right) \quad \text{Équation II-14}$$

La mise en équation du dispositif vibratoire nous permet ainsi de lier l'oscillation résultante de la mise en rotation du dispositif en fonction du dimensionnement de celui-ci et du déphasage des deux demi-bagues intérieures ($\psi_{3B|3A}$) (Équation II-15).

$$Z_{4|2}(t) = D_{contact} + \frac{A_{eq}}{2} \cdot \sin\left(N_l \cdot \frac{\Omega_{3A|3} \cdot r_{3A}}{\left(1 + \frac{r_{8A}}{r_8}\right) \cdot r_7} \cdot t + \psi_{eq}\right) \quad \text{Équation II-15}$$

Avec (A_{eq}) et (ψ_{eq}) l'amplitude équivalente et le déphasage équivalent définis par :

$$A_{eq} = 2 \cdot A_l \cdot \sin\left(\frac{N_l \cdot \psi_{3B|3A}}{2}\right) \quad \text{Équation II-16}$$

$$\psi_{eq} = N_l \cdot \theta_{7|3}(0) + \frac{N_l \cdot \psi_{3B|3A} - \pi}{2} \quad \text{Équation II-17}$$

C. Synthèse

L'équation (Équation II-16) permet de comprendre comment régler l'amplitude du dispositif vibratoire à partir du déphasage des deux demi-bagues qui le constituent. Dans la pratique, un vernier disposé sur le capot inférieur du porte-outil permet de régler le déphasage des bagues. Ce vernier est directement gradué en dixième de l'amplitude maximale (Figure II-13).



Figure II-13 : Régler de l'amplitude sur le dispositif d'assistance par vibrations.

L'étude cinématique de la came à profil variable nous a permis de lier les dimensions de conception du dispositif d'assistance vibratoire avec l'oscillation résultante. Dans la suite des travaux nous ne caractérisons l'oscillation plus que par son amplitude résultante (A_{eq}), que nous noterons (A) et le nombre d'oscillations par tour de broche (W).

$$Z_{3B|3A}(t) = Z_{3B|3A}(0) + \frac{A}{2} \cdot \sin(W \cdot \Omega_{3A|3} \cdot t) \quad \text{Équation II-18}$$

Avec (W) correspondant au nombre d'oscillations par tour, défini par :

$$W = \frac{N_l \cdot r_{3A}}{\left(1 + \frac{r_{8A}}{r_8}\right) \cdot r_7} \quad \text{Équation II-19}$$

La fréquence des oscillations vaut alors :

$$\nu = \frac{W \cdot \Omega_{3A|3}}{2 \cdot \pi} \quad \text{Équation II-20}$$

On observe alors que la fréquence des oscillations dépend, d'une part, de la fréquence de rotation de la broche ($N = \Omega_{3A|3}$) et d'autre part, de la forme et des dimensions des éléments constituant le dispositif. Il n'est donc pas possible de régler la fréquence des oscillations au pied de la machine sans modifier la fréquence de rotation de la broche ou la came du porte-outil. Un changement de la vitesse de rotation entraîne une modification de la vitesse de coupe de l'outil et donc des conditions de coupe et/ou de durée de vie de l'outil. De plus, il ne modifie pas la fréquence d'oscillation par tour (W). Il est donc préférable de changer le porte-outil, ou la came qu'il contient, pour modifier la fréquence d'oscillation.

Les porte-outils à assistance vibratoire utilisés sont dimensionnés pour un rapport de réduction ($R=0,5$). Les dispositifs existent pour différent jeux de bagues, comprenant 3, 5 ou 7 lobes :

Notation	Nombre de lobes (N_l)	Nombre d'oscillations (W) (-/tr)
PG8040-3L	3	1.5
PG8040-5L	5	2.5
PG8040-7L	7	3.5

Tableau II-2 : Nombres d'oscillations par tour générées par les dispositifs vibratoires MITIS.

En résumé, cette étude de la cinématique permet de montrer qu'il est possible, à l'aide du dispositif étudié, d'obtenir des valeurs continues d'amplitude (A) entre zéro et deux fois la valeur de l'amplitude des profils des demi-bagues intérieures (A_l). Le choix de la fréquence d'oscillation est quant à lui plus restreint, celle-ci ne peut être modifiée que par le changement de la came du dispositif, ou par la modification de la vitesse de rotation de la broche.

II-2-2. Etude de la cinématique de l'ensemble usinant

Pour comprendre l'intérêt de l'ajout d'oscillations au mouvement conventionnel d'une opération de perçage, il convient de se replacer dans le référentiel de la machine sur laquelle est installé le dispositif vibratoire.

A. Schématisation

La cinématique du système usinant peut être décrite par les liaisons entre les 5 sous-ensembles suivants :

- 0- Le bâti de la machine
- 1- Le stator de la broche de la machine en translation axiale suivant l'axe (\vec{Z}) par rapport au bâti ;
- 2- Le rotor de la broche de la machine et la partie supérieure du porte-outil (2+3A) en rotation autour de l'axe (\vec{Z}) de perçage par rapport au stator de la broche ;
- 3- L'ensemble constituant la bague extérieure du porte-outil en liaison glissière avec le stator de la broche ;
- 4- La partie inférieure du porte-outil et l'outil (4+3B) sont entraînés en rotation par le rotor via une liaison glissière. Cet ensemble est animé d'un mouvement d'oscillation axiale par rapport à l'ensemble du rotor. Ce mouvement d'oscillation est apporté par le roulement du porte-outil ;
- 5- La pièce dans son montage d'usinage (5+6) supposé en liaison encastrement avec le bâti de la machine.

L'opération de perçage correspond à une interaction entre les sous-ensembles Outil (4) et Pièce (5). La cinématique de la machine peut être décrite par la Figure II-14 :

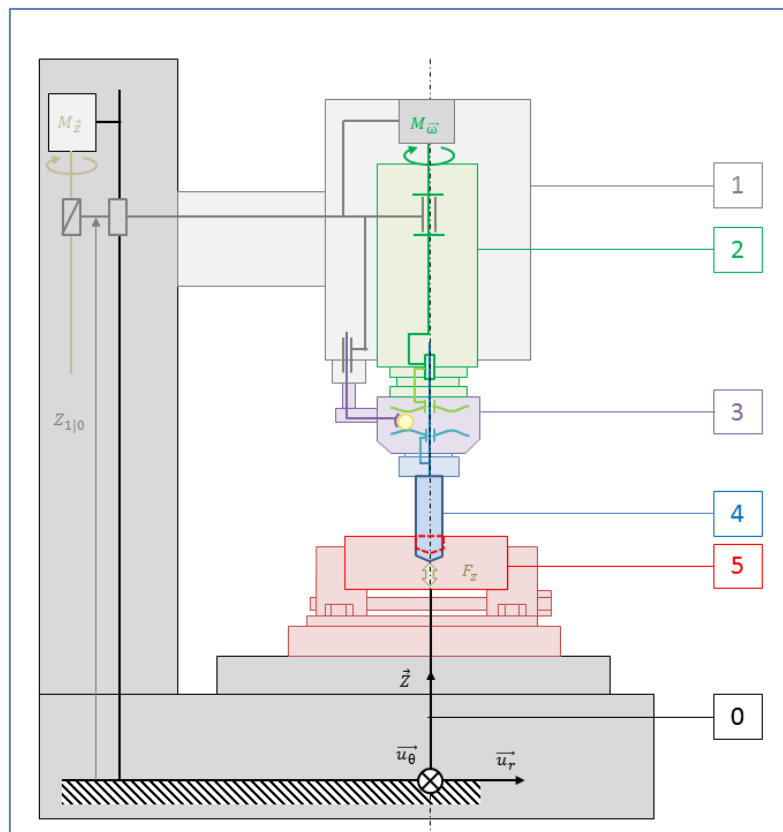


Figure II-14 : Schématisation de la cinématique de l'ensemble usinant.

B. Mise en équation

Pour étudier le comportement de la coupe en perçage assisté par vibrations, il faut connaître le déplacement relatif de l'outil par rapport à la pièce.

$$Z_{outil|pièce} = Z_{4|5} = Z_{4|0} - Z_{5|0}$$

Équation II-21

En considérant une liaison encastrement entre la pièce et le bâti, la position de l'ensemble (5) par rapport au bâti est constante dans le temps.

$$Z_{5|0}(t) = Cste = Z_{5|0}(0) \quad \text{Équation II-22}$$

La position de l'outil par rapport au bâti machine est donnée par la position relative des différents éléments constituant la chaîne cinématique entre l'outil (4) et le bâti (0).

$$Z_{4|0} = Z_{4|2} + Z_{2|1} + Z_{1|0} \quad \text{Équation II-23}$$

Le déplacement de la partie inférieure du porte-outil (4) par rapport à la partie supérieure (2) est donné par la came. Les deux demi-bagues intérieures de la came (3A) et (3B) étant solidaires respectivement des éléments (2) et (4), ce déplacement est donné par l'Équation II-18. En considérant la liaison pivot entre les ensembles (1) et (2) comme parfaite, la position axiale du rotor de la broche par rapport au stator est constante dans le temps.

$$Z_{2|1}(t) = Cste = Z_{2|1}(0) \quad \text{Équation II-24}$$

Le stator de la broche, en liaison glissière avec le bâti machine, est mû par un moteur permettant le mouvement d'avance. En considérant la transmission du mouvement parfaite, la position du stator de la broche (1) par rapport au bâti (0) peut être décrite à l'aide de la vitesse d'avance imposée ($V_{1|0}$).

$$Z_{1|0}(t) = Z_{1|0}(0) - V_{1|0} \cdot t \quad \text{Équation II-25}$$

Du point de vue purement cinématique, la position de l'outil par rapport à la matière est donc donnée par la relation suivante :

$$Z_{outil|pièce}(t) = Z_{outil|piece}(0) - V_{1|0} \cdot t - \frac{A}{2} \cdot \sin(W \cdot \Omega_{2|1} \cdot t) \quad \text{Équation II-26}$$

La vitesse de rotation du rotor ($\Omega_{2|1}$) par rapport au stator est donnée par le moteur de la broche. On en déduit le taux de rotation du rotor par rapport au stator :

$$\Omega_{2|1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} \quad \text{Équation II-27}$$

La vitesse de translation du stator de la broche par rapport au bâti peut être calculée simplement via la fréquence de rotation de la broche (N) et la valeur de l'avance (f), donnée en millimètre par tour.

$$V_{1|0} = \frac{V_f}{60} = \frac{N \cdot f}{60} \quad \text{Équation II-28}$$

La position axiale instantanée de l'outil peut alors être exprimée en fonction des paramètres d'entrée du modèle :

$$Z_{outil|pièce}(t) = Z_{outil|piece}(0) - \frac{N \cdot f}{60} \cdot t - \frac{A}{2} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot W \cdot N}{60} \cdot t\right) \quad \text{Équation II-29}$$

A partir de cette équation, l'évolution de la position axiale instantanée de l'outil en fonction du temps peut être tracée (Figure II-15) :

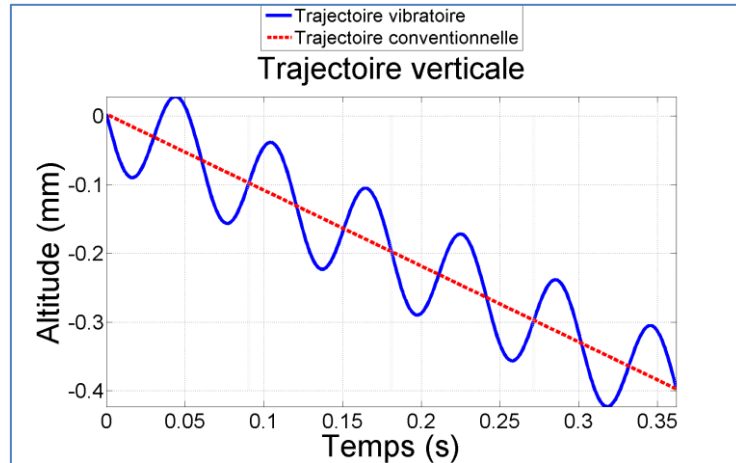


Figure II-15 : Position axiale instantanée de l'outil en fonction du temps.
(Cinématique – Outil 1_f0,1-W1,5-A0,15)

On observe ainsi que, dans le cas du perçage assisté par vibrations, l'outil oscille de part et d'autre de la trajectoire conventionnelle à vitesse d'avance constante.

II-2-3. Etude de la cinématique des parties actives de l'outil

A partir de l'étude cinématique précédente, nous cherchons à déterminer la position de chaque point de l'arête de coupe de l'outil à chaque instant. Cela revient à déterminer, pour chaque point, la constante représentant la position initiale ($Z_{outil|pièce}(0)$) dans l'équation (Équation II-29). Pour cela, il faut connaître la géométrie de l'outil.

Pour désigner chaque point de chaque arête de coupe, nous affectons à chaque point deux indices pour l'identifier :

- L'indice (i) désigne l'arête considérée ;
- L'indice (r) désigne la position radiale du point considéré sur l'arête ;

En raison de la nature des mouvements, nous optons pour un placement de l'origine du repère cylindrique en bout d'outil en position initiale (avant le lancement du cycle de perçage) (Figure II-16).

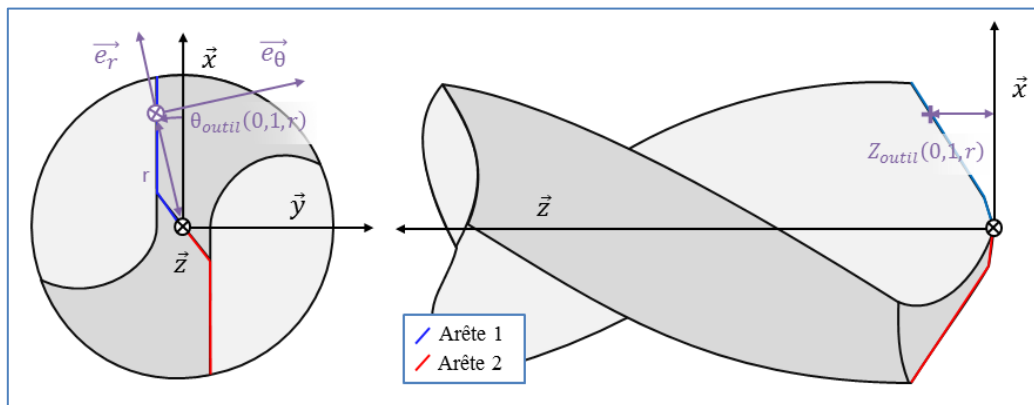


Figure II-16 : Repère de positionnement des points de l'outil.

La position axiale de chaque point constituant l'arête de coupe peut être décrite par la relation :

$$Z_{outil}(t, i, r) = Z_{outil}(0, i, r) + Z_{outil|pièce}(t) \quad \text{Équation II-30}$$

La position angulaire de chaque point constituant l'arête de coupe peut être décrite par la relation :

$$\theta_{outil}(t, i, r) = \theta_{outil}(0, i, r) - \frac{2\pi \cdot N}{60} \cdot t \quad \text{Équation II-31}$$

La position des points et les mouvements de l'outil nous permettent alors de reconstruire les trajectoires de chaque point des arêtes de coupe dans l'espace de la machine (Figure II-17).

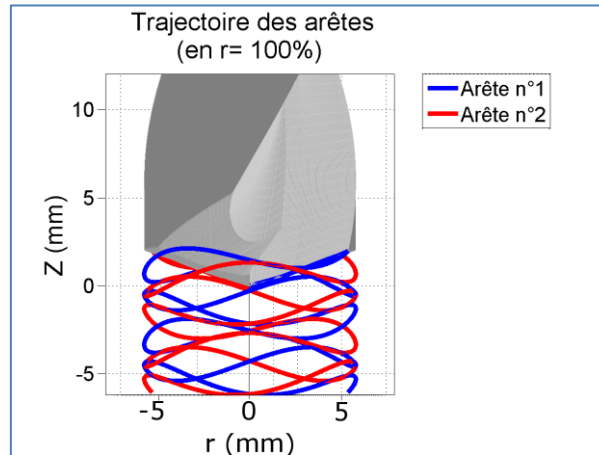


Figure II-17 : Trajectoires tridimensionnelles des deux extrémités des arêtes de coupe. (Cinématique – Outil 1_f2-W1,5-A1,5)

Sur la Figure II-17, on observe en bleu la trajectoire tridimensionnelle du point situé à l'extrémité extérieure de l'arête de coupe n°1, en rouge la trajectoire de l'extrémité de l'arête n°2, et en gris l'outil dans sa position initiale. L'amplitude et l'avance sont volontairement exagérées pour visualiser la complexité des trajectoires dans l'espace.

Si l'on connaît les positions de chaque point de l'outil en fonction du temps, il est alors possible de déterminer les vitesses axiales (Équation II-32) et tangentielles (Équation II-33) en ces points par dérivation des positions.

$$V_z(t, r) = \frac{dZ_{outil}(t)}{dt} = -\frac{A \cdot 2 \cdot \pi \cdot W \cdot N}{120} \cdot \cos\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot W \cdot N}{60} \cdot t\right) + -\frac{f \cdot N}{60} \quad \text{Équation II-32}$$

$$V_\theta(t, r) = \frac{N \cdot 2 \cdot \pi \cdot r}{60} \quad \text{Équation II-33}$$

La connaissance des vitesses axiales et tangentielles permet également de calculer l'angle de plongée instantané (Équation II-34). Celui-ci permet de déterminer les angles de coupe et de dépouille effectifs.

$$\eta_f(t, r) = \tan^{-1}\left(\frac{V_z(t, i, r)}{V_\theta(t, i, r)}\right) = \tan^{-1}\left(\frac{V_z(t, r)}{\frac{N \cdot 2 \cdot \pi \cdot r}{60}}\right) \quad \text{Équation II-34}$$

Le module « cinématique » permet de construire les trajectoires tridimensionnelles de l'ensemble des points formant la partie active de l'outil en fonction des paramètres opératoires dans un repère lié à la pièce. Il permet également de déterminer les vitesses de ces points. Cela nécessite de connaître la géométrie globale de l'outil.

A partir de ces sorties du module « cinématique », il est envisageable de déterminer à chaque instant l'engagement de l'outil dans la matière afin d'étudier les interactions outil-matière et les actions mécaniques qui en découlent. Cela fait l'objet de la section suivante.

II-3. Interactions outil-matière

Dans le cadre de ces travaux, une partie importante de la modélisation consiste à simuler les interactions outil-matière et la formation du copeau. Cette partie permet de simuler à chaque instant la morphologie des copeaux générés par la coupe et la génération de la surface en fond de trou. Outre le phénomène de coupe, l'état de l'art sur le perçage assisté par vibrations a également montré l'intérêt de prendre en compte le phénomène de talonnage. Enfin, il est également nécessaire de quantifier les efforts en bout d'outil afin d'évaluer le bon déroulement du procédé, mais également pour simuler le comportement dynamique du système usinant dû aux souplesses identifiées.

Dans cette section, nous présentons les modules traitant de la coupe, du talonnage et des sollicitations mécaniques.

II-3-1. Module de Coupe

Le module « Coupe » a pour objectif de déterminer les conditions de coupe instantanées et la surface laissée en fond de trou après le passage des arêtes de coupe, en fonction des données d'entrée issues du module « Cinématique » que sont les trajectoires, associées aux paramètres de coupe et vibratoires.

Nous avons pu voir que les conditions de coupe en perçage varient tout le long de l'arête de coupe. Nous avons donc fait le choix d'étudier les conditions de coupe à l'échelle mésoscopique, c'est-à-dire de calculer les conditions de coupe instantanées en chaque point des arêtes de coupe. Cela rend également utilisable le modèle pour des outils à arêtes asymétriques, à pas variables ou des surfaces irrégulières. Le module « Cinématique » fournit à chaque instant les vitesses des points de l'outil, ainsi que l'angle de plongée instantanée (η_f) dans le plan de travail (P_f). Cet angle permet de déterminer les angles de l'outil en travail. Pour déterminer les conditions de coupe instantanées en chaque point de l'outil, il reste à identifier la hauteur de coupe.

A. Définition de la hauteur de coupe

Avant toute chose, il convient de définir ce qu'on appelle « hauteur de coupe », traduisant la quantité instantanée de matière coupée. La norme NF E 66-506, traitant des grandeurs géométriques et cinématiques en usinage, définit une « épaisseur de coupe nominale » comme étant le rapport entre la section nominale de coupe et la largeur nominale de coupe. Pour appliquer cette définition au perçage, nous distinguons le perçage conventionnel et le perçage assisté par vibrations.

A-a. Perçage conventionnel

Dans le cadre du perçage conventionnel, les conditions de coupe restent constantes dans le temps. L'épaisseur de coupe est directement liée à l'avance par dent (f_z). Cependant, en raison de la géométrie de coupe, la largeur nominale de coupe diffère de l'engagement de l'arête (correspondant au rayon dans le cas d'un perçage pleine matière). L'épaisseur nominale de coupe peut alors se définir comme la projection de l'avance à la dent (f_z) suivant l'angle d'orientation (κ_r) (Sandvik-Coromant 2001).

$$e_{c,o}(r) = f_z \cdot \sin(\kappa_r(r)) \quad \text{Équation II-35}$$

Il s'agit alors d'une épaisseur projetée dans le plan (P_o) (Figure II-18). Cependant, nous avons fait le choix d'étudier la coupe dans le plan (P_f) qui contient les composantes de vitesse de coupe et de vitesse axiale. Dans ce plan, nous parlerons de hauteur axiale de coupe (Figure II-19). Dans le cas du perçage conventionnel cette hauteur est égale à l'avance par dent (Équation II-39).

$$h_{coupe} = f_z = \frac{f}{N_z} \quad \text{Équation II-36}$$

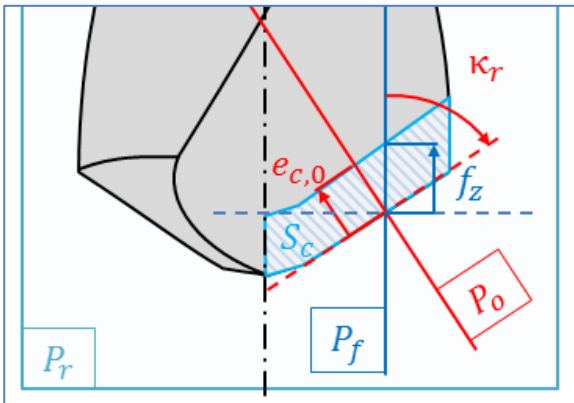


Figure II-18 : Définition de l'épaisseur nominale de coupe dans le plan (P_r) .

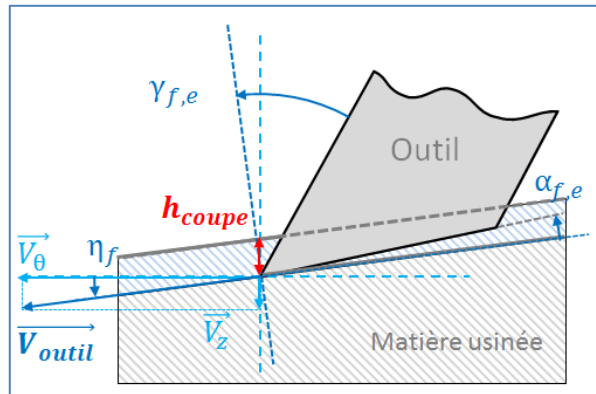


Figure II-19 : Définition de la hauteur de coupe en perçage conventionnel dans la projection cylindrique de rayon (r) tangente au plan (P_f) .

En observant la Figure II-19, on constate qu'il serait peut-être plus pertinent de définir la hauteur de la zone de coupe suivant la normale à la vitesse de plongée (\vec{V}_{outil}) . Cette épaisseur $(e_{n,f})$ peut être obtenue par projection suivant l'angle de plongée (η_f) (Équation II-40).

$$e_{n,f}(r) = h_{coupe} \cdot \cos(\eta_f(r)) \quad \text{Équation II-37}$$

A-b. Perçage vibratoire

Dans le cas du perçage assisté par vibrations, nous étudions également la coupe dans le plan (P_f) . On appellera hauteur axiale de coupe (h_{coupe}) , la distance suivant la direction axiale entre la surface avant le passage de l'outil et le point considéré de l'arête dans le plan (P_f) (Figure II-20). On appellera épaisseur normale $(e_{n,f})$, la distance entre la surface et le point considéré de l'arête dans le plan (P_f) , mesurée suivant la direction normale à la vitesse instantanée (\vec{V}) . En raison de la nature complexe du mouvement, la trajectoire et la surface de la pièce ont des profils qui ne sont plus des droites. Le passage de la hauteur de coupe (h_{coupe}) à l'épaisseur normale $(e_{n,f})$ n'est plus possible par une simple projection. Les deux paramètres nécessitent de calculer la position et la forme de la surface.

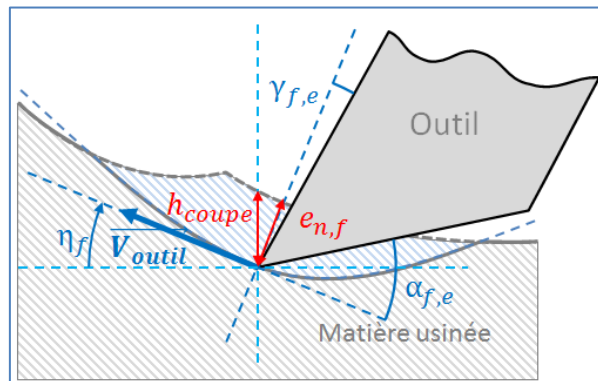


Figure II-20 : Définition de la hauteur de coupe instantanée en coupe vibratoire dans la projection cylindrique de rayon (r)

B. Reconstruction de la surface

La détermination de la hauteur de coupe instantanée nécessite donc au préalable de reconstruire la surface générée par les passages de dents précédents. Pour une même position radiale, l'enchaînement des passages d'arêtes et leur contribution à l'enlèvement de matière peut être difficile à interpréter. Par exemple, la Figure II-21 représente la superposition des trajectoires, dans la projection cylindrique de rayon maximal (extrémité des arêtes), sur 4 tours de broche. L'outil employé pour la simulation est un outil à 2

lèvres. Le nombre d'oscillations par tour (W) est ici de 1,5. On observe ainsi un enchevêtrement des trajectoires de l'arête 1 (en bleu) et de l'arête 2 (en rouge).

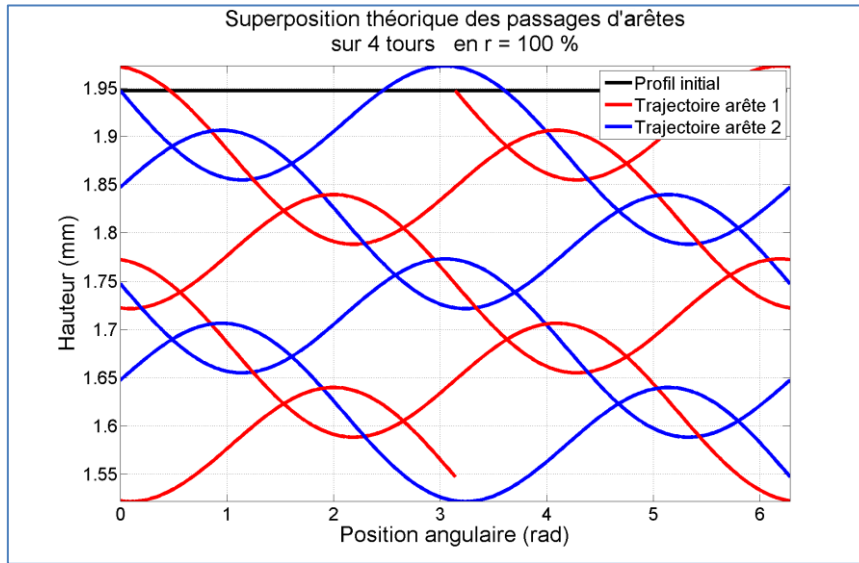


Figure II-21 : Superposition des trajectoires dans la projection cylindrique de rayon (r) maximal. (Cinématique – Outil 1_f0.1-W1.5-A0.15)

Pour gagner en visibilité, sur la Figure II-22, ne sont en couleur que les trajectoires des arêtes de coupe sur un demi-tour d'outil au début du 3^{ème} tour. La matière coupée par les 2 arêtes (copeaux) sur ce demi-tour est colorée en bleu et rouge (en considérant une coupe « parfaite » dans un matériau parfaitement plastique). La matière laissée après le passage de l'outil est en gris. La matière avant le passage de l'outil correspond ainsi à l'union de la surface grisée et des deux surfaces colorées.

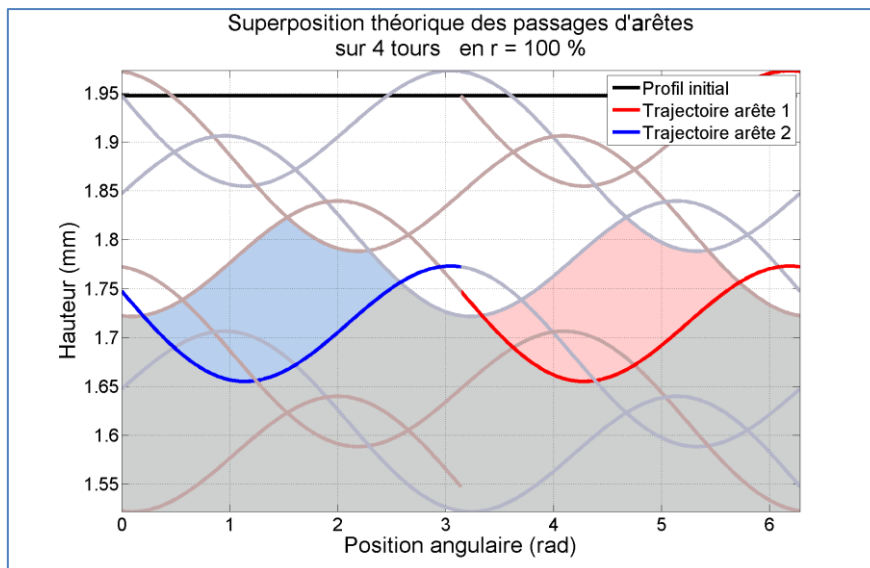


Figure II-22 : Représentation de la matière coupée dans la projection cylindrique de rayon maximal. (Cinématique – Outil 1_f0.1-W1.5-A0.15)

On observe ainsi que la surface précédant le passage de l'outil ne s'est pas formée par un seul passage d'outil. Pour exemple, le profil supérieur de l'élément coupé par l'arête (1) est formé par 3 passages d'arêtes coupantes : l'arête (2) au tour ($n-1$), l'arête (1) au tour ($n-1$) et l'arête (2) au tour ($n-2$). De façon plus générale, en fonction des conditions opératoires, la surface restante n'est pas toujours formée par le même nombre de passages de dents.

D'un point de vue purement cinématique, en considérant un outil parfait avec une acuité infinie, sans contact en dépouille et dans un matériau parfaitement plastique, la surface est définie par :

$$Z_{surface}(t, r, \theta_{outil}(t, i, r)) = \min\{Z_{outil}(t - n \cdot T_z, i, r)\}_{n=1}^{n=n_{max}}\}_{i=1}^{i=N_z}$$
Équation II-38

Avec (T_z) la période de passage de dents définie à l'Équation I-12.

Cette équation traduit ainsi la position axiale suivant (\vec{Z}) à chaque instant de la surface laissée en fond de trou par les passages d'arêtes de coupe précédents, sur des considérations purement cinématiques. Cependant, les hypothèses émises sont importantes. Il est nécessaire d'intégrer à ce calcul les différents phénomènes de coupe pouvant intervenir.

C. Phénomènes de coupe

C-a. Cas d'une coupe « parfaite » dans un matériau parfaitement plastique

Si on considère une coupe « parfaite » dans un matériau parfaitement plastique, il y a alors déformation plastique de la matière dès que l'outil pénètre la matière. Il y a donc coupe dès que la position axiale suivant (\vec{Z}) de l'outil est inférieure à celle de la surface au point considéré. Ceci est exprimé par la condition suivante (Équation I-18), notée (*coupe **).

$$coupe * : Z_{surface}(t - dt, r, \theta_{outil}(t, r, i)) > Z_{outil|pièce}(t, r, i)$$
Équation II-39

Où ($t - dt$) représente l'instant de calcul précédent.

S'il y a coupe, la hauteur de coupe correspond à la différence de hauteur entre l'outil et la surface au point considéré (Figure II-20) (Équation II-40). S'il n'y a pas coupe, la hauteur de coupe est nulle.

$$h_{coupe}(t, r, i) = \begin{cases} Z_{surface}(t - dt, r, \theta_{outil}(t, r, i)) - Z_{outil|pièce}(t, r, i) & \text{si coupe *} \\ 0 & \text{sinon} \end{cases}$$
Équation II-40

En considérant que l'ensemble du volume balayé par l'outil est coupé (coupe « parfaite »), la surface générée après le passage correspond donc à la position de l'outil ou à la position de la surface à l'instant précédent s'il n'y a pas eu coupe (Équation II-41).

$$Z_{surface}(t, r, \theta_{outil}(t, r, i)) = \begin{cases} Z_{outil}(t, r, \theta_{outil}(t, r, i)) & \text{si coupe *} \\ Z_{surface}(t - dt, r, \theta_{outil}(t, r, i)) & \text{sinon} \end{cases}$$
Équation II-41

Les équations présentées permettent ainsi de déterminer la hauteur de coupe et la surface en fonction des conditions cinématiques locales. La coupe est considérée comme parfaite et le matériau comme parfaitement plastique. L'ensemble des modèles de coupe en perçage assisté par vibrations présents dans la littérature (Pecat & Meyer 2013; Jallageas et al. 2013; Ledref 2014; Guibert et al. 2008; Toews et al. 1998; Moraru 2002) se placent dans cette hypothèse. Or, comme nous l'observerons plus tard, la coupe en perçage assisté par vibrations est différente en fonction de l'outil utilisé ou de la matière travaillée (voir III-3-4). Il paraît donc insuffisant de considérer que la coupe est indépendante de l'outil et du matériau.

Par la suite, nous considérons que le comportement de la coupe est dépendant du couple outil-matière considéré.

C-b. Considération d'un refus de coupe

Dans le cas du perçage assisté par vibrations, la hauteur de coupe qui correspond à une avance instantanée, varie de façon très importante. Dans le cas d'une coupe discontinue, cette hauteur est par moments nulle. Or, peut-on considérer de la même façon la coupe avec une hauteur instantanée de l'ordre de l'avance nominale et celle avec une hauteur instantanée très faible ? Des études de la coupe menées dans le cas du micro-fraisage confirment la nécessité de considérer une hauteur minimale de coupe en

dessous de laquelle l'action de l'outil n'est plus de la coupe (Ducobu et al. 2009). Ces travaux mettent également en avant un phénomène de retour élastique de la matière après la coupe.

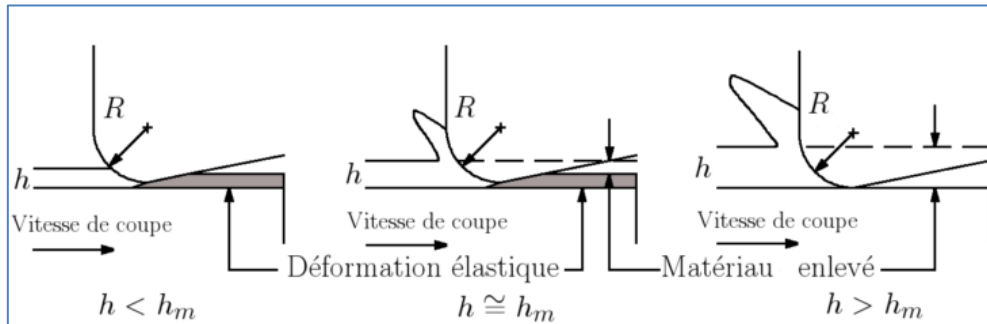


Figure II-23 : Hauteur de coupe minimale en micro-fraisage (Ducobu et al. 2009).

Nous faisons donc l'hypothèse, qu'en raison du matériau usiné et de l'outil employé, une partie du flux de matière passe sous l'outil. Cette partie de la matière subit une déformation élastique (retour élastique) et plastique (écrouissage). Elle n'est donc pas coupée et reste sur la surface en fond de trou, on parlera de refus de coupe. Ainsi pour des hauteurs très faibles, le phénomène de coupe ne s'amorce pas et il n'y a que du refus de coupe. Pour des hauteurs plus importantes, une partie de la matière est coupée pour former le copeau, et une partie de la matière subit un écrasement sous l'arête de coupe. Cette approche de la coupe est utilisée dans les travaux d'Eynian et al (Eynian & Altintas 2009) pour la coupe dynamique en tournage.

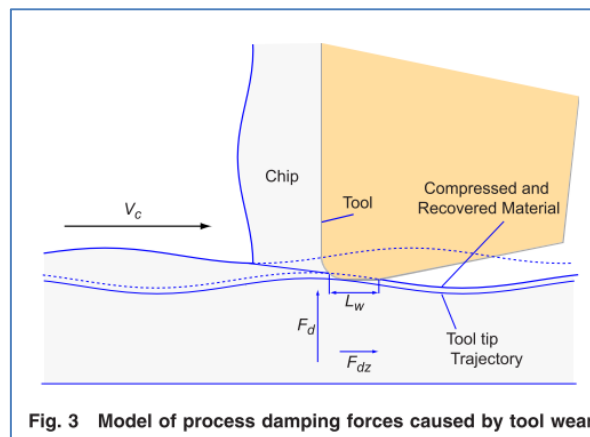


Fig. 3 Model of process damping forces caused by tool wear

Figure II-24 : Considération d'une hauteur de matière non coupée (Eynian & Altintas 2009).

Afin de prendre en compte le refus de coupe qui peut intervenir sur des hauteurs de coupe inférieures au rayon d'acuité de l'outil, nous faisons la distinction entre une hauteur de pénétration et une hauteur de coupe. La première correspond à la hauteur de pénétration de l'outil dans la matière, la deuxième correspond à la hauteur de matière enlevée lors du passage de l'outil.

La hauteur de pénétration correspond donc à la différence entre la position axiale de la surface et la position axiale de l'arête de coupe (Équation I-18).

$$\begin{aligned}
 h_{\text{pénétration}}(t, r, i) &= Z_{\text{surface}}(t - dt, r, \theta_{\text{outil}}(t, r, i)) \\
 &\quad - Z_{\text{outil|pièce}}(t, r, i)
 \end{aligned}
 \tag{Équation II-42}$$

La hauteur de pénétration, telle qu'elle est définie dans l'Équation II-42, peut admettre des valeurs positives et négatives. Physiquement, pour les valeurs négatives, il ne s'agit plus de pénétration mais de distance par rapport à la surface.

Selon notre hypothèse, nous considérons donc qu'il y a coupe si la hauteur de pénétration est supérieure à une hauteur minimale notée (h_{refus}). La condition de coupe à l'instant (t) au point de position radiale (r) sur l'arête (i) devient alors :

$$\text{coupe} * : h_{\text{pénétration}}(t, r, i) > h_{\text{refus}} \quad \text{Équation II-43}$$

La hauteur de coupe minimale (h_{refus}) dépend de l'acuité de l'outil employé, du matériau usiné et des conditions d'usinage. On trouve, dans les travaux menés sur la coupe, des formulations de cette hauteur minimale pour des matériaux tels que le cuivre ou l'aluminium, en fonction du rayon d'acuité de l'outil (Germain 2011; Ducobu et al. 2009). Cependant, la connaissance du rayon d'acuité de l'outil nécessite des moyens de mesure particuliers. De plus, cette valeur évolue constamment, car l'usure de l'outil entraîne une modification de l'acuité de l'arête de coupe (Roudgé 2011). Nous faisons donc le choix de déterminer expérimentalement la valeur de la hauteur de coupe minimale (h_{refus}) liée à un couple outil-matière, en moyennant les résultats obtenus sur plusieurs essais.

La hauteur de coupe peut être déterminée en soustrayant la hauteur de coupe minimale à la hauteur de pénétration (Équation II-44). La hauteur de coupe est nécessairement positive ou nulle, ce qui entraîne une discontinuité dans la formulation de la hauteur.

$$h_{\text{coupe}}(t, r, i) = \begin{cases} h_{\text{pénétration}}(t, r, i) - h_{\text{refus}} & \text{si coupe} * \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad \text{Équation II-44}$$

L'enlèvement de matière en perçage assisté par vibrations peut donc être schématisé de la façon suivante :

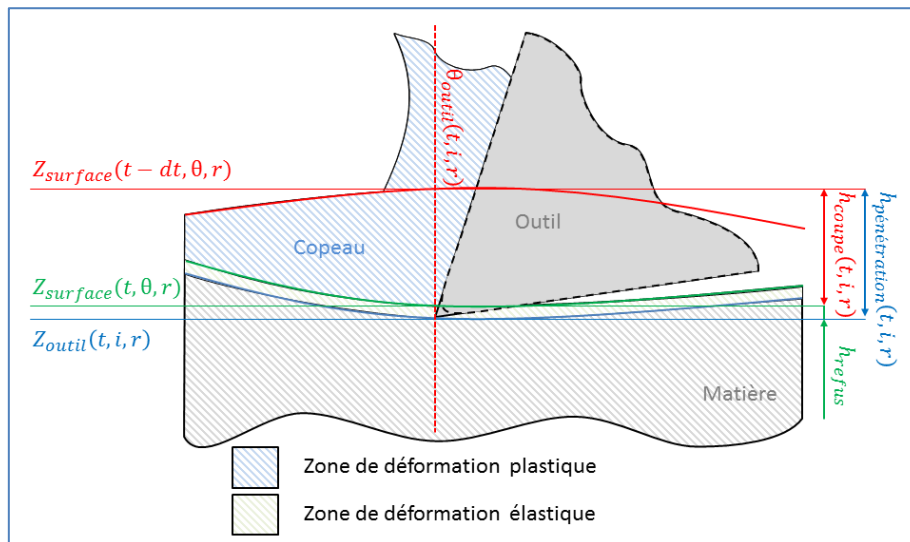


Figure II-25 : Schématisation de la hauteur de coupe et de la hauteur de pénétration.

En conséquence de cette modélisation, la surface générée par la coupe ne correspond plus directement au passage de l'outil. Elle correspond désormais à la surface avant le passage de l'outil de laquelle est soustraite la hauteur de matière coupée à chaque instant. Cela s'exprime donc par la différence entre la hauteur de la surface à l'instant précédent et la hauteur de coupe (Équation II-45).

$$Z_{\text{surface}}(t, r, \theta_{\text{outil}}(t, r, i)) = \begin{cases} Z_{\text{surface}}(t - dt, r, \theta_{\text{outil}}(t, r, i)) - h_{\text{coupe}}(t, r, i) & \text{si coupe} * \\ Z_{\text{surface}}(t - dt, r, \theta_{\text{outil}}(t, r, i)) & \text{sinon} \end{cases} \quad \text{Équation II-45}$$

On introduit par ailleurs la notion de section de pénétration de l'outil dans la matière (Équation II-46). Cette section de pénétration fournit une grandeur globale instantanée représentant la quantité de matière en prise devant les surfaces de coupe de l'outil.

$$S_p(t) = \sum_{i=1}^{N_z} \int_0^{R_{\text{outil}}} h_{\text{pénétration}}(t, r, i) \cdot dr \quad \text{Équation II-46}$$

D. Détermination de l'épaisseur normale

La modélisation tridimensionnelle de la coupe présentée ci-dessus permet de reconstruire la surface à chaque instant de calcul. Cela permet de déterminer à la fois la hauteur axiale de coupe mais également l'épaisseur suivant la normale à la vitesse effective.

La vitesse du point de l'outil considéré, de coordonnée radiale (r), est la composition de la vitesse tangentielle ($\overrightarrow{V_\theta(r)}$) et de la vitesse axiale ($\overrightarrow{V_z}$). Dans la base ($\overrightarrow{e_r}, \overrightarrow{e_\theta}, \overrightarrow{e_z}$), représentée à la Figure II-16, elle peut s'exprimer par l'Équation II-47.

$$\overrightarrow{V_{outil}(r)} = \begin{pmatrix} 0 \\ V_\theta(r) \\ V_z \end{pmatrix} \quad \text{Équation II-47}$$

Le vecteur unitaire ($\overrightarrow{u_v}$), donnant la direction et le sens de ce vecteur vitesse, peut être exprimé par l'utilisation de l'angle instantané de plongée (η_f) (Équation II-48).

$$\overrightarrow{u_v(r)} = \begin{pmatrix} 0 \\ -\cos(\eta_f(r)) \\ -\sin(\eta_f(r)) \end{pmatrix} \quad \text{Équation II-48}$$

Le vecteur ($\overrightarrow{n_v}$), décrivant la normale à la vitesse, s'écrit alors (Équation II-49) :

$$\overrightarrow{n_v} = \overrightarrow{u_v} \wedge \overrightarrow{e_r} = \begin{pmatrix} 0 \\ -\cos(\eta_f(r)) \\ -\sin(\eta_f(r)) \end{pmatrix} \wedge \begin{pmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ -\sin(\eta_f(r)) \\ \cos(\eta_f(r)) \end{pmatrix} \quad \text{Équation II-49}$$

Le vecteur normal ($\overrightarrow{n_v}$) fournit la direction de détermination de l'épaisseur normale de coupe. Cette dernière traduit l'épaisseur de matériau coupé suivant la direction normale à la vitesse. Elle correspond donc à la distance suivant le vecteur normal ($\overrightarrow{n_v}$) entre la surface et l'arête de coupe, à laquelle il faut retrancher l'épaisseur non coupée due au refus de coupe (Figure II-26).

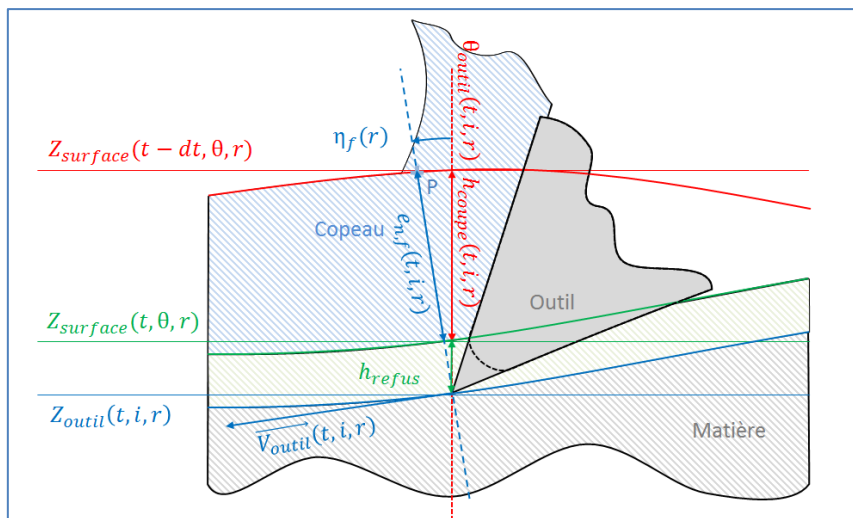


Figure II-26 : Détermination de l'épaisseur normale.

Le point d'intersection (P) entre la droite de direction ($\overrightarrow{n_v}$) et la surface en fond de trou, de coordonnée radiale (r) et de coordonnée tangentielle (θ_P), est défini par la relation suivante (Équation I-18) :

$$Z_{surface}(t - dt, \theta_p, r) = r \cdot (\theta_p - \theta_{outil}(t, i, r)) \cdot \frac{-1}{\tan(\eta_f(r))} + Z_{outil}(t, i, r) \quad \text{Équation II-50}$$

Connaissant les coordonnées du point d'intersection(P), il est possible de déterminer le vecteur entre le point considéré sur l'arête de coupe et le point associé (P) sur la surface en fond de trou (Équation II-51).

$$\overrightarrow{V_P}(t, i, r) = \begin{vmatrix} r & r \\ r \cdot \theta_p & r \cdot \theta_{outil}(t, i, r) \\ Z_p & Z_{outil}(t, i, r) \end{vmatrix} \quad \text{Équation II-51}$$

L'épaisseur normale à la vitesse est alors calculée par la différence entre la norme du vecteur ($\overrightarrow{V_p}$) et la projection de la hauteur de refus de coupe (h_{refus}) suivant la normale à la vitesse (Équation II-52) :

$$e_{n,f}(t, i, r) = \left\| \overrightarrow{V_P}(t, i, r) \right\| - h_{refus} \cdot \cos(\eta_f(r)) \quad \text{Équation II-52}$$

L'Équation II-52 permet ainsi de déterminer l'épaisseur de coupe suivant la normale à la vitesse au point considéré. Ce paramètre est à confronter à la hauteur de coupe afin de savoir lequel est le plus représentatif du comportement du procédé.

E. Pertinence de la hauteur de coupe

Le module de coupe permet donc de quantifier la quantité de matière coupée localement au travers de deux paramètres : la hauteur axiale de coupe et l'épaisseur normale de coupe. Pour modéliser les sollicitations mécaniques engendrées par la coupe, il est nécessaire de déterminer lequel de ces deux paramètres est le plus représentatif de la quantité instantanée de matière coupée.

Le paramètre descriptif de l'épaisseur de matière coupée que l'on retrouve en très grande majorité dans les travaux de modélisation du perçage assisté par vibrations est la hauteur axiale de coupe (Moraru 2002; Guibert 2008; Pecat & Meyer 2013).

Si l'on fait abstraction des phénomènes de talonnage et d'indentation, que l'on considère la coupe comme parfaite et l'on considère un outil axisymétrique, alors la hauteur axiale de coupe à un instant donné est identique en tout point de l'arête de coupe. Ce paramètre décrit alors globalement la coupe en perçage assisté par vibrations. Cependant, on sait que les conditions et les phénomènes de coupe sont fortement variables le long de l'arête. L'évolution des angles de coupe et de dépouille effectifs ($\gamma_{f,e}$) et ($\alpha_{f,e}$) sont alors utilisés pour décrire cette variabilité le long de l'arête de coupe. Il s'agit donc de déterminer si l'épaisseur normale, tenant compte de l'angle de plongée, est plus ou moins significative des variations de conditions de coupe le long de l'arête.

Pour répondre à cette question, il est possible de comparer l'évolution de l'épaisseur normale et de la hauteur axiale. Dans le cas de la simulation purement cinématique correspondant à la configuration du Tableau II-3, on obtient les résultats suivants (Figure II-27) :

	Propriété	Valeur	Unité
Paramètres conventionnels	Fréquence de rotation	663	(tr/min)
	Avance	0,1	(mm/tr)
Paramètres vibratoires	Amplitude	0,15	(mm)
	Nombre d'oscillations	1,5	(-/tr)

Tableau II-3 : Conditions opératoires de l'exemple comparatif.

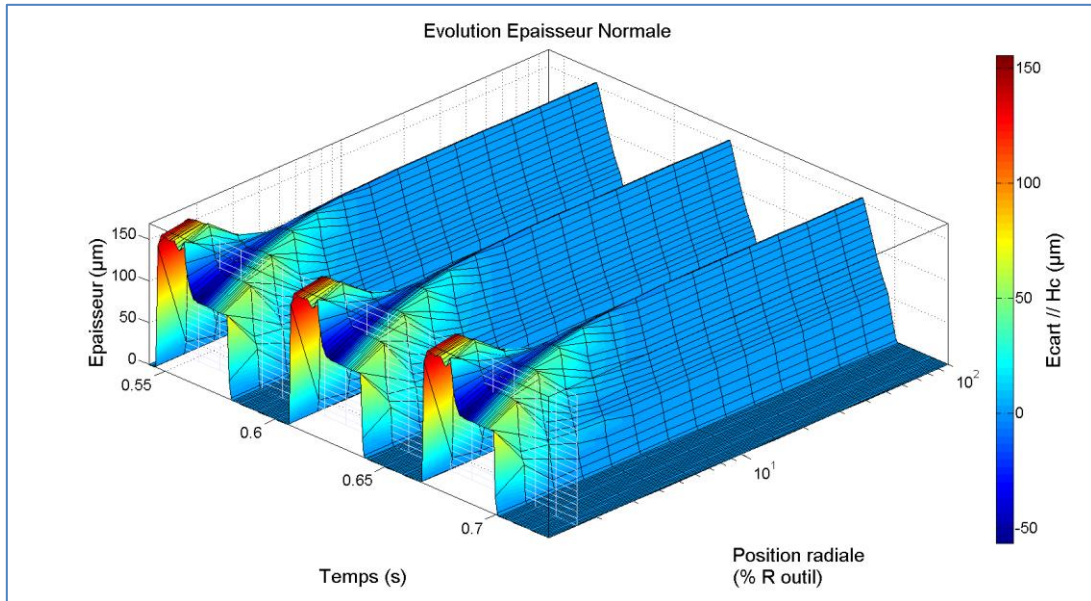


Figure II-27 : Comparaison de l'évolution de l'épaisseur normale et de la hauteur axiale le long de l'arête. (Cinématique- Outil 1_f0,1-W1,5-10,15)

La Figure II-27 représente l'évolution de l'épaisseur normale en fonction de la position radiale et du temps. L'échelle de couleur représente la différence entre cette épaisseur et la hauteur de coupe. On constate peu de changement en périphérie de l'outil et sur la grande partie des arêtes de coupe. L'écart devient significatif au centre de l'outil (Figure II-28). Les valeurs maximales prises par la hauteur axiale et l'épaisseur normale sont du même ordre de grandeur mais n'apparaissent pas aux mêmes moments. Il est donc évident que les deux paramètres ne traduisent pas les mêmes conditions dans la partie centrale de l'outil. Cependant, dans cette même partie centrale, les mécanismes de coupe laissent place de façon importante à des phénomènes complexes de déformation de la matière. La représentativité des deux paramètres peut donc être remise en question.

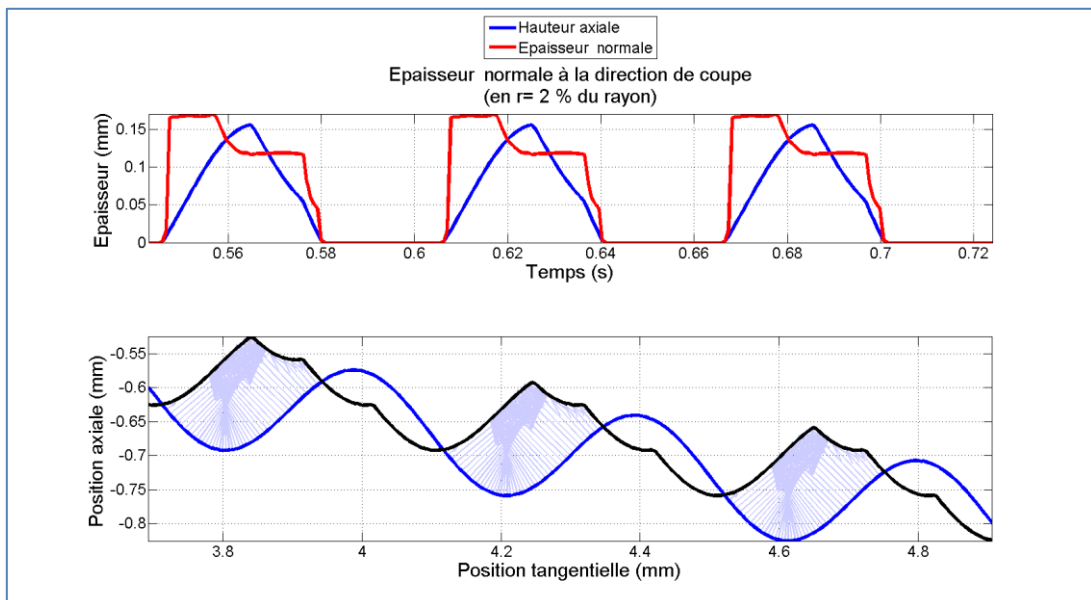


Figure II-28 : Comparaison entre hauteur de coupe et épaisseur normale au centre de l'outil. (Cinématique – Outil 1_f0,1-W1,5-Aà,15)

De plus, si l'on revient à la représentation de la coupe en présence du copeau dans le plan (P_f), on peut s'interroger sur le sens physique de ces deux paramètres (Figure II-29). En effet, ils représentent la distance entre l'outil et une surface qui n'est plus du fait de la formation du copeau.

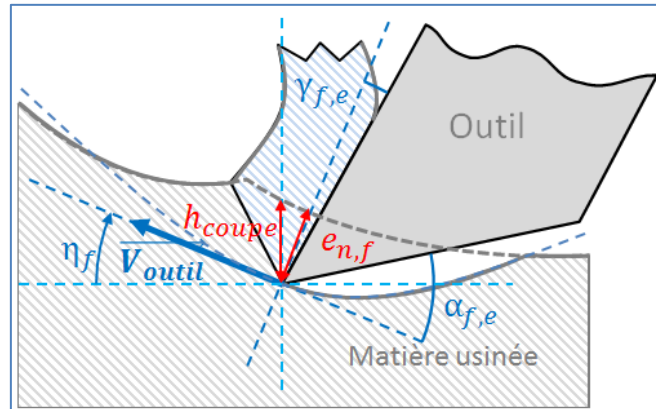


Figure II-29 : Hauteur de coupe et épaisseur normale en présence du copeau.

En résumé, la différence entre ces deux paramètres est intéressante au centre de l'outil et mériterait une étude plus approfondie pour analyser la corrélation avec les phénomènes en jeu dans cette zone. Au-delà de la partie centrale de l'outil, les deux paramètres sont équivalents. Aucun des deux paramètres n'apparaît donc plus pertinent que l'autre. Ainsi, dans la suite des travaux, nous avons choisi de conserver le paramètre de hauteur axiale (h_{coupe}), car celui-ci permet la comparaison avec des modélisations existantes dans la littérature.

F. Synthèse

Le module « coupe » du modèle permet donc de lier les trajectoires des arêtes à la hauteur de coupe (Équation II-44) (Figure II-30). Ce module permet également de simuler la surface en fond de trou laissée par le passage des arêtes (Équation II-45) (Figure II-31). Ce modèle nécessite cependant l'identification d'un paramètre empirique correspondant à la hauteur minimale de pénétration permettant la coupe du matériau. Celui-ci dépend du couple Outil-Matière sélectionné pour l'opération.

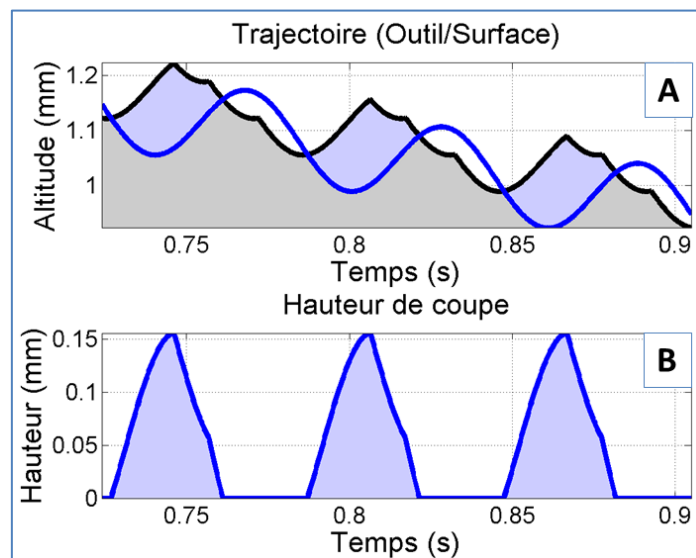


Figure II-30 : Surface sous l'arête de coupe et hauteur de coupe instantanée en un point de l'outil. (Cinématique – Outil 1_f0,1-W1,5-A0,15)

La Figure II-30 représente, d'une part (graphique A), la superposition entre la surface en fond de trou avant le passage de l'outil (trait noir) et la position axiale du point de l'arête considéré et, d'autre part (graphique B), la hauteur de coupe instantanée. Le graphique A permet également de représenter la matière laissée après le passage de l'arête de coupe (surface grise) et le profil de la matière coupée lors du passage de l'outil (surface bleue).

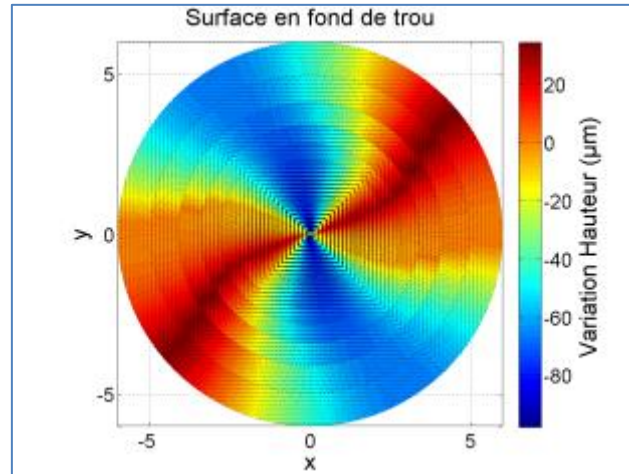


Figure II-31 : Surface instantanée en fond de trou.
(Cinématique – Outil 1_f0,1-W1,5-A0,15)

A ce stade, seul le phénomène de coupe au niveau des arêtes de l'outil a été considéré. Avant d'aborder la modélisation des sollicitations mécaniques, les phénomènes de talonnage et d'indentation sont étudiés.

II-3-2. Phénomènes de talonnage et d'indentation

Comme nous l'avons vu au chapitre précédent, le talonnage est défini comme un contact entre une surface non fonctionnelle de l'outil et la surface nouvellement usinée par l'arête de coupe. C'est un phénomène non désiré, qui entraîne des frottements importants entre l'outil et la matière. Ces frottements génèrent des efforts qui viennent s'ajouter à ceux générés par la coupe. Ce contact peut également entraîner une usure accélérée de l'outil. Il est donc nécessaire de quantifier et de localiser ce phénomène, afin d'estimer les efforts générés et d'identifier les conditions qui en sont à l'origine.

L'indentation est, quant à elle, un mode de déformation de la matière s'apparentant à de l'extrusion. Ce phénomène a lieu au centre de l'outil, où la vitesse tangentielle est très faible, voire nulle. S'agissant d'une déformation élasto-plastique de la matière, cela génère notamment des efforts axiaux importants. Il est donc primordial de déterminer l'étendue de la zone dans laquelle s'applique ce phénomène, afin de modéliser plus finement les efforts axiaux.

L'objectif de ce module « talonnage » est donc de localiser et de quantifier les phénomènes de talonnage et d'indentation qui peuvent se produire durant l'opération de perçage assisté par vibrations.

A. Hypothèses sur l'indentation

L'indentation est un phénomène connu en perçage. Ainsi, de nombreuses publications traitent de ce phénomène, et notamment de la détermination de l'étendue de la zone d'indentation (Bono & Ni 2001; Dargnat 2006; Guibert et al. 2009; Yang et al. 2002), généralement assimilée à un cône défini par son rayon maximal.

Dans leurs travaux, Yang et al. (Yang et al. 2002) proposent une formule de détermination du rayon de la zone d'indentation, basée sur les travaux de Mauch et Lauderbaugh (Mauch & Lauderbaugh 1990) (Équation II-53). Le rayon de la zone d'indentation est exprimé en fonction de l'avance (f) et du demi-angle de pointe (p).

$$R_{ind} = \frac{f}{2 \cdot \tan\left(\frac{\pi}{2} - p\right)} = \frac{f}{2} \tan(p) \quad \text{Équation II-53}$$

Dans leurs travaux, Bono et Ni (Bono & Ni 2001) s'intéressent à la détermination du rayon de la zone d'indentation d'un foret hélicoïdal classique (sans amincissement d'âme) en fonction des paramètres opératoires. Dans ce modèle, ils considèrent qu'à la position radiale délimitant la zone, la pente formée par la matière est égale au demi-angle de pointe (p) (Figure II-32). Le rayon est donné en fonction de l'avance (f) et du demi-angle de pointe (p) (Équation II-54). Il est à remarquer que la condition à la limite de la zone

d'indentation correspond à la position radiale maximale pour laquelle on a du talonnage sur la face de dépouille.

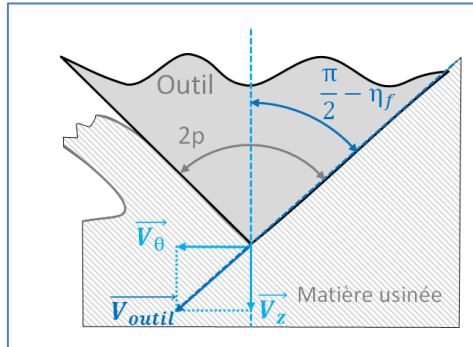


Figure II-32 : Condition de coupe à la limite de la zone d'indentation (d'après (Bono & Ni 2001)).

$$R_{ind} = \frac{f}{2\pi} \tan(p) \quad \text{Équation II-54}$$

Ce résultat est obtenu en appliquant la condition limite correspondant au contact en dépouille de l'arête centrale (Équation II-55).

$$p = \frac{\pi}{2} - \eta_f \quad \text{Équation II-55}$$

avec η_f l'angle de plongée défini par :

$$\eta_f = \tan^{-1} \left(\frac{\|\vec{V}_z\|}{\|\vec{V}_\theta\|} \right) = \tan^{-1} \left(\frac{f \cdot N \cdot 60}{2\pi \cdot N \cdot r \cdot 60} \right) \quad \text{Équation II-56}$$

$$\Rightarrow r = \frac{f}{2\pi \cdot \tan(\eta_f)} \quad \text{Équation II-57}$$

Bono et Ni (Bono & Ni 2001) mentionnent que les résultats qu'ils trouvent sont cohérents avec les travaux de Wiriyacosol et Armarego (Wiriyacosol & Armarego 1979), qui considèrent le rayon de la zone d'indentation comme étant la position radiale à laquelle l'angle de dépouille effectif devient nul. L'indentation est donc définie ici comme étant l'action d'extrusion de la matière provoquée par du talonnage. C'est également le critère adopté par Dagnat (Dagnat 2006) qui propose une formulation du rayon de la zone d'indentation en fonction de l'avance (f), du demi-angle de pointe (p) et de l'angle d'inclinaison de l'arête centrale par rapport à l'arête principale (δ).

$$R_{ind} = \frac{f}{2\pi} \tan(p) \cdot \cos(\delta) \quad \text{Équation II-58}$$

Dans ses travaux de modélisation du perçage assisté par vibrations, Guibert (Guibert et al. 2009) met en place un modèle de coupe sur la base des travaux de Yang (Yang et al. 2002). Pour étudier la limite de la zone d'indentation et sa validité en perçage assisté par vibrations, l'auteur présente une série d'essais intéressants : pour déterminer la présence de l'indentation, l'auteur ne s'intéresse pas aux causes mais aux effets. Il étudie ainsi la contribution de chaque zone de l'outil à l'effort de poussée total. Pour cela, il adopte la méthode du « Couple Arête-Matière » (CAM), développée par Claudin (Claudin et al. 2008). Cette méthode consiste à étudier la contribution de chaque segment de l'arête en mesurant les efforts lors de la pénétration de la pointe de l'outil dans la matière. On suppose que chaque segment agit indépendamment des autres. Cette hypothèse permet alors de dire que l'effort dû au segment à la distance radiale (r) vaut la différence entre l'effort de pénétration de l'outil jusqu'au rayon (r) et l'effort de pénétration jusqu'au rayon ($r - dr$). Guibert considère alors que l'extrémité de la zone d'indentation correspond au premier

point d'inflexion sur la courbe d'effort (Figure II-33). La dérivation du signal de l'effort permet d'identifier plus précisément ce point.

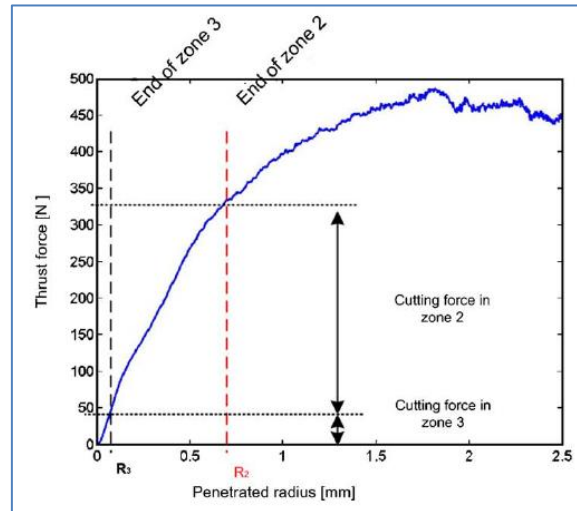


Figure II-33 : Courbe de l'effort axial lors de la pénétration de la pointe de l'outil (Guibert et al. 2009).

Guibert reporte ainsi l'évolution du rayon de la zone d'indentation en fonction de l'avance par dent, à partir des résultats obtenus sur sa campagne d'essais en perçage conventionnel. L'avance par dent correspond à la hauteur de coupe en perçage conventionnel. Cela permet ainsi d'établir l'évolution du rayon de la zone d'indentation lors d'un perçage assisté par vibrations. Guibert propose alors d'adapter la formule proposée par Yang (Yang et al. 2002) en ajoutant deux coefficients empiriques dépendant de l'outil : (K_r) et (R_0) (Équation II-59). La formule est alors exprimée en fonction de la hauteur de coupe axiale (h_{coupe}).

$$R_{ind} = K_r \times \frac{h_{coupe}}{2} \times \tan(p) + R_0 \quad \text{Équation II-59}$$

Le rayon de la zone d'indentation est donc fonction de la hauteur de coupe. Or, cette dernière varie dans le cas du perçage assisté par vibrations. Le modèle développé dans la thèse de Guibert (Guibert 2008) considère donc que le rayon de la zone d'indentation évolue durant le perçage.

Entre les travaux de Yang (Yang et al. 2002), Bono (Bono & Ni 2001), Guibert (Guibert et al. 2009) et Dargnat (Dargnat 2006), nous disposons de quatre méthodes de détermination du rayon d'indentation. Les auteurs adoptent des démarches différentes pour déterminer ce rayon, mais il apparaît tout de même quelques similitudes dans les formules, telles que l'indépendance vis-à-vis de la vitesse de rotation de l'outil. Dans les travaux de Guibert, la géométrie de l'outil est présentée de façon suffisamment claire pour extraire les différents angles nécessaires aux autres modèles. Il est donc possible d'effectuer un comparatif entre les résultats de Guibert et les autres modèles. Les résultats des différents modèles aboutissent au graphique suivant (Figure II-34).

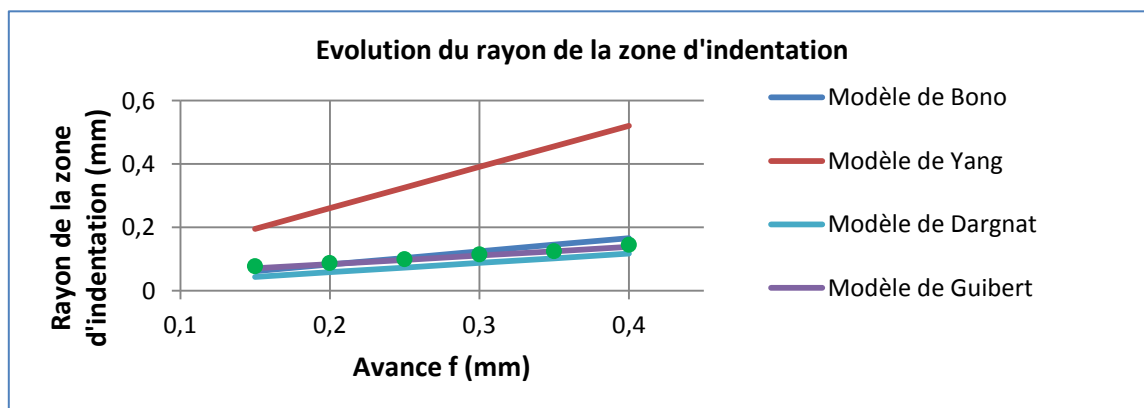


Figure II-34 : Comparaison des modèles de détermination du rayon d'indentation.

La Figure II-34 représente l'évolution du rayon de la zone d'indentation en fonction de l'avance, suivant les différents modèles de détermination du rayon. Le modèle de Yang donne des valeurs bien plus importantes du rayon que les autres modèles. Les modèles de Bono et Dargnat apparaissent bien plus proches des valeurs expérimentales de Guibert.

Nous pouvons en conclure que les hypothèses de Bono et Dargnat (l'indentation est provoquée par le talonnage de la face en dépouille au centre de l'outil) et de Guibert (l'indentation au centre génère une augmentation brutale de l'effort de poussée lors de la pénétration de la pointe de l'outil) aboutissent au même résultat. Cela rejoint également les observations de John Ledref (Ledref 2014) qui associe l'indentation au talonnage. Nous avons donc fait le choix de modéliser de façon unique les deux phénomènes d'indentation et de talonnage.

B. Modélisation du talonnage

Afin d'identifier la présence de talonnage et de le quantifier, le volume d'intersection entre la surface en dépouille de l'outil et la matière est calculé à chaque instant (t). La première étape du calcul est de déterminer la hauteur entre les deux entités en chaque point ($r, \theta_{dépouille}$) de la surface de dépouille :

$$h_{talonnage}(t, r, \theta_{dépouille}) = \begin{cases} Z_{surface}(t, r, \theta_{outil}(t, r, i) + \theta_{dépouille}) - Z_{dépouille}(t, r, \theta_{dépouille}) & \text{si } * \\ 0 & \text{sinon} \end{cases} \quad \begin{array}{l} \text{Équation} \\ \text{II-60} \end{array}$$

avec la condition de talonnage (*) définie par :

$$\text{Avec } * : \quad Z_{dépouille}(t, r, \theta_{dépouille}) < Z_{surface}(t, r, \theta_{outil}(t, r, i) + \theta_{dépouille}) \quad \text{Équation II-61}$$

L'angle ($\theta_{dépouille}$) représente la position angulaire du point considéré par rapport à l'arête de coupe.

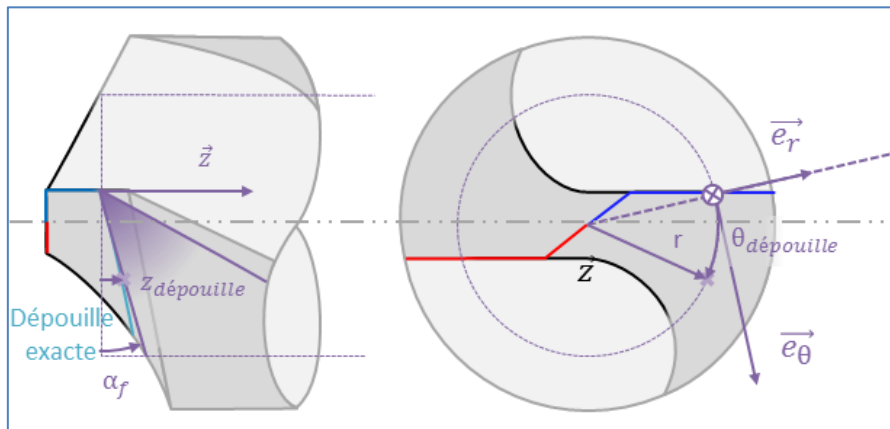


Figure II-35 : Position des points de la dépouille.

On balaye ainsi l'ensemble de la dépouille primaire de l'outil. Celle-ci est modélisée en considérant que l'ensemble des points situés à un même rayon (r), projetés dans le plan (P_f) associé, forment une droite inclinée de l'angle de dépouille (α_f) par rapport au plan normal à l'axe de l'outil passant par le point de l'arête considéré (Plan P_p de la norme ISO 3002-1).

$$Z_{dépouille}(r, \theta_{dépouille}, t) = Z_{outil}(r, \theta, t) + r \cdot \theta_{dépouille} \cdot \tan(\alpha_f(r)) \quad \text{Équation II-62}$$

A chaque instant, il est ainsi possible de déterminer en quels endroits de la dépouille il y a contact entre l'outil et la matière. On peut alors observer qu'il peut y avoir contact en dépouille sans qu'il n'y ait de coupe au niveau de l'arête de coupe (Figure II-36).

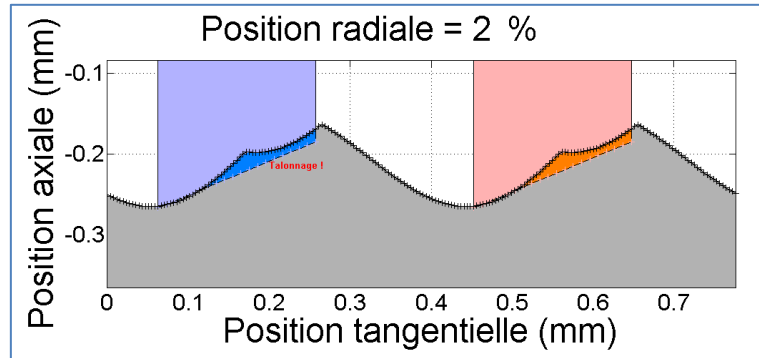


Figure II-36 : Modélisation de la surface d'interaction entre la dépuille et la surface.
(Cinématique – Outil 1_f0,1-W1,5-A0,15)

L'intégration des hauteurs de talonnage élémentaires sur l'ensemble de la dépuille fournit enfin un volume de talonnage global à l'instant (t) :

$$V_{talonnage}(t) = \int_0^{R_{outil}} \int_0^{L_{talon}(r)} h_{talonnage}(t, \theta_{dépuille}, r) \cdot dl \cdot dr \quad \text{Équation II-63}$$

L'impact que peut avoir le talonnage sur la surface est encore mal connu. Il n'est pas évident de faire la part entre déformation élastique et déformation plastique. Dans le cas où il y a déformation, il y aura déplacement de la matière talonnée, qu'il faut ajouter à la matière coupée par les passages de dents suivants. Elle peut également engendrer du talonnage ailleurs sur l'outil.. Dans le modèle développé, afin de s'affranchir de ce verrou, on considère que le talonnage ne modifie pas la surface en fond de trou. Cependant, on considère que le talonnage génère des efforts importants qui agissent sur la dynamique de la coupe.

La prise en compte de la dépuille primaire de l'outil permet de quantifier le talonnage en chaque instant. Cela permet également de le localiser. La Figure II-37 représente un exemple du talonnage cartographié sur la dépuille de l'outil au cours d'une opération de perçage assisté par vibrations. On observe ainsi que le talonnage distant de l'arête de coupe ne se produit qu'au centre de l'outil où la question de la coupe se pose en raison de la faible vitesse tangentielle..

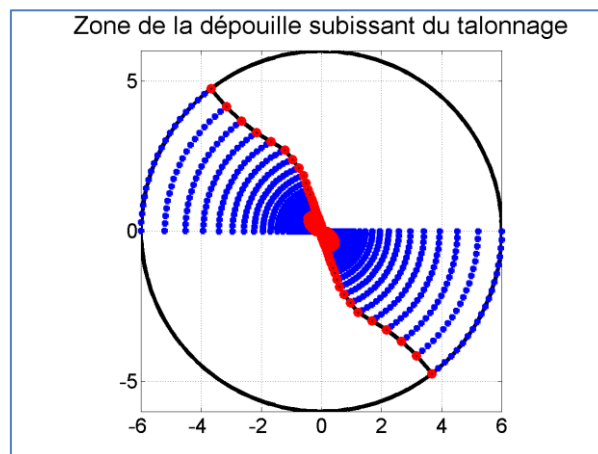


Figure II-37 : Empreinte du talonnage au cours du perçage.
(Cinématique – Outil 1_f0,1-W2,5-A0,2)

La Figure II-37 représente les zones de contact entre l'outil et la matière (rouge) sur l'ensemble de la dépuille primaire de l'outil (bleu). On constate qu'il y a contact tout le long des arêtes, en raison du phénomène de coupe. Il y a également une zone de contact plus importante au centre de l'outil due au talonnage.

II-3-3. Sollicitations mécaniques

Les deux modules précédents permettent de déterminer les conditions de coupe et de talonnage localement en chaque point de l'arête. Ces deux modules renvoient également une grandeur globale pour qualifier ces conditions à l'échelle macroscopique.

On a vu, d'une part, que l'effort axial, tel qu'il peut être mesuré en perçage, est un indicateur du bon déroulement du procédé. D'autre part, la résolution des équations dynamiques nécessaires à la détermination des déplacements induits par les souplesses de la machine nécessite de connaître les sollicitations en bout d'outil. L'objectif de ce module « sollicitations » est donc double.

Les paramètres dont nous disposons permettent d'étudier les sollicitations mécaniques à l'échelle mésoscopique, comme c'est le cas dans les travaux de Guibert et al. (Guibert et al. 2009), Chang et al. (Chang & Bone 2009), ou Ledref (Ledref 2014). Cela nécessite de séparer les différents phénomènes intervenant lors du perçage afin de les modéliser indépendamment. Pour ce qui est du phénomène de coupe, il faut alors identifier la contribution locale de chaque segment d'arête en fonction de la variation des paramètres considérés dans la loi de coupe. On a vu qu'il est possible d'identifier les contributions locales lors de la pénétration de la pointe de l'outil selon la méthode CAM (Claudin 2006). Cette méthode est applicable pour des essais menés en perçage conventionnel. Guibert et al. (Guibert et al. 2009) l'ont utilisée dans l'objectif d'adapter le modèle identifié en perçage conventionnel au cas du perçage assisté par vibrations. Cependant, Ledref (Ledref 2014), ayant appliqué cette même méthode, montre que certains phénomènes spécifiques du perçage assisté par vibrations sont alors mal pris en compte, voire négligés. Il recommande donc d'identifier un modèle destiné au perçage assisté par vibrations avec des essais en perçage assisté par vibrations. Nous avons suivi cette recommandation. Cependant, dans le cas d'un modèle à l'échelle mésoscopique, le protocole d'identification reste à développer. Nous avons fait le choix de ne modéliser que l'effort global, car c'est une donnée suffisante pour le modèle dynamique. L'identification peut être faite en perçage assisté par vibrations (Bondarenko 2010). Une identification en PAV présente de plus l'avantage, pour un même essai, de balayer une plage de variation importante des paramètres tels que la hauteur de coupe ou la vitesse axiale. Il est ainsi possible d'identifier un modèle avec un nombre restreint d'essais.

Au regard des travaux menés sur la modélisation des efforts en perçage et plus particulièrement en perçage assisté par vibrations, nous nous orientons vers un modèle empirique d'estimation des efforts macroscopiques instantanés, tel que celui développé par Bondarenko (Bondarenko 2010) dans ses travaux de modélisation du perçage assisté par vibrations auto-entretenues. Ce modèle donne une information suffisante pour le module « Dynamique » et permet une identification sur des essais en perçage assisté par vibrations.

Nous cherchons donc à mettre en place un modèle permettant de prédire l'effort axial (F_z).

A. Phénomène de coupe

Pour évaluer globalement les efforts instantanés liés au phénomène de coupe ($F_{c,k}(t)$), nous avons choisi d'exprimer la loi de coupe en fonction de la section de pénétration instantanée (S_p), définie à l'Équation II-46. La section de pénétration permet de traduire la largeur de l'arête en prise dans la matière. Nous considérons ainsi une énergie spécifique de coupe évoluant en fonction de la section de coupe (Équation II-64).

$$F_{c,k}(t) = K_{c,0} \cdot S_p^* \cdot \frac{S(t) + r_c \cdot S^2(t)}{1 + S(t)} \quad \text{Équation II-64}$$

Les coefficients $K_{c,0}$ (énergie spécifique de coupe à l'origine), S_p^* (section élémentaire) et r_c (rapport entre l'énergie spécifique de coupe à l'origine et celle à l'infini) sont des paramètres empiriques. Le paramètre ($S(t)$) est la section de pénétration adimensionnée définie par l'Équation II-65.

$$S(t) = \frac{S_p(t)}{S_p^*} \quad \text{Équation II-65}$$

Afin de considérer l'effet que peut avoir la vitesse axiale sur l'effort axial, nous introduisons une force complémentaire de coupe ($F_{c,c}(t)$), basée sur l'observation expérimentale, fonction de la section de pénétration adimensionnée et de la vitesse axiale (Équation II-28).

$$F_{c,c}(t) = C_f \cdot S(t) \cdot V_z(t) \quad \text{Équation II-66}$$

Où (C_f) est un paramètre empirique décrivant l'effet de la vitesse axiale en perçage assisté par vibrations. L'effort axial dû au phénomène de coupe ($F_c(t)$) est alors la somme des deux composantes précédentes (Équation II-67).

$$F_c(t) = F_{c,k}(t) + F_{c,c}(t) \quad \text{Équation II-67}$$

B. Phénomènes de talonnage et d'indentation

Pour traduire l'effort axial dû au talonnage ($F_t(t)$), nous utilisons également une loi ratio-fractionnelle, mais exprimée en fonction du volume de talonnage. On définit tout d'abord un volume de talonnage adimensionné comme le rapport entre le volume de talonnage instantané ($V_{talonnage}(t)$) et le volume de talonnage de référence (V_t^*) (Équation II-68).

$$V(t) = \frac{V_{talonnage}(t)}{V_t^*} \quad \text{Équation II-68}$$

La loi de l'effort dû au talonnage s'écrit alors (Équation II-69) :

$$F_t(t) = K_{t,0} \cdot V_t^* \cdot \frac{V(t) + r_t \cdot V^2(t)}{1 + V(t)} \quad \text{Équation II-69}$$

Les coefficients $K_{t,0}$ (énergie spécifique à l'origine), V_t^* (volume élémentaire) et r_t (rapport entre la pente à l'origine et la pente à l'infini) sont des paramètres empiriques.

C. Effort axial total

A partir de l'Équation II-66 et de l'Équation II-68 l'effort axial total ($F_z(t)$) modélisé s'écrit :

$$F_z(t) = F_c(t) + F_t(t) \quad \text{Équation II-70}$$

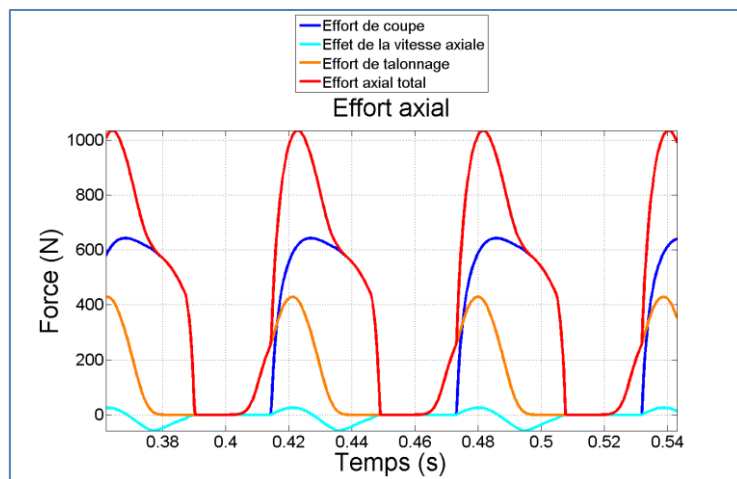


Figure II-38 : Evolution de l'effort en fonction du temps.
(Cinématique – Outil 1_f0,1-W1,5-A0,15)

Ce module « sollicitations » permet d'évaluer l'effort axial en fonction des conditions instantanées de coupe et de talonnage. Il demande cependant l'identification de 7 paramètres empiriques. Ces paramètres sont propres à un couple outil-matière et doivent être identifiés en perçage assisté par vibrations. La méthodologie d'identification sera abordée dans le chapitre suivant, avant de confronter ces modèles aux résultats expérimentaux.

II-3-4. Bilan

L'ensemble des modules traitant des interactions outil-matière permettent de lier la cinématique de l'outil à l'effort axial instantané suivant l'axe de l'outil. Ces modules nous permettent également de simuler le volume de matière coupée, la surface générée en fond de trou, la localisation et le volume du talonnage au cours du perçage. Ces résultats sont autant de données qui peuvent être confrontées à des mesures expérimentales. Ils permettront, dans le chapitre suivant, de vérifier la justesse des modèles. L'effort axial est ensuite utilisé comme entrée du module « dynamique ». Nous disposons ainsi des informations nécessaires pour la détermination des trajectoires des points de l'outil modifiées par le comportement dynamique du système usinant.

II-4. Dynamique

L'apport majeur du modèle développé dans ces travaux de thèse réside dans la prise en compte du comportement dynamique du système usinant. Pour cela, une modélisation 1D du comportement dynamique du système est développée, à partir de ses caractéristiques dynamiques et des efforts axiaux simulés.

II-4-1. Dynamique de l'ensemble usinant

L'Équation II-29, qui définit la position axiale instantanée de l'outil, n'est valable que si l'on considère le système usinant comme infiniment rigide et les liaisons comme parfaites. Or les travaux de Ledref (Ledref 2014) montrent qu'une partie non négligeable de l'oscillation générée par le dispositif est « absorbée » par la chaîne constituant le système usinant. De même Jallageas (Jallageas 2013) conclut sur le fait que la prise en compte de la dynamique est nécessaire dans la modélisation du procédé. Il nous faut donc tenir compte de la source des différentes pertes de déplacement dans la détermination du mouvement relatif réel entre l'outil et la pièce.

A. Système à 4 degrés de liberté

Dans ces travaux, nous ne nous intéressons qu'à des souplesses du système usinant agissant sur la position axiale de l'outil, celles-ci étant considérées comme bien plus significatives que les souplesses en rotation (Ledref 2014). Nous considérons de plus que les pièces constituant les sous-ensembles sont bien plus rigides que les interfaces entre les sous-ensembles. Les sources de souplesse de la machine identifiées sont alors :

- Les roulements assurant la liaison pivot entre le rotor et le stator de la broche ;
- Le roulement constituant la came du porte-outil apportant la fonction d'assistance vibratoire ;
- La rigidité de la pièce ;
- La rigidité des éléments assurant le montage (notamment dans le cas de l'intégration d'une platine de mesure d'efforts).

La modélisation des souplesses considérées est présentée sur la Figure II-39.

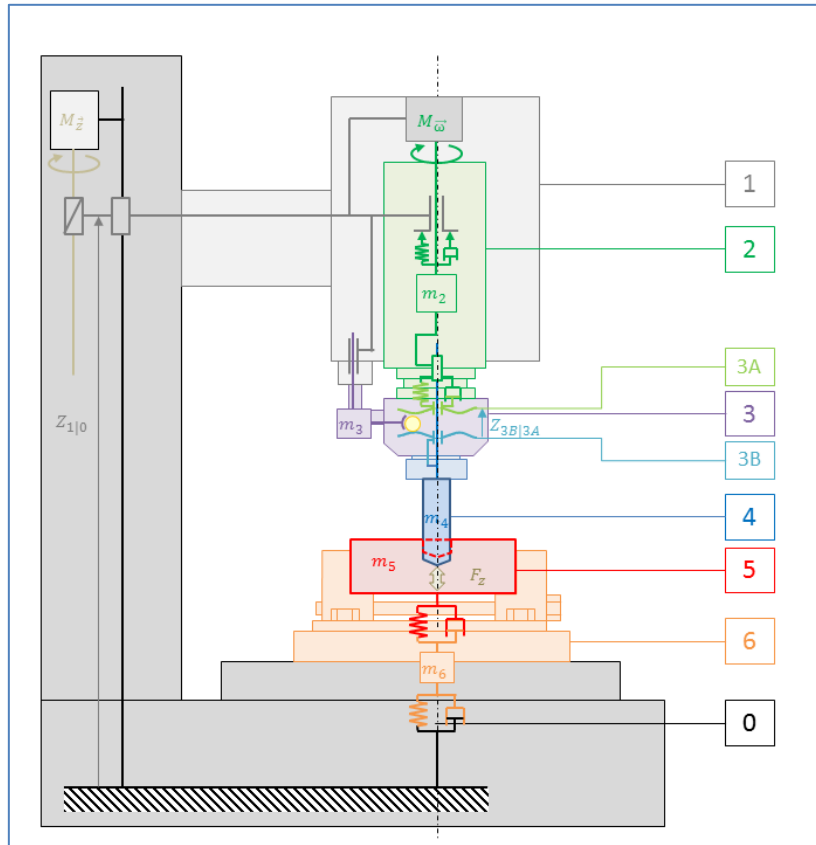


Figure II-39 : Schématisation de la dynamique de l'ensemble usinant.

Les éléments (3A) et (3B) sont en principe solidaires respectivement des ensembles (2) et (4). Cependant pour modéliser le comportement dynamique induit par le roulement, nous considérons une raideur et un amortissement dans la liaison entre l'élément (3A) et l'élément (2). Pour traduire l'oscillation forcée de la came, nous considérons toujours que la distance entre les deux bagues est donnée par le déplacement de la bille (Équation II-18).

La relation nous donnant la position relative entre l'outil et la pièce (Équation II-29) n'est plus valable. Il est nécessaire de déterminer à nouveau cette position relative en intégrant les déplacements générés par le comportement dynamique du système d'usinage. En repartant de la relation (Équation II-21), on peut écrire :

$$\begin{aligned} Z_{\text{outil|pièce}} &= Z_{4|5} \\ &= Z_{4|3B} + Z_{3B|3A} + Z_{3A|2} + Z_{2|1} + Z_{2|0} - Z_{5|6} - Z_{6|0} \end{aligned} \quad \text{Équation II-71}$$

$$\begin{aligned} Z_{\text{outil|pièce}}(t) &= Z_{4|3B}(t) - \frac{A}{2} \cdot \sin\left(\frac{2 \cdot \pi \cdot W \cdot N}{60} \cdot t\right) + Z_{3A|2}(t) - \frac{f \cdot N}{60} \cdot t \\ &+ Z_{2|0}(t) - Z_{5|6}(t) - Z_{6|0}(t) \end{aligned} \quad \text{Équation II-72}$$

La position de l'outil par rapport à la pièce dépend donc toujours des paramètres conventionnels (N) et (f), des paramètres vibratoires (W) et (A), mais également des déplacements dus aux souplesses des liaisons dans la chaîne formant le système usinant. Nous considérerons que le système admet donc 4 souplesses :

- Entre les ensembles (2) et (1), correspondant à la souplesse des roulements de la broche ;
- Entre les ensembles (3A) et (2), correspondant à la souplesse du roulement du dispositif vibratoire ;
- Entre les ensembles (5) et (6), correspondant à la souplesse de la pièce ;
- Entre les ensembles (6) et (0), correspondant à la souplesse du montage d'usinage sur le plateau de la machine.

Ces souplesses entraînent des déplacements qui sont des inconnues qu'il faut déterminer pour calculer la position exacte de l'outil par rapport à la pièce (Équation II-72). Le repère associé au bâti est un repère fixe galiléen dans lequel on peut appliquer le principe fondamental de la dynamique ou deuxième loi de Newton (Équation II-73) :

$$m_i \cdot \ddot{\vec{Z}}_{i|0} = \sum \overrightarrow{F_{ext \rightarrow i}} \quad \text{Équation II-73}$$

En appliquant le principe de la dynamique aux éléments (2), (4), (5) et (6) constituant la boucle de la machine, on parvient à écrire 4 équations liant les inconnues aux sollicitations de coupe (Équation II-74) :

$$\begin{cases} m_2 \cdot \ddot{Z}_{2|0} = -c_{2|1} \cdot \dot{Z}_{2|1} - k_{2|1} \cdot Z_{2|1} + c_{3A|2} \cdot \dot{Z}_{3A|2} + k_{3A|2} \cdot Z_{3A|2} \\ m_4 \cdot \ddot{Z}_{4|0} = -c_{3A|2} \cdot \dot{Z}_{3A|2} - k_{3A|2} \cdot Z_{3A|2} + F_z(t) - m_3 \cdot \ddot{Z}_{3|0} \\ m_5 \cdot \ddot{Z}_{5|0} = -c_{5|6} \cdot \dot{Z}_{5|6} - k_{5|6} \cdot Z_{5|6} - F_z(t) \\ m_6 \cdot \ddot{Z}_{6|0} = -c_{6|0} \cdot \dot{Z}_{6|0} - k_{6|0} \cdot Z_{6|0} + c_{5|6} \cdot \dot{Z}_{5|6} + k_{5|6} \cdot Z_{5|6} \end{cases} \quad \text{Équation II-74}$$

avec (\dot{Z}_i) et (\ddot{Z}_i) correspondant respectivement à la dérivée première et la dérivée seconde du déplacement (Z_i) .

$$\dot{Z}_i = \frac{dZ_i}{dt} \quad \text{Équation II-75}$$

$$\ddot{Z}_i = \frac{d^2 Z_i}{dt^2} \quad \text{Équation II-76}$$

Afin de simplifier l'écriture des équations dynamiques permettant de déterminer les déplacements inconnus, le problème est formulé sous forme matricielle. Pour cela on introduit le vecteur (Z) des positions relatives inconnues (Équation II-77).

$$Z = \begin{bmatrix} Z_{2|1} \\ Z_{3A|2} \\ Z_{5|6} \\ Z_{6|0} \end{bmatrix} \quad \text{Équation II-77}$$

On peut alors simplifier l'écriture du système de 4 équations à résoudre, décrit dans l'Équation II-74, en une seule équation (Équation II-78).

$$M \cdot \ddot{Z} + C \cdot \dot{Z} + K \cdot Z = F \quad \text{Équation II-78}$$

La matrice des masses (M) s'écrit alors :

$$M = \begin{pmatrix} m_2 & 0 & 0 & 0 \\ m_3 + m_4 & m_3 + m_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_5 & m_5 \\ 0 & 0 & 0 & m_6 \end{pmatrix} \quad \text{Équation II-79}$$

La matrice des amortissements (C) s'écrit :

$$C = \begin{pmatrix} c_{2|0} & -c_{3A|2} & 0 & 0 \\ 0 & c_{3A|2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{5|6} & 0 \\ 0 & 0 & -c_{5|6} & c_{6|0} \end{pmatrix} \quad \text{Équation II-80}$$

La matrice des raideurs (K) s'écrit :

$$K = \begin{pmatrix} k_{2|0} & -k_{3A|2} & 0 & 0 \\ 0 & k_{3A|2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{5|6} & 0 \\ 0 & 0 & -k_{5|6} & k_{6|0} \end{pmatrix} \quad \text{Équation II-81}$$

En retranchant l'ensemble des forces ne pouvant être décrites en fonction des inconnues dans le vecteur (F) en second membre, celui-ci peut s'écrire :

$$F = \begin{bmatrix} 0 \\ F_z(t) - m_4 \cdot (\ddot{Z}_{3B|3A} + \ddot{Z}_{1|0}) - m_3 \cdot (\ddot{Z}_{3|3A} + \ddot{Z}_{1|0}) \\ -F_z(t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad \text{Équation II-82}$$

L'accélération de la broche par rapport au bâti ($\ddot{Z}_{1|0}$) est obtenue par la dérivée seconde de la position de la broche par rapport au bâti (Équation II-83). Or la vitesse de descente de la broche étant constante, l'accélération est nulle.

$$\ddot{Z}_{1|0}(t) = 0 \quad \text{Équation II-83}$$

Pour simplifier la notation des mouvements des ensembles (3) et (4), on introduit (ω) la pulsation des oscillations générées par le dispositif :

$$\omega = W \cdot \Omega_{2|1} = \frac{2 \cdot \pi \cdot W \cdot N}{60} \quad \text{Équation II-84}$$

L'accélération de la demi-bague inférieure par rapport à la demi-bague supérieure ($\ddot{Z}_{3B|3A}$) peut être obtenue par la dérivation seconde de la position relative des deux demi-bagues donnée à l'Équation II-18.

$$\ddot{Z}_{3B|3A}(t) = \frac{d^2 Z_{3B|3A}(t)}{dt} = \frac{A \cdot \omega^2}{2} \cdot \sin(\omega \cdot t) \quad \text{Équation II-85}$$

Le déplacement de la bague extérieure du porte-outil est donné par la forme de la bague supérieure (Équation II-5). Ce déplacement et l'oscillation résultante ne sont pas en phase. Il faut donc retrancher le déphasage (ψ_{eq}) induit par le dispositif vibratoire (Équation II-17) pour obtenir l'oscillation de la bague extérieure par rapport à la demi-bague supérieure (Équation II-86). L'accélération relative de l'ensemble associé à la bague extérieure s'obtient par la dérivation seconde de l'expression de la position (Équation II-87).

$$Z_{3|3A}(t) = Z_{3|3A}(0) - \frac{A_l}{2} \cdot \sin(\omega \cdot t - \psi_{eq}) \quad \text{Équation II-86}$$

$$\ddot{Z}_{3|3A}(t) = \frac{d^2 Z_{3|3A}(t)}{dt} = \frac{A_l \cdot \omega^2}{2} \cdot \sin(\omega \cdot t - \psi_{eq}) \quad \text{Équation II-87}$$

Le vecteur des forces devient alors :

$$F = \begin{bmatrix} 0 \\ F_z(t) - m_4 \cdot \frac{A \cdot \omega^2}{2} \cdot \sin(\omega \cdot t) - m_3 \cdot \frac{A_l \cdot \omega^2}{2} \cdot \sin(\omega \cdot t - \psi_{eq}) \\ -F_z(t) \\ 0 \end{bmatrix} \quad \text{Équation II-88}$$

On observe ainsi que l'ensemble associé à l'outil (2ème composante du vecteur force) subit une sollicitation en déphasage de l'oscillation résultante du dispositif et de l'effort axial de coupe.

B. Système à 3 degrés de liberté

Dans la configuration étudiée au chapitre suivant, la pièce, d'épaisseur importante et en appui plan au fond de l'étau, apparaît être bien plus rigide que les autres souplesses du modèle. Le déplacement de la pièce par rapport au montage d'usinage ($Z_{5|6}$) est alors si faible qu'il devient difficilement mesurable et négligeable au regard des autres déplacements. Dans ce cas, le système peut être simplifié à 3 degrés de liberté (Figure II-40).

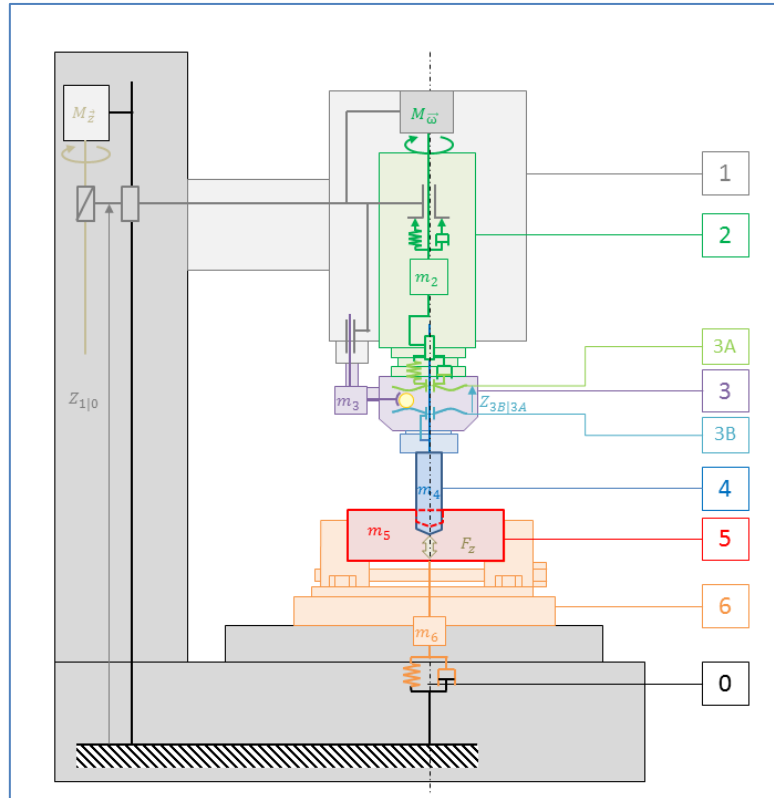


Figure II-40 : Simplification de la schématisation dynamique.

L'équation décrivant la dynamique du système s'en retrouve alors changée. Son expression matricielle reste identique (Équation II-89). Mais les vecteurs et les matrices sont modifiés.

$$M \cdot \ddot{Z} + C \cdot \dot{Z} + K \cdot Z = F \quad \text{Équation II-89}$$

avec le vecteur des déplacements (Z) (Équation I-18).

$$Z = \begin{bmatrix} Z_{2|1} \\ Z_{3A|2} \\ Z_{5|0} \end{bmatrix} \quad \text{Équation II-90}$$

Avec (M) la matrice des masses des composants (Équation II-91).

$$M = \begin{pmatrix} m_2 & 0 & 0 \\ m_3 + m_4 & m_3 + m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_5 + m_6 \end{pmatrix} \quad \text{Équation II-91}$$

avec (C), la matrice d'amortissement (Équation II-92).

$$C = \begin{pmatrix} c_{2|1} & -c_{3A|2} & 0 \\ 0 & c_{3A|2} & 0 \\ 0 & 0 & c_{6|0} \end{pmatrix} \quad \text{Équation II-92}$$

avec (K), la matrice de raideur (Équation II-93).

$$K = \begin{pmatrix} k_{2|1} & -k_{3A|2} & 0 \\ 0 & k_{3A|2} & 0 \\ 0 & 0 & k_{6|0} \end{pmatrix} \quad \text{Équation II-93}$$

et (F), le vecteur des efforts (Équation II-94).

$$F = \begin{bmatrix} -m_2 \cdot \ddot{Z}_{1|0} \\ F_z(t) - m_4 \cdot \ddot{Z}_{3B|3A} - m_3 \cdot \ddot{Z}_{3|3A} \\ -F_z(t) \end{bmatrix} \quad \text{Équation II-94}$$

Les équations de la dynamique des systèmes (Équation II-78 et Équation II-94) permettent théoriquement de retrouver les déplacements relatifs inconnus introduits par la souplesse des éléments du système usinant. Cependant la résolution des équations nécessite de connaître les efforts en bout d'outil. Or ces derniers dépendent de la position de l'outil par rapport à la pièce, qui elle-même dépend des inconnues de l'Équation II-78. La résolution analytique d'une telle équation est inenvisageable. Une résolution numérique est nécessaire.

II-4-2. Méthode d'intégration numérique

Les méthodes numériques permettent notamment d'approcher la solution exacte d'une équation qui ne peut être résolue de façon analytique. La mise en place d'une résolution numérique nécessite la discrétisation de l'espace-temps. L'objectif n'est alors plus de trouver une solution analytique décrivant la réponse du système à tout instant mais un ensemble discret de solutions correspondant aux instants de calcul. Si l'on décompose la variation de la position axiale pour une variation infinitésimale de temps en série de Taylor d'ordre 2 (accélération), on obtient :

$$z_i(t + dt) = z_i(t) + \frac{dz_i(t)}{dt} \cdot dt + \frac{d^2z_i(t)}{dt^2} \cdot \frac{dt^2}{2!} + o(dt^2) \quad \text{Équation II-95}$$

En partant de ce principe, il est possible d'approximer la solution à l'instant ($t + dt$) en connaissant l'état du système à l'instant (t). On introduit alors une erreur de l'ordre de celui de la série. Il est ensuite possible de résoudre progressivement le système avec un niveau d'erreur limité. L'objectif est donc de définir une fonction permettant de construire la suite des solutions à chaque instant (t). On parle d'intégrateur numérique.

A. Intégrateur numérique

A-a. Présentation

L'objectif de la méthode d'intégration numérique est de déterminer l'état (U_{n+1}) du système à un instant (t_{n+1}) en connaissant l'état (U_n) du système à l'instant précédent (t_n). On distingue alors deux méthodes d'intégration. La méthode est dite « explicite » si l'état suivant dépend de l'état précédent et des données à l'instant précédent, ou bien « implicite » si la méthode requiert également des données à l'instant suivant. La mise en place d'une méthode explicite consiste à construire la fonction (F^*), ou intégrateur, permettant de construire la suite suivante, pour chaque instant discret :

$$U_{n+1} = F^*(U_n, t_n) \quad \text{Équation II-96}$$

La mise en place d'une méthode implicite, consiste à construire un intégrateur dépendant également de l'instant suivant :

$$U_{n+1} = F^*(U_n, t_n, t_{n+1}) \quad \text{Équation II-97}$$

La différence majeure entre les deux méthodes est la relation entre la stabilité et la précision des solutions en fonction du nombre de points et du pas de temps. Les méthodes implicites sont en principe plus stables. Parmi les méthodes usuelles d'intégration, on peut citer les méthodes dites de :

- Euler explicite ;

- Euler implicite ;
- Runge-Kutta ;
- Crank Nicholson ;
- Adam Bashfort ;
- Newmark ;

D'après des travaux de la littérature (Peigné 2003; Girard 1997; Guibert 2008), les méthodes de Newmark présentent quelques avantages :

- Elles sont adaptées à l'étude des comportements dynamiques des structures mécaniques
- Il s'agit de plusieurs méthodes en une seule. L'intégrateur est piloté par deux coefficients, dont la modification des valeurs permet de changer le comportement de l'intégrateur
- Il s'agit d'une méthode implicite

Nous basons donc l'intégrateur de notre modèle sur une méthode dite de Newmark.

A-b. Méthode de Newmark

La méthode de Newmark permet d'approximer la solution au pas suivant en utilisant un développement de Taylor limité à l'accélération :

$$Z(t_{n+1}) = Z(t_n) + \dot{Z}(t_n).dt + \left(\left(\frac{1}{2} - \beta \right) \cdot \ddot{Z}(t_n) + \beta \cdot \ddot{Z}(t_{n+1}) \right) \cdot dt^2 \quad \text{Équation II-98}$$

$$\dot{Z}(t_{n+1}) = \dot{Z}(t_n) + dt \cdot \left((1 - \gamma) \cdot \ddot{Z}(t_n) + \gamma \cdot \ddot{Z}(t_{n+1}) \right) \quad \text{Équation II-99}$$

Le choix des coefficients (β) et (γ) dépend de la méthode. En voici quelques une :

Configuration	β	γ	Recommandation (Peigné 2003)
Différences centrées	0	1/2	Système linéaire non-amorti
Accélération moyenne	1/4	1/2	Système linéaire
Accélération linéaire	1/6	1/2	Système linéaire et condition de stabilité

Tableau II-4 : Choix des paramètres de la méthode d'intégration de Newmark

L'accélération ($\ddot{Z}(t_{n+1})$) est déterminée comme étant la solution de l'équation de la dynamique à l'instant suivant :

$$[M] \cdot \ddot{Z}(t_{n+1}) = F(t_{n+1}) - [C] \cdot \dot{Z}(t_{n+1}) - [K] \cdot Z(t_{n+1}) \quad \text{Équation II-100}$$

Cette méthode fonctionne de façon autonome pour la résolution d'équations dont on connaît l'évolution temporelle du second membre. Or, dans notre cas, pour résoudre cette équation, il faut prédire les efforts à l'instant suivant (t_{n+1}), qui dépendent de la position de l'outil par rapport à la matière. Nous complétons donc la méthode d'intégration par une résolution itérative de l'Équation II-100. On met alors en place un système « intégrateur-correcteur ».

B. Correcteur

Pour résoudre l'équation de la dynamique à l'instant (t_{n+1}), nous mettons en œuvre une méthode itérative d'optimisation des valeurs de déplacements. Nous optons ici pour la méthode dite de Newton-Raphson.

B-a. Principe

Cette méthode permet de trouver une approximation de la solution du zéro d'une fonction.

$$f(X) = 0 \quad \text{Équation II-101}$$

A partir d'une solution arbitraire, pour chaque nouvelle itération, une nouvelle solution est calculée en fonction de la solution précédente ainsi que de l'erreur résiduelle de la solution précédente.

$$X^{i+1} = X^i + \Delta X^i \quad \text{Équation II-102}$$

$$\Delta X^i = - \left(J_f(X^i) \right)^{-1} \cdot f^*(X^i) \quad \text{Équation II-103}$$

Où (J_f) est la matrice Jacobienne de la fonction (f^*) , qui correspond à la matrice des dérivées partielles. La matrice Jacobienne ne peut être obtenue que si l'on connaît l'expression de la fonction à minimiser (f^*) en fonction du vecteur des paramètres d'entrée. Or, dans notre cas, nous ne connaissons pas l'expression des efforts en fonction des déplacements. Celle-ci est bien trop complexe. Il nous faut donc faire quelques adaptations.

B-b. Application

Tout d'abord, adoptons la notation suivante : soit (Z_{n+1}^i) la valeur du déplacement à l'instant (t_{n+1}) à l'itération (i) de la boucle de correction.

L'équation qu'il nous faut résoudre est donnée (Équation II-78). Notons (R_{n+1}^i) le résidu de l'équation pour la solution à l'itération (i) .

$$R_{n+1}^i = [M] \cdot \ddot{Z}_{n+1}^i + [C] \cdot \dot{Z}_{n+1}^i + [K] \cdot Z_{n+1}^i - [F(Z_{n+1}^i)] \quad \text{Équation II-104}$$

Dans notre cas, nous ne disposons pas de la formule littérale de la dérivée. Il faut donc calculer numériquement les dérivées partielles en fonction des déplacements. On définit donc une matrice des dérivées partielles numériques telle que :

$$\Delta R_{n+1}^i = \left[\frac{dr_k}{dz_l} \right]_{(k,l)} = \left[\frac{R_{n+1}^i(k) - R_{n+1}^{i-1}(k)}{Z_{n+1}^i(l) - Z_{n+1}^{i-1}(l)} \right]_{(k,l)} \quad \text{Équation II-105}$$

Où $(R_n^i(k))$ est la k -ième donnée du vecteur (R_n^i) et $(Z_n^i(l))$ est la l -ième donnée du vecteur (Z_n^i) . On construit ensuite le variateur de la façon suivante :

$$\Delta Z_{n+1}^i = - \left(\Delta R_{n+1}^i \right)^{-1} \cdot R_{n+1}^i \quad \text{Équation II-106}$$

On définit alors une dérivée de la fonction entre les itérations $(i-1)$ et (i) . Cette méthodologie se rapproche d'une méthode dite de « la sécante » (Brezinski 2006). On peut remarquer que pour construire l'itéré suivant (Z_{n+1}^{i+1}) , il faut évaluer préalablement deux solutions $(Z_{n+1}^i \text{ et } Z_{n+1}^{i-1})$.

La définition d'un variateur (ΔZ_{n+1}^i) à partir du résidu de l'équation, par la méthode de Newton-Raphson, pose le problème de la convergence vers la solution correspondant au minimum global du fait du choix arbitraire de la solution initiale nécessaire pour la première itération. Une autre solution consiste à construire une approximation de la matrice Jacobienne en connaissance de l'équation dynamique et de construire des solutions par la méthode de Newmark (Guibert 2008; Noels 2004) :

$$J_{n+1}^i = [K] + \frac{\gamma}{\beta \cdot dt} \cdot [C] + \frac{1}{\beta \cdot dt^2} \cdot [M] \quad \text{Équation II-107}$$

On construit ensuite le variateur de la façon suivante :

$$\Delta Z_{n+1}^i = - \left(J_{n+1}^i \right)^{-1} \cdot R_{n+1}^i \quad \text{Équation II-108}$$

La solution à l'instant suivant est alors donnée par :

$$Z_{n+1}^{i+1} = Z_{n+1}^i + \Delta Z_{n+1}^i \quad \text{Équation II-109}$$

On peut également construire les termes de vitesse et d'accélération :

$$\dot{Z}_{n+1}^{i+1} = \dot{Z}_{n+1}^i + \frac{\gamma}{\beta \cdot dt} \cdot \Delta Z_{n+1}^i \quad \text{Équation II-110}$$

$$\ddot{Z}_{n+1}^{i+1} = \ddot{Z}_{n+1}^i + \frac{1}{\beta \cdot dt^2} \cdot \Delta Z_{n+1}^i \quad \text{Équation II-111}$$

Cette seconde méthode ne nécessite plus de déterminer une solution arbitraire (\ddot{Z}_{n+1}^0) pour amorcer la première itération. Dans le but de limiter l'incidence des oscillations dues aux dérivées numériques (Noels 2004), on pose pour la première itération :

$$\ddot{Z}_{n+1}^0 = 0 \quad \text{Équation II-112}$$

A l'aide de cette méthode d'intégration-corrrection numérique, nous sommes en mesure d'obtenir une solution approchée de l'équation de la dynamique.

C. Bilan

La méthode présentée ci-dessus permet de construire numériquement les réponses dynamiques à un instant (t) en connaissant les réponses à l'instant précédent ($t - 1$). Pour amorcer le modèle, il faut imposer des conditions initiales. On considère que la simulation commence lorsque la pointe de l'outil est au contact de la pièce. A cet instant, il n'y a pas encore de sollicitations en bout d'outil. Si on néglige l'effet de l'inertie des différents sous-ensembles, on peut considérer que le système est initialement au repos. Le déplacement relatif des sous-ensembles, leurs vitesses relatives et accélérations relatives sont alors considérées comme nulles (Équation II-113).

$$\begin{cases} Z_0 = 0 \\ \dot{Z}_0 = 0 \\ \ddot{Z}_0 = 0 \end{cases} \quad \text{Équation II-113}$$

Pour mettre en place la méthode, le modèle opère de la façon suivante (Figure II-41) :

- A chaque pas de temps, nous disposons d'une solution estimée au pas de temps précédent ;
- Cette solution est utilisée dans l'ensemble des modules pour déterminer la cinématique de l'outil, les conditions de coupe et de talonnage ainsi que les efforts en bout d'outil ;
- Le module « dynamique » évalue cette solution au travers de l'équation de la dynamique ;
- Tant que l'erreur résiduelle est supérieure à l'erreur admissible, une nouvelle solution pour l'instant de calcul est estimée par le correcteur. Elle est ré-injectée dans les modules pour être ré-évaluée ;
- Si l'erreur résiduelle est inférieure à l'erreur acceptable, une solution pour le pas de calcul suivant est estimée par l'intégrateur. On passe ensuite au pas de calcul suivant ;

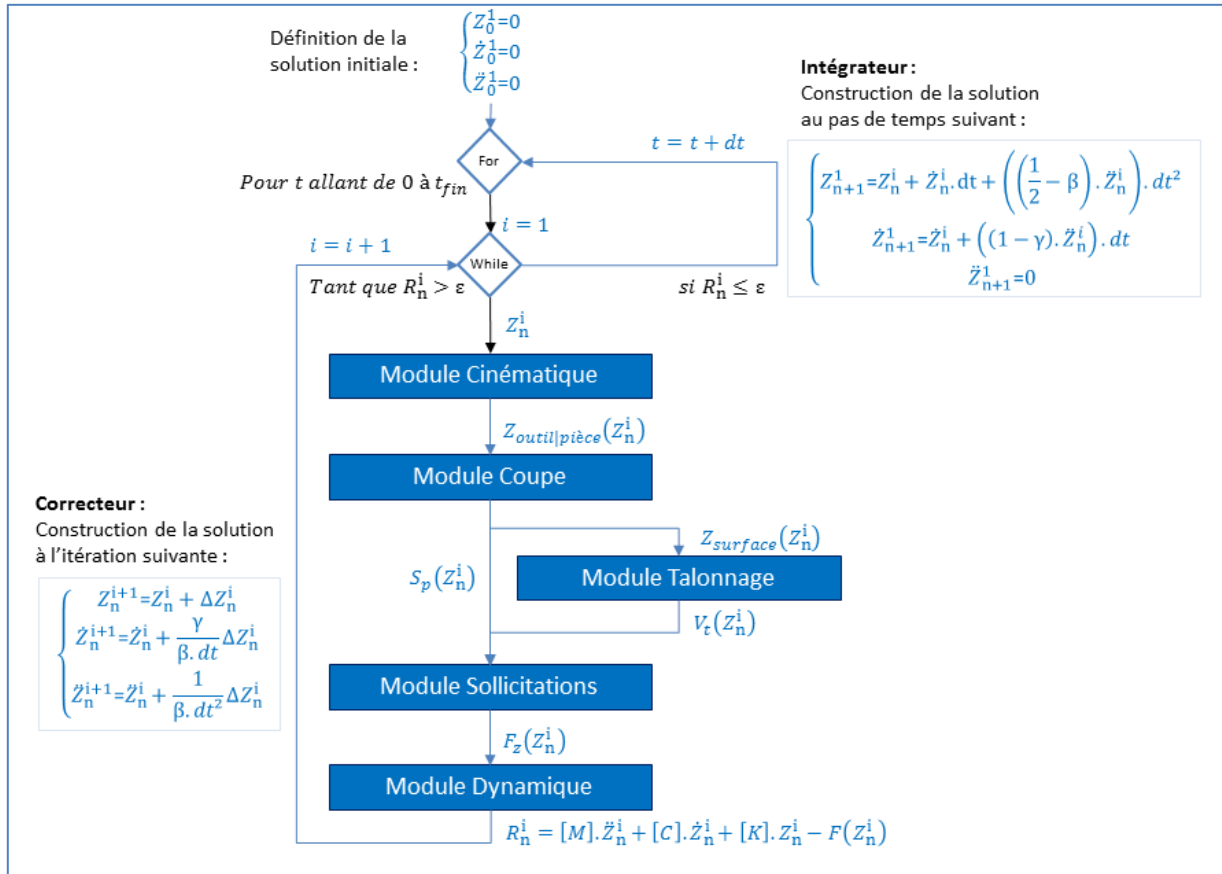


Figure II-41 : Représentation graphique de l'algorithme de résolution.

II-4-3. Bilan

Le système intégrateur-correcteur du module dynamique nous permet donc de résoudre l'équation de la dynamique (Équation II-78). Le module « dynamique » permet alors d'estimer les déplacements relatifs des sous-ensembles (Figure II-42).

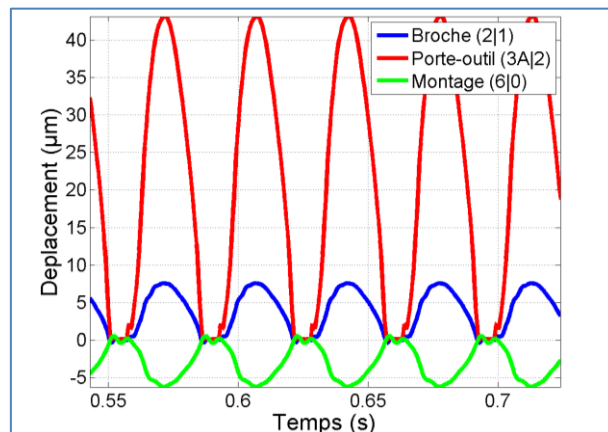


Figure II-42 : Réponses dynamiques du système usinant. (Dynamique – Outil 1_f0,08-W2,56-A0,16)

Pour valider la convergence de l'algorithme de résolution et le pas de calcul temporel, deux indicateurs sont mis sous surveillance :

- Le nombre d'itérations du correcteur pour parvenir au résultat acceptable
- L'erreur résiduelle liée à la solution de l'instant (t)

Dans l'exemple de la Figure II-43, l'erreur acceptable est fixée à 10^{-6} N. Afin de ne pas bloquer l'algorithme, on limite le correcteur à 30 itérations. La Figure II-43 permet de constater que la résolution fixée est atteignable en chaque pas de calcul, et ce pour un nombre d'itérations bien inférieur à la limite fixée.

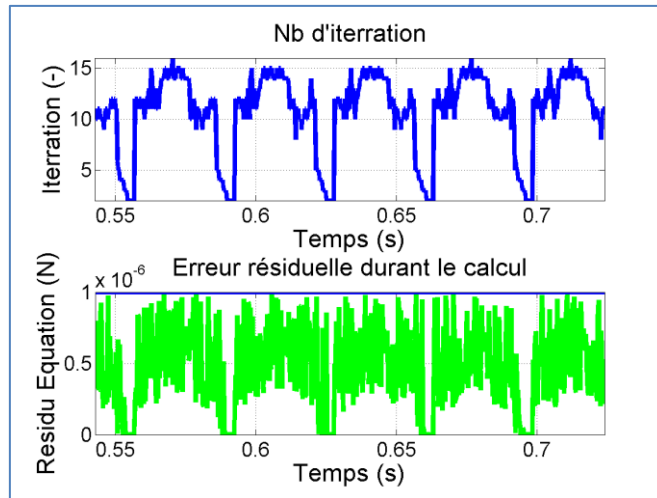


Figure II-43 : Nombre d'itérations et résidu dans l'équation de la dynamique au cours de la simulation. (Dynamique – Outil 1_f0,08-W2,56-A0,16)

La détermination de la réponse dynamique du système permet de déterminer la trajectoire dynamique de l'outil. La Figure II-44 illustre la trajectoire déterminée par le modèle pour la configuration décrite dans le Tableau II-5 :

	Propriété	Valeur	Unité
Environnement	Pièce	(Voir chapitre suivant)	
	Outil	Outil 1(Voir chapitre suivant)	
	Machine	(Voir chapitre suivant)	
Paramètre d'entrée	Paramètres conventionnels	Fréquence de rotation	663 (tr/min)
		Avance	0.08 (mm/tr)
	Paramètres vibratoires	Nombre d'oscillations	2.56 (-/tr)
		Amplitude	0.16 (mm)

Tableau II-5 : Configuration de l'exemple.

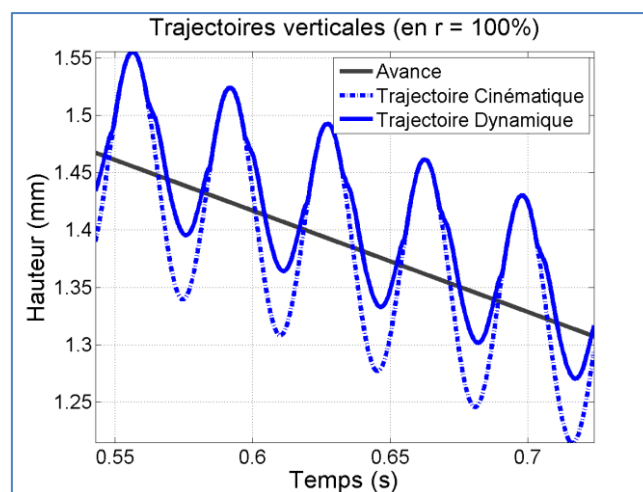


Figure II-44 : Position axiale instantanée de l'outil en fonction du temps en tenant compte de la dynamique de la machine. (Dynamique – Outil 1_f0.08-W2,56-A0.2)

La Figure II-44 représente l'évolution de la position axiale de l'outil ($Z_{outil|pièce}$) en fonction du temps. La courbe rouge représente ainsi la trajectoire dans le cas d'un perçage conventionnel où l'outil est mû par une vitesse d'avance constante. La courbe bleue en pointillés représente la trajectoire de l'outil en perçage assisté par vibrations simulée avec un modèle purement cinématique. Enfin, la courbe bleue en trait plein représente la trajectoire de l'outil en perçage assisté par vibrations en considérant la dynamique de la machine. On observe ainsi que la prise en compte du comportement dynamique de l'ensemble usinant permet d'expliquer une perte d'amplitude apparente constatée expérimentalement (Jallageas 2013; Ledref 2014). On constate également que le comportement dynamique peut entraîner une modification de la forme des oscillations, qui ne sont alors plus sinusoïdales. Les trajectoires dynamiques modifient donc le comportement de la coupe en perçage assisté par vibrations.

II-5. Fractionnement des copeaux

Le modèle développé permet le calcul des conditions de coupe instantanées. A partir de celles-ci, l'objectif est de vérifier si les conditions de bon fonctionnement du procédé sont atteintes (paragraphe II-1-3).

En terme de fragmentation des copeaux, on peut supposer qu'elle est effective lorsque l'on atteint une épaisseur de coupe faible qui engendre une fragilisation locale du copeau. Cela dépend alors de la morphologie du copeau généré (Jrad 2007), de la géométrie de goujure, du matériau et des conditions de lubrification. Donc s'il y a fractionnement sans interruption de la coupe cela dépendra de l'environnement de l'essai. Cela nécessite donc des investigations expérimentales supplémentaires. Nous avons donc considéré, de façon plus générique, que le fractionnement systématique des copeaux est assuré uniquement lorsqu'il y a interruption de la coupe.

L'interruption de la coupe peut être traduite par le critère de taux de coupe, défini par Gousskov (Gousskov et al. 2000). Celui-ci correspond à la portion de temps où l'outil est dans la matière sur le temps total (Équation II-18).

$$\tau_c = \frac{\int_{t_0}^{t_{fin}} H_{eavyside}(h_{coupe}(t)) \cdot dt}{(t_0 - t_{fin})} \quad \text{Équation II-114}$$

Dans notre cas, nous avons considéré deux hauteurs distinctes : la hauteur de coupe et la hauteur de pénétration. Nous dissocierez de la même manière le taux de coupe (portion de temps où il y a coupe) et le taux de pénétration (portion de temps où l'outil est en contact avec la matière).

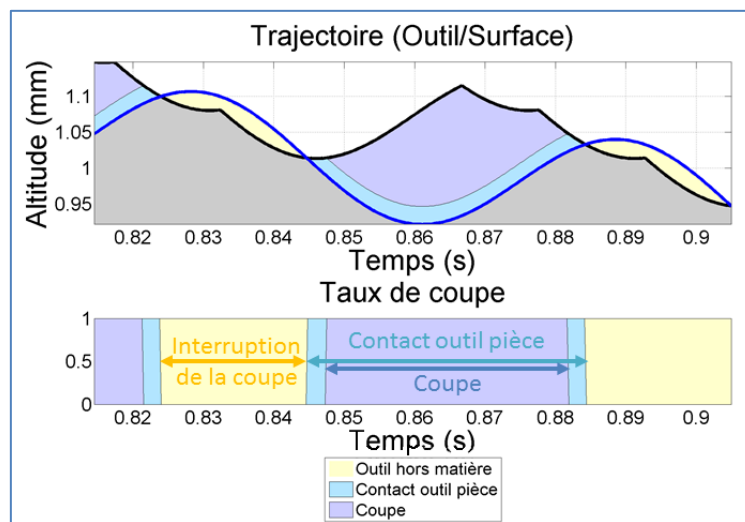


Figure II-45 : Illustration de la notion de taux de coupe.
(Cinématique – Outil 1_f0,1-W1,5-A0,15)

La Figure II-45 représente d'une part la superposition entre la trajectoire et la surface en fond de trou en fonction du temps, d'autre part les instants où il y a coupe, contact ou sortie de la matière. Le taux de coupe correspond à la somme des instants où la hauteur de coupe est supérieure à zéro (en bleu foncé) sur le temps total. Dans cet exemple, il est d'environ 51 %.

L'intégration des hauteurs axiales de coupe en fonction de la position radiale et de la position angulaire, permet de reconstruire le volume de matière coupée (Figure II-46). Ce volume ressemble à la forme des copeaux générés en perçage assisté par vibrations. Il correspond en fait au copeau non déformé. Or, la coupe génère des déformations importantes. Les modélisations de la coupe considèrent un épaississement du copeau fonction de l'angle de cisaillement (Merchant 1945; Felder 2006). Cependant des comparaisons de mesures angulaires des copeaux en PAV avec les angles simulés de copeaux non déformés (Pecat & Meyer 2013; Jallageas et al. 2011) montrent une bonne corrélation. Il peut donc être intéressant de comparer la morphologie du volume de matière coupée à la morphologie des copeaux issus des essais.

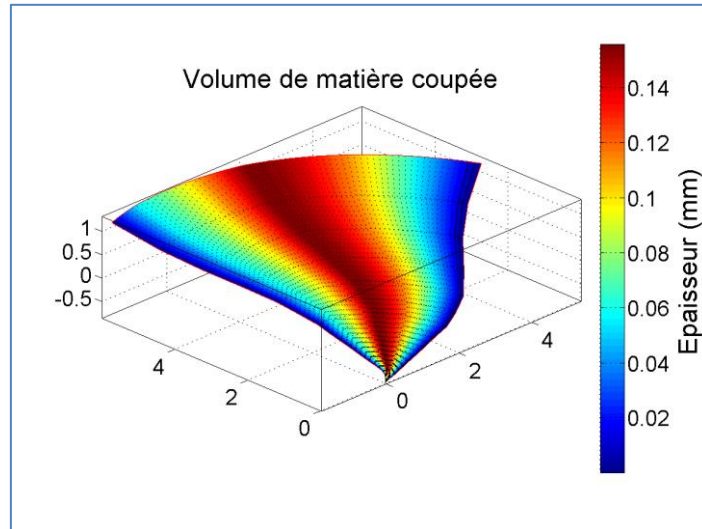


Figure II-46 : Reconstruction du volume de matière coupée.
(Cinématique – Outil 1_f0,1-W2,5-A0,15)

II-6. Bilan sur la modélisation

Le modèle présenté ici a pour but de simuler le comportement du procédé de perçage assisté par vibrations en tenant compte de l'environnement Pièce-Outil-Machine. L'objectif est de permettre le choix des paramètres opératoires permettant le bon déroulement du procédé (fractionnement des copeaux).

Basé sur des approches analytiques à différentes échelles (macroscopique et mésoscopique), ce modèle adopte une structure modulaire où chaque module correspond à un phénomène mécanique différent agissant dans un certain ordre. Il permet de lier les paramètres opératoires aux conditions de fractionnement des copeaux. Il permet également d'estimer la présence de talonnage, les efforts en bout d'outil et les effets dynamiques dans la chaîne constituant le système usinant.

Dans un premier temps, la cinématique du dispositif vibratoire employé a été étudiée afin de comprendre comment est générée l'oscillation. Nous avons ainsi déterminé les capacités et les limites d'un tel dispositif. D'après les travaux menés précédemment sur le procédé avec un tel dispositif, il apparaît des écarts entre la simulation cinématique théorique et l'expérimentation. Nous considérons, dans ces travaux, que cet écart est en grande partie dû au comportement dynamique du système usinant.

Ensuite, les interactions outil-matière dues à la cinématique de coupe générée par le perçage assisté par vibrations ont été étudiées. Nous avons modélisé l'action de deux phénomènes majeurs : la coupe et le talonnage. Nous proposons une modélisation de la coupe vibratoire tenant compte d'un comportement de la matière s'opposant à la coupe. En effet, on considère qu'en fonction du couple outil-matière employé, il peut y avoir un « refus de coupe » qui laisse derrière l'outil une hauteur de matière non coupée supplémentaire sur la surface. Approche correspondant à la combinaison de phénomènes tels qu'une hauteur minimale permettant la coupe et du retour élastique de la matière après la coupe.. En outre, le modèle développé permet d'estimer les conditions de coupe instantanées au regard de deux critères : la hauteur de coupe axiale (que l'on rencontre dans la majorité des travaux sur le perçage assisté par vibrations) et l'épaisseur de coupe normale à la vitesse effective. Le module « Coupe » développé permet enfin de simuler la surface générée en fond de trou. Quant au talonnage, nous considérons tout d'abord que l'indentation et le talonnage sont un même phénomène. Le module « Talonnage » permet de quantifier et de localiser l'apparition de ce phénomène qui joue un rôle important sur la dynamique de la coupe. La combinaison des deux phénomènes que sont la coupe et le talonnage permet ensuite d'estimer les sollicitations globales en bout d'outil.

Dans un troisième temps, nous nous sommes intéressés à la détermination des mouvements dus au comportement dynamique du système usinant. Un module spécifique permet de calculer ces déplacements en fonction du comportement de la machine et des sollicitations en bout d'outil.

L'ensemble des modules constitutifs du modèle permet d'étudier le comportement du procédé pour un jeu de paramètres opératoires d'entrée et pour un environnement « Pièce-Outil-Machine » préalablement identifié. Le modèle nécessite l'identification de paramètres empiriques pour décrire les interactions Outil-Matière.

En balayant un domaine opératoire plus large, le modèle permet d'étudier l'influence des paramètres sur le comportement du procédé. Au regard des critères de bon fonctionnement, il est possible de définir un domaine de fonctionnement optimal. Cela définit alors le domaine cible vers lequel il faut guider l'opérateur lors de la mise en œuvre du dispositif sur un moyen de production.

Afin de vérifier la véracité des hypothèses qui ont été faites, la justesse des résultats de simulation des différents modules et les capacités réelles du modèle, il convient de le confronter à des résultats d'essais de perçage assisté par vibrations. Cela fait l'objet du chapitre suivant.

Chapitre III : Identification de l'environnement Pièce-Outil-Machine

Le modèle présenté dans le chapitre précédent permet de simuler le comportement du procédé en fonction des paramètres opératoires tout en tenant compte de l'environnement « Pièce-Outil-Machine ». Nous avons vu que la mise en place du modèle nécessite l'identification de paramètres physiques et/ou empiriques décrivant l'environnement. Il nous faut ainsi identifier :

- Au niveau Outil : la géométrie de la pointe de l'outil et tout particulièrement l'évolution de l'angle de dépouille le long de l'arête de coupe ;
- Au niveau Pièce-Outil : les interactions mécaniques entre l'outil et la matière pour des conditions opératoires données.
- Au niveau Machine : les paramètres dynamiques traduisant le comportement du système usinant lorsqu'il est sollicité.

Ce chapitre est consacré à l'identification des différents paramètres nécessaires au fonctionnement du modèle. Nous présenterons dans un premier temps l'ensemble des éléments constituant le dispositif expérimental utilisé. Dans un second temps, nous verrons comment est réalisée l'identification de la géométrie de l'outil. Nous aborderons ensuite l'identification des paramètres empiriques décrivant les interactions entre l'outil et la matière. Enfin, nous décrirons la méthode utilisée pour l'identification des paramètres dynamiques associés à la modélisation proposée.

III-1. Moyens expérimentaux

Le modèle a pour vocation de prédire le comportement d'une opération de perçage assisté par vibrations pour un environnement « Pièce-Outil-Machine » donné.

La modélisation proposée nécessite dans un premier temps l'identification des différents paramètres liés à l'environnement « Pièce-Outil-Machine ». Pour cela, il faut définir les moyens capables de mesurer les grandeurs liées aux paramètres recherchés.

Nous verrons dans cette partie, l'environnement dans lequel ont été réalisés les essais ainsi que les moyens de mesure nécessaires.

III-1-1. Environnement expérimental

Dans ce paragraphe, nous présenterons en détail les éléments constituant l'environnement du procédé.

A. Machine

Nous considérerons dans l'élément « Machine » l'ensemble des composants mécaniques liant l'outil à la pièce. Nous prenons ainsi en compte la structure de la machine, la broche, le porte-outil et le montage d'usinage.



Figure III-1 : Machine-Outil à commande numérique employée dans le cadre des essais.



Figure III-2 : Porte-Outils à assistance vibratoire employés dans le cadre des essais.

Les essais ont été réalisés sur un centre d'usinage 3 axes à broche mécanique verticale (MoriSeiki NVX5080) (Figure III-1). Ce type de machine est constitué d'un bâti qui présente une rigidité qui sera considérée comme importante au regard des souplesses des autres éléments du système. Sur une machine à commande numérique, les souplesses proviennent essentiellement des liaisons entre les différents sous-ensembles constitutifs de la machine (bâti, broche, table). Nous ne considérerons ici que la souplesse introduite par les roulements assurant la liaison entre le stator et le rotor de la broche. Nous ferons l'hypothèse que la liaison et le mouvement entre le stator de la broche et le bâti sont parfaits (rigides et sans jeu). Dans les essais présentés ici, le bridage de la pièce sera effectué au moyen d'un étau à mors durs, disposé sur une platine de mesure d'efforts fixée sur la table de la machine.

Pour les essais nous utiliserons des porte-outils conventionnels et des porte-outils à assistance vibratoire (MITIS PG8040). Ces porte-outils sont montés en broche avec des attachements de type HSK-63A. La liaison outil/porte-outil est réalisée par une pince ER32. Nous considérerons les porte-outils conventionnels monobloc comme infiniment rigides et l'interface porte-outil/broche comme parfaite. Les porte-outils à assistance vibratoire (Figure III-2), qui intègrent un roulement, seront considérés comme admettant une raideur finie à identifier. Nous utiliserons au travers de la campagne expérimentale deux porte-outils vibratoires équipés de roulements spécifiques à 3 et 5 lobes.

B. Pièce

Dans l'ensemble « Pièce », nous considérons les matériaux usinés ainsi que les conditions d'usinage. Durant ces essais, nous utilisons une éprouvette en alliage de Titane Ti6Al4V. Le choix de ce matériau est dû aux faits suivants :

- Le titane est un matériau dont la fragmentation des copeaux est très délicate à obtenir sans assistance à la coupe (I-1-1.D). L'intérêt principal du procédé que l'on étudie est la maîtrise dimensionnelle des copeaux. C'est donc un matériau dans lequel l'apport de l'assistance est très significatif ;
- L'alliage Ti6Al4V est un matériau ayant déjà été étudié dans le cas du perçage assisté par vibrations (Jallageas et al. 2011; Pecat & Brinksmeier 2014b; Brinksmeier et al. 2015; Lonfier & de Castelbajac 2014). Il est donc possible de comparer certaines données avec des résultats de la littérature.

Dans l'optique de mettre en avant la seule influence du procédé vibratoire sur la fragmentation des copeaux, nous avons fait le choix de réaliser l'ensemble de ces essais avec soufflage d'air sec par le centre de l'outil.

C. Outil

Dans le cadre des travaux présentés ici, nous avons employé deux géométries de forets différentes. Ces outils sont destinés au perçage du titane et des superalliages réfractaires (Inconel, etc.). Ils présentent des affûtages de la pointe différents. Afin de pouvoir comparer les résultats, les deux outils sélectionnés sont de même diamètre (12 mm) et de même longueur (5xD). Le descriptif des outils est présenté dans le Tableau III-1.

Propriété	Outil 1	Outil 2	Unité
Fabricant	SECO Tools	Diager Industrie	
Référence	SD205A-12.0-56-12R1	26236	
Technologie	Monobloc	Monobloc	
Substrat	CW	CW	
Revêtement	TiN-TiAlN	Aucun	
Diamètre	12	12	(mm)
Nombre de dents	2	2	(-)
Présence de canaux de lubrification	oui	oui	
Nombre de listels	1	1	
Angle de pointe	140	145	(°)
Angle d'hélice	30	30	(°)
Longueur utile	5xD	5xD	(mm)
Illustration	Figure III-3	Figure III-4	

Tableau III-1 : Descriptif des outils employés.

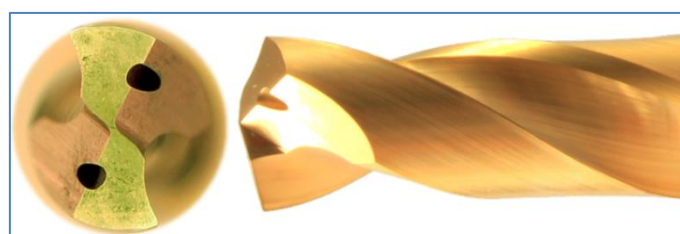


Figure III-3 : Outil 1



Figure III-4 : Outil 2

Le choix de ces outils a été fait, d'une part, car nous disposons des données géométriques des fabricants et, d'autre part, car leur comportement en perçage conventionnel nous est connu :

- L'outil 1 : il est adapté à l'usinage des superalliages réfractaires (catégorie ISO S) dont font partie les alliages de titane. Son comportement a été préalablement étudié par la méthode Couple-Outil-Matière (voir Annexe 2)
- L'outil 2 : il s'agit d'un outil spécifiquement conçu pour la coupe du titane. Il est possible de retrouver des données de fonctionnement en perçage conventionnel dans les travaux de Lonfier (Lonfier & de Castelbajac 2014) ;

Ces résultats nous permettent de définir une plage de fonctionnement optimale en perçage conventionnel (Tableau III-2).

Propriété	Outil 1	Outil 2	Unité
Vitesse de coupe (V_c)	20-40	25-35	(m/min)
Avance (f)	0.08-0.14	0.06-0.12	(mm/tr)

Tableau III-2 : Conditions opératoires optimales en perçage conventionnel.

III-1-2. Instrumentation

Afin de procéder à l'identification des paramètres de l'environnement, il nous faut identifier les capteurs et instruments de mesure nécessaires et capables d'observer les grandeurs représentatives.

La mesure de la géométrie de l'outil est le point le plus facile à identifier. Elle peut être menée en dehors du contexte de la machine et peut être réalisée sur des instruments du commerce dédiés. Nous ne rentrons donc pas dans les détails des moyens de mesure nécessaires à l'identification de l'outil. Ceux-ci seront présentés dans le paragraphe traitant de son identification.

Pour d'identifier les interactions Outil-Matière, en perçage assisté par vibrations, nous procéderons à des essais de perçage. Durant ces essais nous chercherons à mesurer l'effort axial dû à la coupe et au talonnage en fonction de la position relative de l'outil par rapport à la matière. Il nous faut donc pouvoir mesurer le déplacement axial de l'outil par rapport à la pièce ainsi que l'effort axial exercé.

Pour identifier les paramètres dynamiques des éléments constituant l'ensemble « Machine », il nous est possible de procéder à différents essais, mais certains devront être menés en conditions de perçage. Durant ces essais il nous faut pouvoir mesurer les sollicitations et/ou excitations imposées à l'élément étudié ainsi que les déplacements résultants.

La mesure des efforts en perçage et la réponse dynamique de la machine nécessitent la mise en place d'une instrumentation spécifique durant l'opération. Nous verrons par la suite le choix des capteurs fait pour mesurer les efforts et les déplacements des composants durant les opérations de perçage.

A. Mesure des efforts en usinage

Dans nos travaux, nous utiliserons une platine développée par la société Mitis. Cette platine intègre des capteurs à jauge de déformation (Futek LTH350). La platine permet ainsi de mesurer un effort axial allant jusqu'à 3 kN à 1kHz. Par ses dimensions, elle permet également le montage de pièces de grande taille (Figure III-5). Le fait d'insérer une platine de mesure dans la boucle entre l'outil et la pièce vient modifier la

dynamique de l'élément « Machine ». Il nous faudra donc tenir compte du comportement dynamique de la platine dans l'ensemble constituant le montage d'usinage.

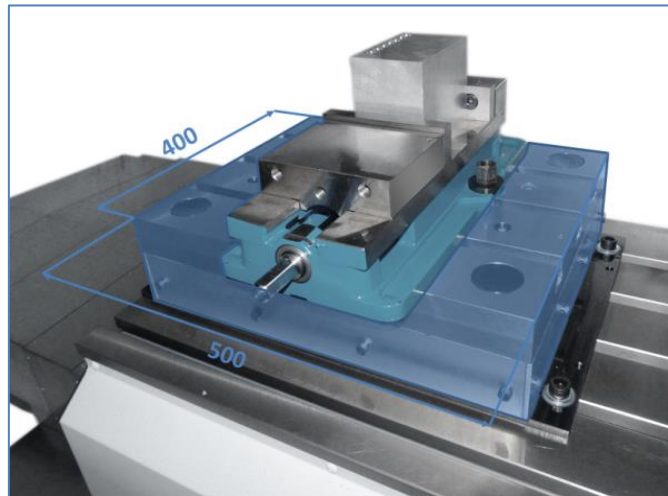


Figure III-5 : Platine de mesure d'efforts développée par la société MITIS.

Propriété	Valeur	Unité
Fournisseur	MITIS SAS	(-)
Transducteur	Capteur à jauge de déformation	(-)
Plage de mesure	0-3	(kN)
Résolution	± 5	(N)
Bande passante	1	(kHz)

Tableau III-3 : Caractéristiques de la platine Mitis.

Pour caractériser la platine Mitis, nous avons procédé à une étude comparative des mesures d'efforts avec une deuxième platine dont les caractéristiques sont connues, à savoir une platine Kistler 9345B (voir Annexe 1).

B. Mesure des déplacements



Figure III-6 : Capteur à courant de Foucault.

Pour la mesure des déplacements, nous avons opté pour des capteurs à courant de Foucault. Leur principal inconvénient vient de la faible étendue de la plage de mesure. Il nous sera ainsi impossible de mesurer la totalité du déplacement outil-pièce. Cependant, il est envisageable de mesurer certains déplacements relatifs comme celui de la pièce par rapport au bâti, ou de l'outil par rapport au stator broche. Une telle technologie de capteur permet une bonne résolution à des fréquences d'acquisition importantes. De plus, il est possible de trouver des capteurs de petite taille permettant une implantation plus aisée (Figure I-69). Nous nous sommes ainsi équipés de deux capteurs à courant de Foucault (Keyence EX305).

C. Acquisition et traitement des signaux

L'ensemble des signaux des différents capteurs est collecté sur un ordinateur via des cartes d'acquisition National Instrument (NI 9215) (Figure III-7). Les données sont collectées par le logiciel d'acquisition Witis développé par la société Mitis. Les données sont ensuite transférées vers le logiciel Matlab sous lequel le modèle est développé.

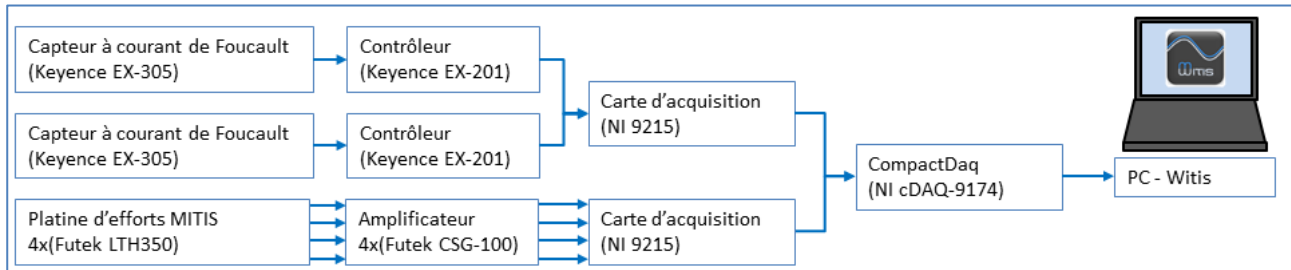


Figure III-7 : Chaîne d'acquisition.

III-1-3. Paramètres opératoires et notation des figures

A. Paramètres opératoires

Les variables d'entrée du modèle développé sont la fréquence de rotation (N), l'avance (f), l'amplitude des oscillations (A) et le nombre d'oscillations par tour (W). Une analyse complète de l'influence de ces paramètres sur le comportement du procédé, et tout particulièrement sur les interactions outil-matière nécessiterait l'élaboration d'un plan complet. Or le nombre d'essais nécessaires devient alors très important. D'autant plus qu'en raison de la discontinuité que représente la limite entre coupe continue et coupe discontinue (voir Figure I-55), il est nécessaire d'étudier un nombre minimum (>3) de niveaux sur des facteurs tels que l'avance et l'amplitude.

Dans ces travaux, nous avons fait le choix d'étudier le comportement du procédé avec deux géométries d'outils différentes pour deux fréquences d'oscillation différentes. Nous nous sommes ensuite focalisés essentiellement sur l'influence de l'avance et de l'amplitude sur le comportement du procédé.

La fréquence de rotation (N) intervient peu dans le modèle développé. Nous avons donc fait le choix de ne pas étudier son influence sur le procédé. Dans ces travaux, l'ensemble des résultats présentés a été réalisé à une fréquence de rotation fixée (663 tr/min) correspondant à une vitesse de coupe de 25 m/min identifiée en perçage conventionnel comme minimisant l'énergie nécessaire à la coupe et permettant une grande durée de vie de l'outil. Les paramètres opératoires de l'étude sont synthétisés par le Tableau III-4.

Propriété		Valeur	Unité	
Pièce	Matériau	Alliage de titane Ti6Al4V		1 niveau
	Condition de lubrification	Soufflage d'air par le centre outil		1 niveau
Outil	Diamètre	12	(mm)	1 niveau
	Référence	Outil 1 Outil 2		2 niveaux
Machine	Machine-Outil	MoriSeiki NVX5080		1 niveau
	Porte-Outil	PG8040 - 3 lobes PG 8040 - 5 lobes		2 niveaux
	Montage d'usinage	Montage en étau sur platine d'efforts		1 niveau
Paramètres conventionnels	Fréquence de rotation (N)	663	(tr/min)	1 niveau
	Avance (f)	0,04 – 0,18	(mm/tr)	Valeurs continues
Paramètres vibratoires	Nombre d'oscillations (W)	1,5 ou 2,5* (*lié au porte-outil employé)	(-/tr)	2 niveaux*
	Amplitude des oscillations (A)	0 - 0.25	(mm)	Valeurs continues

Tableau III-4 : Récapitulatif des paramètres opératoires.

B. Notation des figures

Afin de décrire les conditions opératoires des signaux de mesure présentés dans ce chapitre et le suivant, nous légèrerons les figures avec une notation spécifique. La configuration expérimentale doit être décrite d'une part par l'environnement « Pièce-Outil-Machine », et d'autre part par les paramètres opératoires. Ces derniers peuvent être facilement renseignés par les valeurs programmées sur la machine et le porte-outil. Il est cependant plus difficile de présenter l'environnement de façon succincte. Toutefois l'environnement varie peu d'un essai à l'autre. Les modifications concernent uniquement l'outil et le porte-outil (environnement machine) employés. Nous préciserons donc sous chaque graphique l'outil employé et le porte-outil utilisé au travers du type de bague qu'il contient (Tableau III-5).

Pour les paramètres opératoires, dans la mesure où les essais présentés ont été réalisés pour une fréquence de rotation de la broche identique (663tr/min), celle-ci ne sera pas reprécisée à chaque figure. Le nombre d'oscillations étant lié au porte-outil employé (voir II-2-1), sa valeur ne sera pas indiquée non plus. Donc l'ensemble des figures contenant des signaux expérimentaux seront suivies par une légende de la forme :

Propriété	Valeur	Unité
Outil employé	Outil 1 Outil 2	(-)
Porte-outil employé	3 Lobes 5 Lobes	(-)
Avance programmée	fxxx*	(mm/tr)
Amplitude programmée	Axxx*	(mm)
*où « xxx » désigne la valeur du paramètre		
Notation		
Exemple : (Outil 1 – 3 lobes_f0.08-A0.16)		

Tableau III-5 : Légende des configurations expérimentales présentées.

III-2. Identification de l'outil

Le premier élément de l'environnement à identifier est l'outil. Il nous faut connaître les spécificités géométriques de sa pointe, c'est-à-dire la position dans l'espace des arêtes de coupe. Il est également nécessaire de connaître les angles caractéristiques entre les différentes surfaces de l'outil au niveau de la pointe.

Nous mesurerons les angles décrivant l'orientation (λ_s) et l'inclinaison (κ_r). L'angle d'inclinaison nous permet de déterminer l'épaisseur nominale de coupe (II-3-1.A). Enfin, nous avons fait le choix de considérer la coupe dans le plan de travail (P_f), c'est donc dans ce plan que nous mesurerons les angles de coupe (γ_f) et de dépouille (α_f) (Figure III-8).

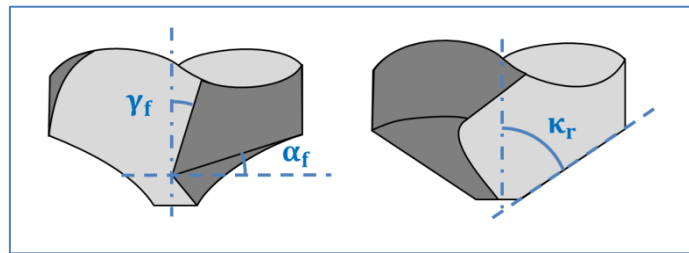


Figure III-8 : Angles caractéristiques mesurés.

III-2-1. Géométrie théorique des outils

Pour les deux géométries employées dans le cadre de ces travaux, nous avons pu obtenir des fabricants les géométries théoriques issues des logiciels de conception. A l'aide d'un logiciel de CAO, il est alors possible d'effectuer des mesures géométriques locales, pour qualifier les différences d'affûtage entre les deux géométries étudiées (Figure III-9). On peut procéder à deux types de mesures. La première mesure consiste à déterminer la position dans l'espace de l'arête de coupe dans un repère cylindrique (Figure III-10). La seconde mesure consiste à déterminer les angles caractéristiques de l'outil.

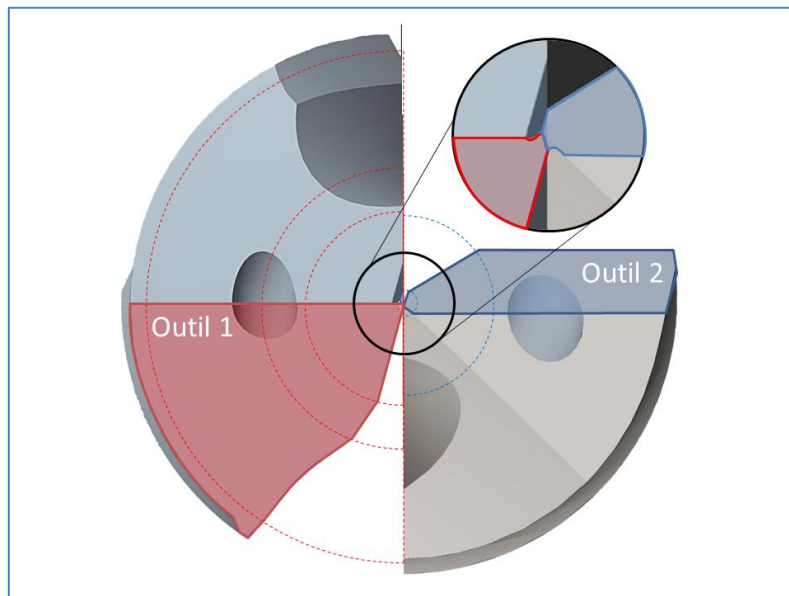


Figure III-9 : Comparaison des pointes des outils 1 et 2.

La Figure III-9 représente la comparaison entre les affûtages des pointes des deux outils employés. Les zones colorées correspondent aux surfaces de dépouille primaires. On distingue sur la figure que les outils 1 et 2 présentent respectivement 5 et 3 zones de discontinuité dans l'affûtage le long de l'arête de coupe.

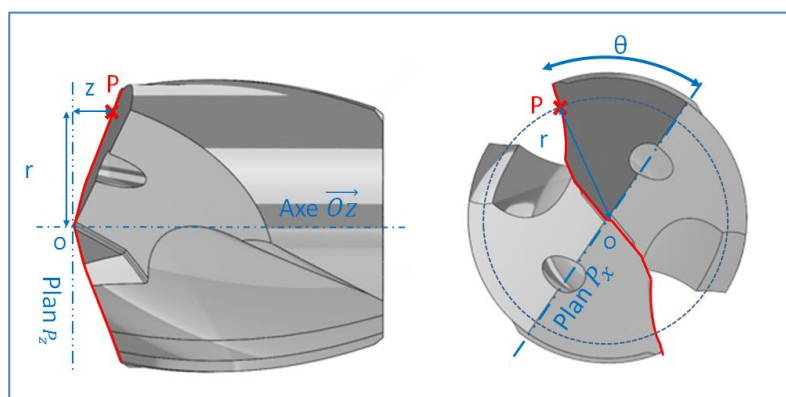


Figure III-10 : Mesure de la position de l'arête de coupe.

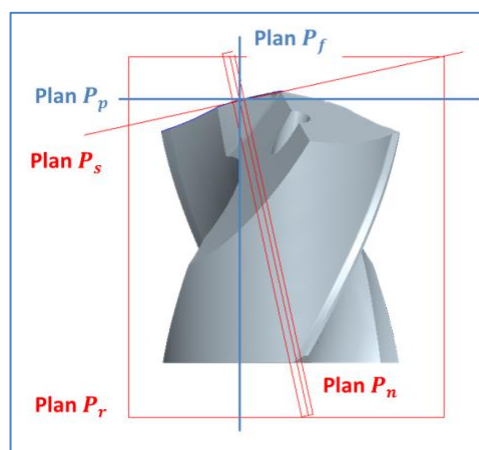


Figure III-11 : Reconstruction des plans de mesure de la géométrie de l'outil.

Les angles caractéristiques des outils sont normalisés. Pour les mesurer, il est nécessaire de reconstruire les plans de référence associés au point de mesure (Figure III-11) tels qu'ils sont définis par la norme NF E66-502. La construction des plans est rendue possible par la connaissance de la position de l'axe de l'outil. Il est ensuite possible d'effectuer la mesure des angles définis par la norme en tout point des arêtes de coupe.

III-2-2. Résultats de la mesure

Pour les deux outils, nous obtenons les résultats présentés sur les figures suivantes :

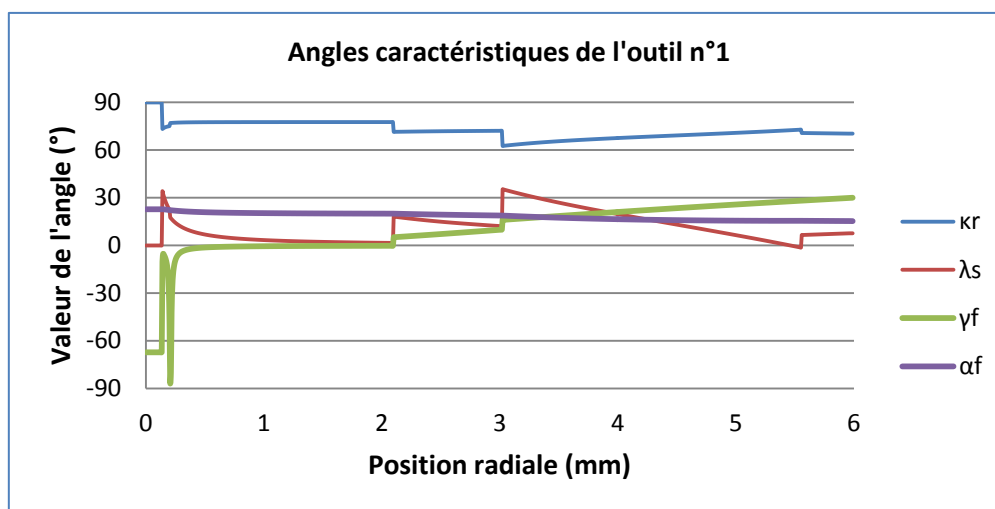


Figure III-12 : Evolution des angles caractéristiques pour l'outil n°1.

Pour l'outil n°1, on observe que l'angle de coupe évolue de façon discontinue le long de l'arête. On retrouve ainsi les 5 zones identifiées sur la Figure III-9. L'angle de coupe est fortement négatif au centre de l'outil. Sa valeur augmente ensuite de façon asymptotique vers zéro au niveau de l'âme de l'outil. Elle augmente ensuite le long du renfort (visible sur la Figure III-3). L'angle de coupe augmente ensuite le long de l'arête principale jusqu'à atteindre la valeur de 30° (valeur de l'angle d'hélice).

L'angle de dépouille varie de façon continue. Il débute au centre à une valeur de 22° , il décroît ensuite au niveau l'âme jusqu'à 20° . L'angle de dépouille évolue ensuite le long de l'arête principale entre 20 et 15° .

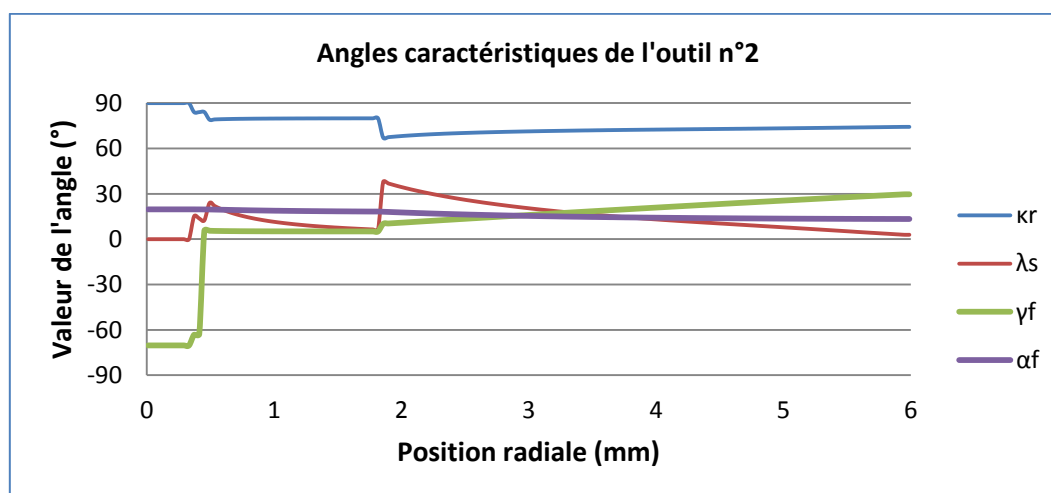


Figure III-13 : Evolution des angles caractéristiques pour l'outil n°2.

Pour l'outil n°2, on observe également des discontinuités correspondant aux zones identifiées sur la Figure III-9. L'angle de coupe, au centre de l'outil, prend également des valeurs fortement négatives (correspondant au demi-angle de pointe). La valeur prise le long de l'arête centrale est très légèrement supérieure à zéro. L'angle évolue de façon linéaire entre 10° et 30° le long de l'arête principale.

L'angle de dépouille de l'outil varie également de façon continue le long de l'arête de coupe. Il débute à une valeur de 20° et décroît très lentement le long de l'âme jusqu'à une valeur de 18° . Il décroît ensuite de façon plus importante le long de l'arête principale pour atteindre une valeur de 13° .

III-2-3. Mesure des outils

On peut s'interroger sur la pertinence de baser nos mesures sur la géométrie théorique de conception. En effet, l'outil issu de la production correspond-il exactement à la géométrie théorique ? Pour répondre à cette question, nous avons effectué des mesures de géométrie sur microscope optique à variation de contraste (Alicona InfiniteFocus SL) (Figure III-14). Cet instrument permet de reconstruire des entités en trois dimensions par la combinaison d'un balayage plan associé à la distance focale entre la lentille et le point de l'objet observé. La reconstruction des plans de mesure n'est pas aussi aisée que dans le cas du fichier CAO. En effet, la position exacte de l'axe de l'outil n'est pas connue. La mesure est donc entachée d'une erreur due à la reconstruction de cet axe. Il est cependant possible de comparer la mesure effectuée au fichier de conception par le recalage des surfaces (Figure III-15).



Figure III-14 : Système de mesure tridimensionnelle des outils

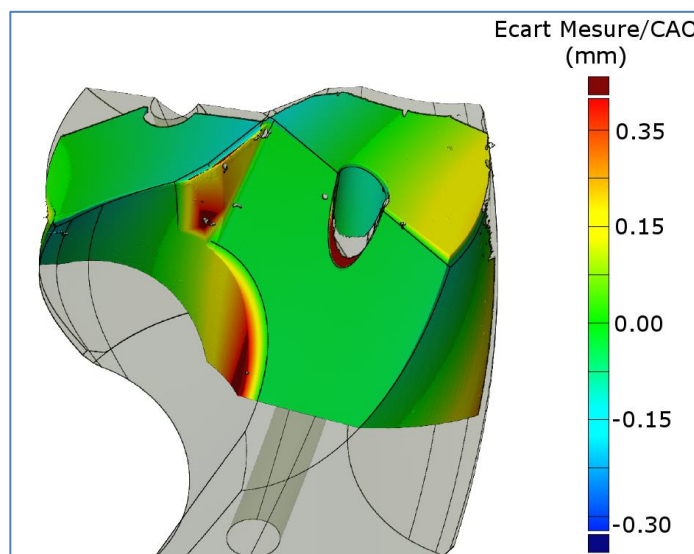


Figure III-15 : Comparaison entre le fichier CAO et la mesure sur l'outil n°1.

La Figure III-15 représente la superposition entre le fichier de conception et la mesure de l'outil. On trouve en transparence le fichier de la géométrie tridimensionnelle théorique qui sert de référence. L'ensemble des surfaces colorées correspond à la mesure de la géométrie faite avec l'Alicona. Un recalage des entités est fait sur les faces de coupe, de dépouille et sur les flancs par la méthode des moindres carrés. La cartographie correspond à l'écart entre la mesure et le fichier théorique suivant la normale à la surface de référence.

On constate ainsi des différences sur l'angle de pointe et de la face de coupe au niveau de l'arête centrale. Ces différences affectent les valeurs des angles de coupe et de dépouille. On peut alors s'interroger sur l'interprétation de cet écart. Est-ce un écart de fabrication ? Est-ce dû au recalage du nuage de points mesurés sur la CAO ? Ces différentes sources d'écart se combinent certainement. Nous avons donc choisi de considérer dans la suite la géométrie nominale de l'outil, affectée d'une incertitude prenant en compte ces écarts (Figure II-16).

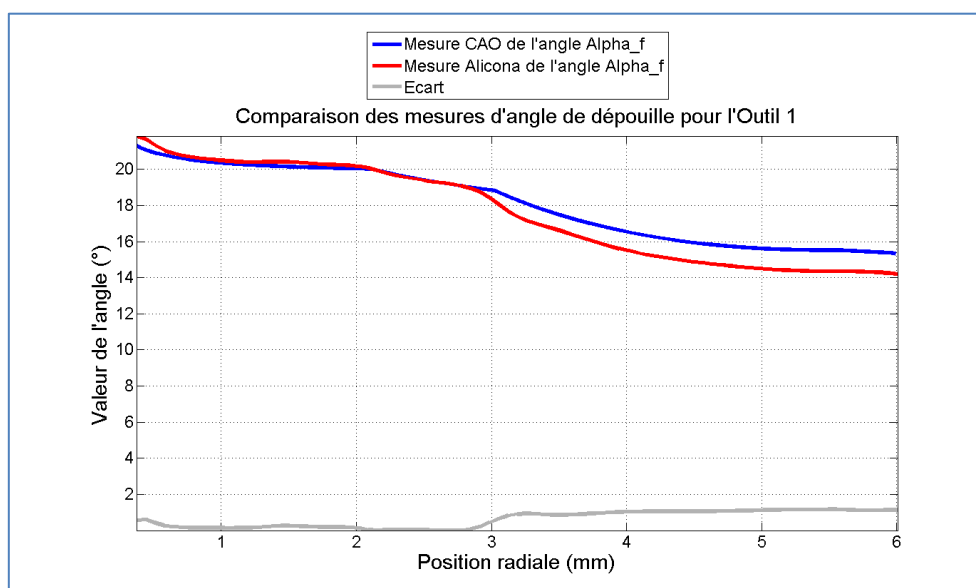


Figure III-16 : Comparaison des mesures de l'angle de dépouille pour l'Outil 1.

La Figure III-16 représente le tracé des mesures de l'angle de dépouille obtenues par les deux approches exposées pour une arête de l'outil 1. On constate que malgré les écarts géométriques constatés, les valeurs des angles sont très proches. Ainsi, dans le cas de l'angle de dépouille, qui est utilisé dans le modèle développé pour déterminer la présence de talonnage, l'écart est inférieur à 2°. De plus, l'écart entre fichier CAO et mesure affecte essentiellement la valeur de l'angle de dépouille en périphérie de l'outil. Ce qui affecte alors peu le volume de talonnage.

III-2-4. Conclusion sur l'identification des outils.

Afin d'intégrer la géométrie de l'outil employée dans le modèle, nous tenons compte de la forme de l'arête de coupe et des angles caractéristiques de l'outil tels qu'ils sont définis dans la norme NF-E66-502. Nous avons fait le choix de mesurer les angles à partir des fichiers de conception. La mesure est aisée car le fichier est parfaitement défini. Nous avons confronté ces fichiers à la mesure de la géométrie réelle des outils. On observe alors quelques différences. Nous interprétons ces différences comme des incertitudes introduites par la fabrication des outils et le recalage des nuages de points.

III-3. Identification des interactions outil/matière

Pour évaluer empiriquement les interactions mécaniques entre l'outil et la matière dues à la coupe, il nous est nécessaire de réaliser une opération de coupe avec un échantillon du matériau et l'outil employé. Dans nos travaux, nous avons fait le choix d'un modèle d'estimation des sollicitations globales. Dans ses travaux, John Ledref (Ledref 2014) souligne la nécessité d'identifier les paramètres d'une loi de coupe globale destinée au perçage assisté par vibrations lors d'opérations du même type. L'identification des interactions Outil-Matière sera donc effectuée à travers la réalisation d'essais de perçage assisté par vibrations.

III-3-1. Protocole expérimental

La possibilité de mesurer les sollicitations durant le perçage permet de qualifier l'interaction outil-pièce du point de vue mécanique. Pour identifier les paramètres nécessaires au modèle, la mesure doit être faite en connaissant la position relative de l'outil par rapport à la pièce. L'opération de perçage est donc instrumentée en mettant en place la platine d'efforts dans le montage d'usinage et deux capteurs à courant de Foucault pour mesurer les déplacements de l'outil et de la pièce (Figure III-17). En raison de la plage de mesure des capteurs, la totalité du mouvement de l'outil par rapport à la pièce n'est pas mesurable. Nous supposons que le déplacement du stator de la broche par rapport au bâti est conforme à la consigne. Nous disposons alors le capteur de façon à mesurer le déplacement de l'outil (que l'on suppose infiniment rigide et parfaitement lié au porte-outil) par rapport au stator de la broche. Le second capteur est disposé de façon à mesurer le déplacement de la pièce par rapport au bâti.

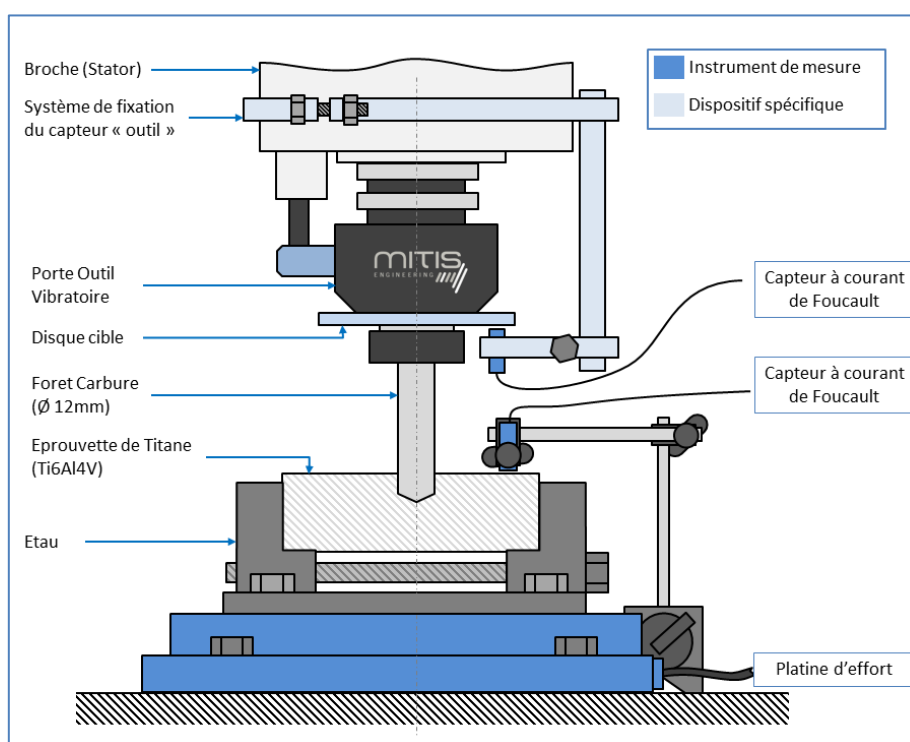


Figure III-17 : Dispositif expérimental pour l'identification des interactions outil-matière.

Les mesures issues des capteurs à courant de Foucault, permettent la mesure des déplacements des composants afin d'estimer plus précisément le déplacement de l'outil par rapport à la pièce. Ce déplacement relatif permet de reconstruire la hauteur de coupe et la hauteur de pénétration instantanées. Ces mesures permettent donc de synchroniser la mesure des sollicitations en bout d'outil avec le déplacement relatif et la hauteur de pénétration.

A partir de ces données, il faut identifier les paramètres nécessaires au modèle :

- La hauteur de refus de coupe ;
- Les paramètres de la loi d'effort de coupe ;

- Les paramètres de la loi d'effort en talonnage ;

Pour séparer les phénomènes de coupe ayant lieu tout le long de l'arête et le talonnage survenant principalement au centre de l'outil, nous réalisons des perçages sur avant-trous de diamètre correspondant au diamètre de l'âme de l'outil (Figure III-18).

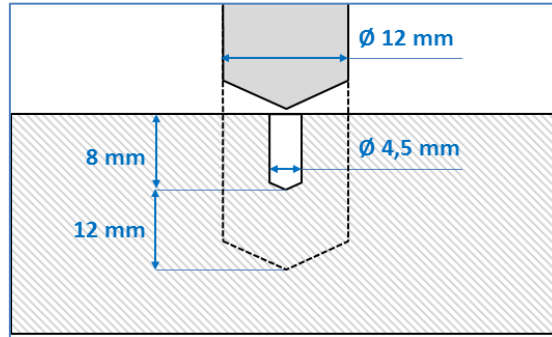


Figure III-18 : Réalisation d'un perçage sur avant-trou

III-3-2. Résultats et traitement

A l'issue des essais, les mesures de l'effort axial (Figure III-19) et des déplacements (Figure III-20) sont traitées pour obtenir le tracé de l'effort en fonction de la hauteur de pénétration.

A. Mesure de l'effort axial

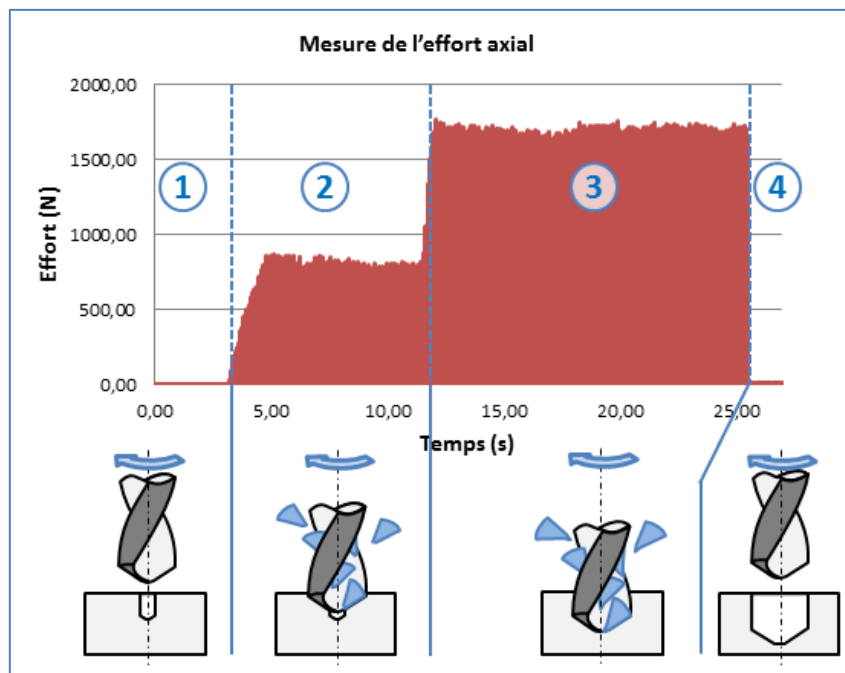


Figure III-19 : Mesure de l'effort axial en perçage assisté par vibrations sur avant-trou. (Outil 1-5 lobes_f0.08-A0.16)

Sur la Figure III-19, on observe 4 zones principales. Ces zones correspondent chronologiquement à l'approche de l'outil hors de la matière (1), au perçage avec un avant-trou (2), au perçage pleine matière (3) et enfin, à la phase de retrait de l'outil (4). On observe un maximum d'effort à 910 N lors de la phase sur avant-trou et un maximum de 1720 N lors de la phase de perçage pleine matière. Grâce à la comparaison entre les phases de perçage sur avant-trou et de perçage pleine matière, il est possible d'identifier séparément la contribution des arêtes principales et celle de l'arête centrale. On constate que les 63% de longueur de l'arête que représentent les arêtes principales en prise dans la matière, lors de la phase de perçage sur avant-trou, ne génèrent de 52% de l'effort axial total mesuré en perçage pleine matière. Le centre de l'outil qui ne représente que 37 % de la longueur de l'arête génère 48 % de l'effort axial.

B. Mesures de déplacement

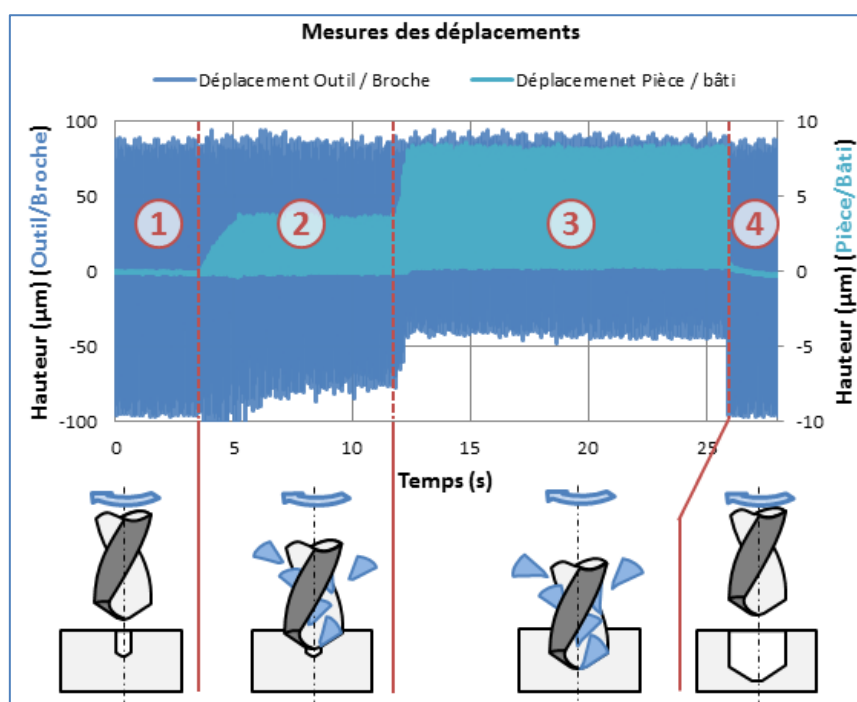


Figure III-20 : Déplacement mesuré en perçage assisté par vibrations sur avant-trou. (Outil 1-5 lobes_f0.08-A0.16)

Sur les mesures de déplacements (Figure III-20), on retrouve également les 4 zones correspondant aux 4 phases de l'opération. On observe ainsi que l'augmentation de l'effort sur les phases de perçage entraîne une diminution de l'amplitude mesurée par le capteur disposé entre la broche et l'outil. L'amplitude à vide que l'on mesure est de 163 µm (pour 160 µm d'amplitude réglée sur le vernier), elle passe à 149 µm lors du perçage sur avant-trou et diminue à 118 µm lors du perçage en pleine matière. On a donc une perte apparente de 12% de l'amplitude sur avant-trou et de 31% en pleine matière. L'augmentation de l'effort entraîne également une augmentation des oscillations de la pièce. L'amplitude des vibrations de la pièce à vide est nulle, elle est de 5 µm lors du perçage sur avant-trou et de 8 µm lors du perçage pleine matière. Ces mesures donnent un premier aperçu des déplacements des ensembles supposés rigides. On se rend alors compte que le fait de négliger ces pertes d'amplitude introduit une erreur dans l'interprétation des données expérimentales.

III-3-3. Analyse des résultats

Les données d'effort et de déplacement mesurées en perçage nous permettent de reconstruire l'évolution de l'effort axial en fonction de la hauteur de pénétration. En effet, à partir des mesures de déplacement, il est possible de reconstruire les trajectoires des arêtes de coupe. On suppose pour cela l'avance de la broche et la vitesse de rotation de la broche comme parfaites (conformes à la consigne). On ajoute au mouvement d'avance la mesure de l'oscillation mesurée au bout du porte-outil ainsi que celle de la pièce (il s'agit ici d'une addition en raison de l'orientation du capteur) (Équation III-1).

$$Z_{outil}(t) = V_f \cdot t + Z_{capteur-outil}(t) + Z_{capteur-pièce}(t) \quad \text{Équation III-1}$$

La trajectoire relative de l'outil par rapport à la matière est ensuite injectée dans le modèle développé (fonctionnement en mode « Analyse »). Le module de coupe nous permet ainsi de reconstruire la hauteur de pénétration. On considère dans un premier temps la valeur empirique de la hauteur de refus de coupe comme nulle (Équation III-2). Nous sommes alors dans l'hypothèse d'une coupe « parfaite » de la matière lors du passage de l'arête de coupe. La hauteur de coupe est égale à la hauteur de pénétration pour les valeurs supérieures à zéro (Figure III-21).

$$h_{refus} = 0$$

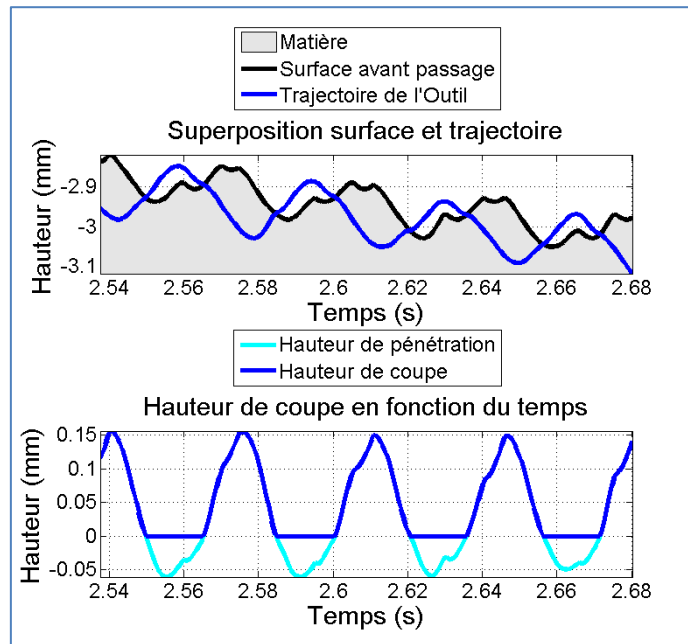


Figure III-21 : Reconstruction des hauteurs de coupe et de pénétration. (Analyse-Outil 1_f0.1-W2.56-A0.16)

Nous disposons alors à ce stade de la mesure de l'effort en fonction du temps et du calcul de la hauteur de pénétration en fonction du temps. Il nous est alors possible de tracer l'effort en fonction de la hauteur de pénétration (Figure III-22).

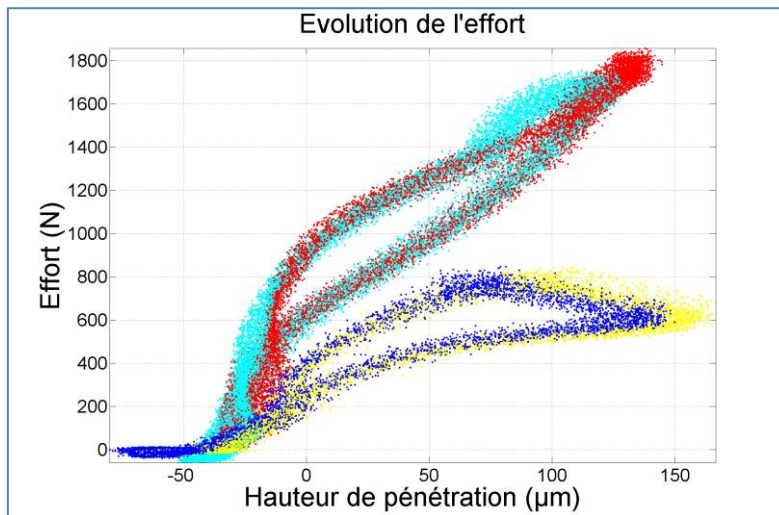


Figure III-22 : Exemple de tracé de l'évolution de l'effort en fonction de la hauteur de pénétration. (cf. Tableau III-6)

	Outil	Porte-Outil	Avance (mm/tr)	Amplitude programmée (mm)	Diamètre avant trou (mm)
	Outil 1	5 lobes	0.08	0.16	4.5
	Outil 1	5 lobes	0.08	0.16	0
	Outil 1	5 lobes	0.1	0.16	4.5
	Outil 1	5 lobes	0.1	0.16	0

Tableau III-6 : Légende des tracés de la Figure III-22.

La Figure III-22 représente l'évolution de l'effort axial mesuré en fonction de la hauteur de pénétration reconstruite à partir des mesures de déplacements. La figure contient quatre nuages de points correspondant à deux essais distinctifs dans des conditions différentes (ici variation de l'avance f), pour les phases de perçage sur avant-trou (bleu et jaune) et pour les phases de perçage en pleine matière (rouge et cyan) (Tableau III-6).

On observe tout d'abord une différence importante entre les phases sur avant-trou et les phases en pleine matière, durant lesquelles les efforts peuvent être multipliés par deux. On constate que les tracés d'évolution de l'effort axial en fonction de la hauteur de pénétration, pour une même phase, se comportent de façon similaire. La hauteur de pénétration paraît donc être cohérente pour décrire l'évolution de l'effort axial. Cependant, il apparaît un « hystérésis » : une même valeur de hauteur de pénétration peut donner lieu à deux niveaux d'effort différents. La hauteur de pénétration n'est donc pas suffisante pour décrire l'évolution de l'effort axial. Ensuite, on constate que l'effort axial ne retombe pas à zéro pour une hauteur de pénétration nulle. L'effort ne redevient nul que pour des valeurs de hauteur de pénétration négatives. Cela s'observe également en comparant les signaux en fonction du temps. On constate que les valeurs d'effort inférieures ou égales à zéro s'étendent sur une plage temporelle plus petite que celle des valeurs de hauteur de coupe nulles (Figure III-23).

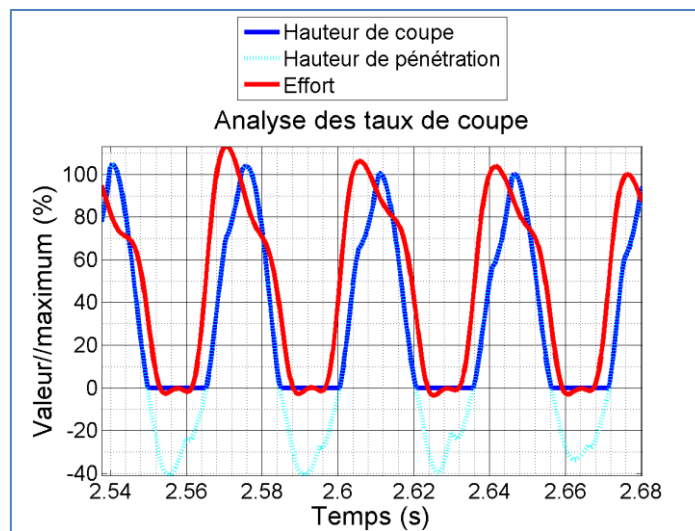


Figure III-23 : Comparaison des taux de coupe du signal d'effort et de la hauteur de pénétration pour un perçage sur avant-trou. (Outil 1 – 5 lobes_f0.1-A0.16)

La prise en compte de la dynamique du système n'explique pas la totalité de l'écart entre les taux de coupe. Nous considérons dans nos travaux que cet écart est dû au comportement de la matière qui ne peut être considérée comme plastiquement parfait.

III-3-4. Identification de la hauteur de refus de coupe

Pour évaluer uniquement la contribution de la coupe, on s'intéresse dans un premier temps aux signaux de mesures correspondant à la phase de perçage sur avant-trou. Pour identifier le comportement de la coupe dans différentes configurations, nous réalisons plusieurs essais en faisant varier les conditions opératoires (Tableau III-7). Nous reconstruisons ensuite les tracés de l'évolution de l'effort axial en fonction de la hauteur de pénétration (Figure III-24).

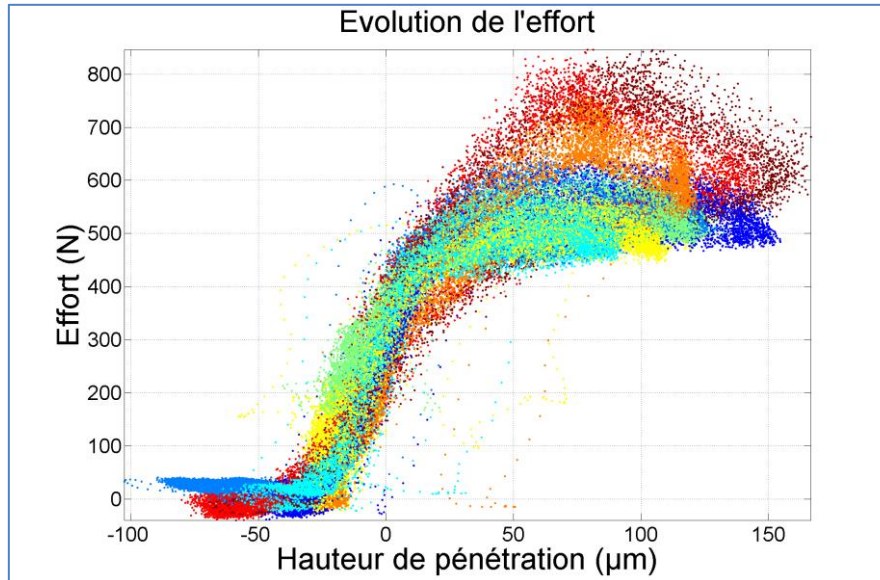


Figure III-24 : Evolution de l'effort axial en fonction de la hauteur de pénétration pour l'outil 1 dans le Ti6Al4V lors de perçages sur avant-trou. (cf. Tableau III-7)

	Outil	Porte-outil	Avance (mm/tr)	Amplitude programmée (mm)
■	Outil 1	3 lobes	0.1	0.15
■	Outil 1	3 lobes	0.06	0.15
■	Outil 1	3 lobes	0.05	0.15
■	Outil 1	3 lobes	0.1	0.15
■	Outil 1	3 lobes	0.08	0.15
■	Outil 1	5 lobes	0.08	0.12
■	Outil 1	5 lobes	0.08	0.16
■	Outil 1	5 lobes	0.1	0.16

Tableau III-7: Légende des tracés de la Figure III-24

La première étape de l'analyse des signaux consiste à identifier le paramètre empirique de hauteur de refus de coupe. Nous remarquons sur la Figure III-24 que, quel que soit l'essai, la valeur négative de la hauteur de pénétration à laquelle l'effort revient à zéro est quasi identique. Nous faisons donc l'hypothèse qu'elle correspond à la hauteur de refus de coupe. Afin d'identifier cette valeur, nous procédons à un lissage par moyenne glissante du signal d'effort en fonction de la hauteur de pénétration (Figure III-25). Par régression linéaire, il est ensuite possible d'obtenir l'intersection entre la droite des abscisses et la pente de la courbe pour un effort compris entre 0 et 400 N.

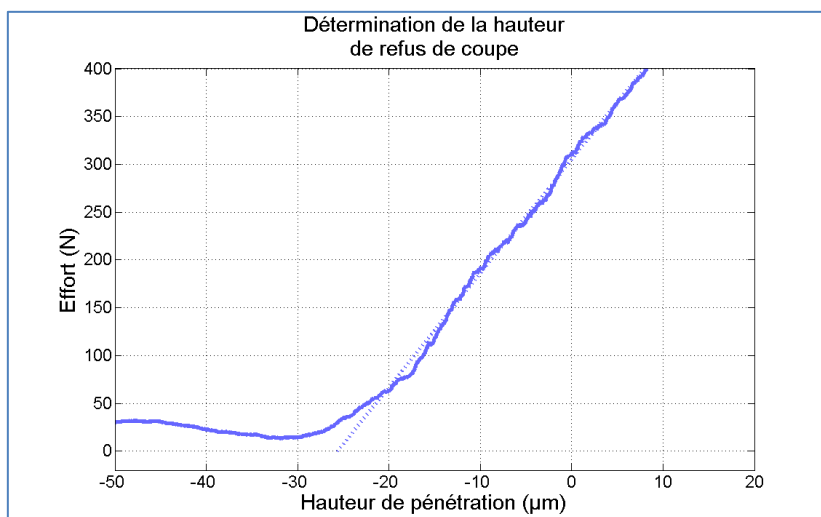


Figure III-25 : Valeur moyenne de l'effort axial en fonction de la hauteur de coupe. (Outil 1 – 3 lobes_f0,06-A0,15)

La Figure III-25 représente l'évolution moyennée de l'effort axial en fonction de la hauteur de pénétration. On observe que les droites décrivant la pente des courbes entre 100 et 400 N, croisent l'axe des abscisses autour de $-25 \mu\text{m}$, valeur que l'on retrouve également au travers des autres essais.

On a donc dans le cas de l'outil 1 perçant du Ti6Al4V une valeur de hauteur de refus de coupe de $25 \mu\text{m}$. Cette valeur peut être mise en parallèle avec la préparation d'arête de l'outil telle qu'elle est décrite par le fournisseur (Figure III-26). Celui-ci indique un chanfrein d'arête de $20 \mu\text{m}$. La hauteur de refus peut donc être expliquée en partie par la géométrie de l'outil.

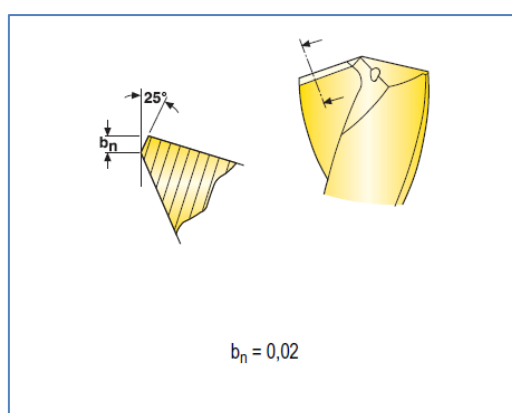


Figure III-26 : Donnée d'affutage de l'outil 1 issues du catalogue du fournisseur (SECO-Tools 2013).

En procédant avec la même démarche pour l'outil 2, il est également possible d'identifier la hauteur de refus de coupe propre au couple Outil-Matière (Tableau III-8). On constate ainsi que l'outil 2 présente une hauteur de refus de coupe moins importante que l'outil 1.

Propriété	Outil 1	Outil 2	Unité
Hauteur de refus de coupe	25	18	(μm)

Tableau III-8 : Identification des valeurs de hauteur de refus de coupe.

III-3-5. Modèle d'effort en coupe

Suite à ces résultats, il est possible d'intégrer un premier paramètre empirique dans le modèle. On peut alors analyser de nouveau les résultats en tenant compte de ce paramètre. Les hauteurs de coupe et de pénétration sont reconstruites en tenant compte de la hauteur de refus de coupe identifiée.

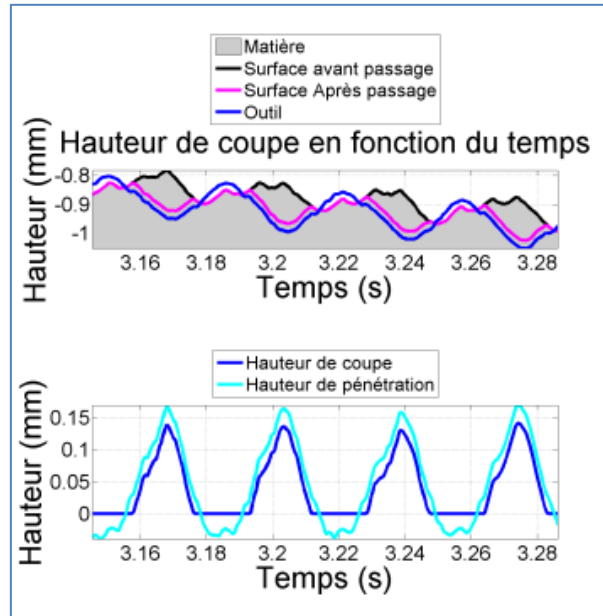


Figure III-27 : Reconstruction des hauteurs de coupe et de pénétration en considérant la hauteur de refus de coupe.
(Analyse – Outil 1_f0.08-W2.56-A0.16)

La Figure III-27 représente la superposition de la position axiale de la surface et de l'outil en fonction du temps, ainsi que l'évolution de la hauteur de coupe et de la hauteur de pénétration en fonction du temps. On observe que la surface laissée après le passage de l'outil ne correspond plus à la trajectoire de l'outil. La prise en compte de la hauteur de refus de coupe entraîne un écart entre les valeurs positives de la hauteur de pénétration et la hauteur de coupe. Alors que la hauteur de coupe reste inchangée, la hauteur de pénétration est augmentée de la valeur de la hauteur de refus de coupe.

Pour déterminer les paramètres empiriques de la loi d'effort de coupe proposée, il faut reporter l'évolution de l'effort axial en fonction de la section de pénétration et de la vitesse axiale (Figure III-28). On constate que l'hystérésis observé sur l'évolution de l'effort en fonction de la hauteur de pénétration (Figure III-22) peut s'expliquer au regard de la vitesse axiale. En effet, pour une même section de pénétration, les efforts sont plus importants lorsque la vitesse est négative, c'est-à-dire lorsque l'outil pénètre la matière plutôt que lorsque l'outil se retire. On remarque également que la vitesse axiale nous permet d'expliquer l'effort axial plus important constaté pour une assistance de 2,5 oscillations par tour.

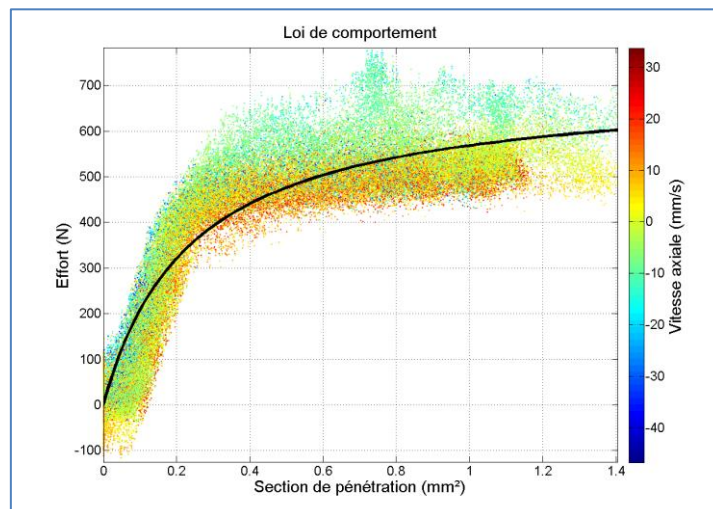


Figure III-28: Evolution de l'effort axial en fonction de la section de pénétration et de la vitesse axiale.
(cf. Tableau III-7)

La loi ratio-fractionnelle (Équation II-64) utilisée pour lier l'effort à la section de pénétration ne permet pas une linéarisation nécessaire à l'identification par régression. Nous optons donc ici pour une autre approche. Au moyen d'un algorithme génétique (Collignan 2011), nous recherchons le jeu de paramètres pilotant la loi minimisant l'écart entre modèle et données expérimentales. On trouve ainsi un jeu de paramètres permettant de piloter la loi décrivant l'effort axial dû à la coupe en fonction de la section de pénétration et de la vitesse axiale (Tableau III-9). Ces coefficients nous permettent de piloter la loi de l'effort axial dû à la coupe avec une erreur n'excédant pas 30 % (Figure III-29). On constate alors que les efforts modélisés et mesurés ont le même taux de coupe (Figure III-29 et Figure III-30).

Propriété	Outil 1	Outil 2	Unité
Energie spécifique à l'origine	2580	3825	(N/mm ²)
Section élémentaire	0.29	0.157	(mm ²)
Rapport pente à l'origine/pente à l'infini	4.78×10^{-3}	2.37×10^{-4}	(-)
Coefficient d'effet de la vitesse	-5.88	-3.81	(N.s/mm ³)
Erreur moyenne	6.4	7.1	(%)

Tableau III-9 : Coefficients des lois d'effort de coupe pour les deux outils.

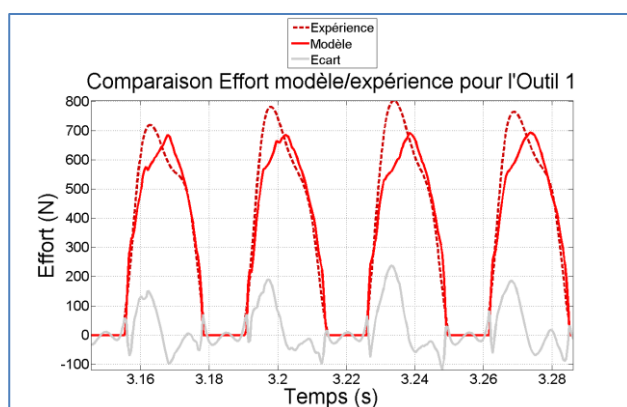


Figure III-29 : Comparaison entre la mesure d'effort et le modèle pour un perçage sur avant-trou avec Outil 1. (Outil 1 – 5 lobes_f0.08-A0.16)

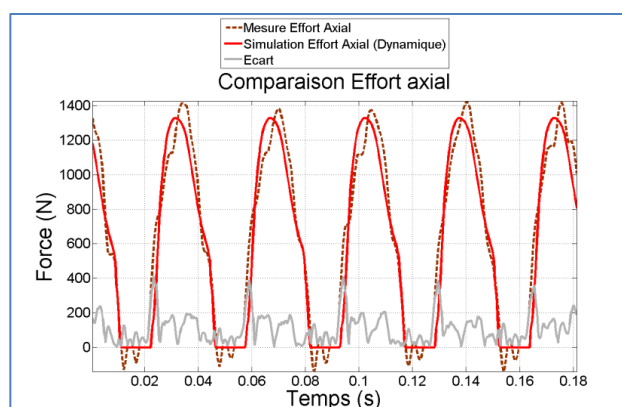


Figure III-30 : Comparaison entre la mesure d'effort et le modèle pour un perçage sur avant-trou avec Outil 2. (Outil 2 – 5 lobes_f0.1-A0.16)

En observant les comparaisons entre le modèle d'effort et les mesures, on constate que les deux types de signaux n'ont pas exactement la même forme. On observe ainsi que les maxima de la mesure et de la simulation ne sont pas atteints aux mêmes instants. Le modèle sous-évalue l'effort durant la pénétration de l'outil. Le terme complémentaire tenant compte de la vitesse axiale n'est pas le mieux adapté. Il ne traduit pas correctement les différences entre pénétration et retrait de l'outil par rapport à la matière. Le développement d'une loi d'effort considérant ce phénomène serait donc une piste d'amélioration du modèle intéressante. Les résultats du modèle actuel permettent cependant une bonne estimation de l'effort axial dû à la coupe.

III-3-6. Modèle d'efforts en talonnage

Pour décrire le comportement de l'outil dans sa totalité, la contribution du phénomène de talonnage doit également être identifiée. Le phénomène de talonnage ayant lieu, dans les essais étudiés (Tableau III-7) au centre de l'outil, les mesures des essais de perçage en pleine matière sont exploitées. Cependant sur ces essais, sont présentes à la fois les contributions de la coupe et du talonnage. Pour isoler la part du talonnage, il faut éliminer l'effort dû à la coupe. En considérant que l'arête centrale se comporte, du point de vue de la coupe, de la même façon que l'arête principale, il est possible d'étendre le modèle jusqu'au

centre de l'outil, en prenant en compte la totalité de la section de coupe. Nous considérons alors que l'écart sur l'effort axial entre la mesure et le modèle de l'effort de coupe, est uniquement dû au phénomène de talonnage. Cette hypothèse simplificatrice introduit nécessairement une erreur d'estimation du talonnage, en raison de la variation importante de la géométrie de coupe et des conditions de coupe dans la zone centrale. Mais elle est nécessaire pour estimer la part d'effort qui n'est pas due à la coupe.

Ainsi, nous identifions les coefficients du modèle de talonnage à partir de l'écart entre la mesure de l'effort axial en perçage pleine matière et le modèle d'effort de coupe appliqué à l'ensemble de l'arête, au regard du volume de talonnage (Figure III-31).

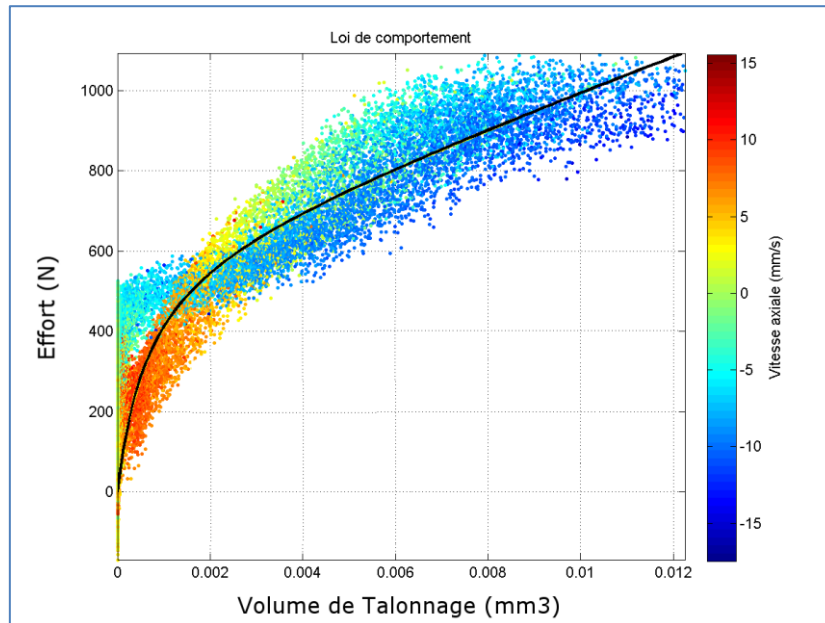


Figure III-31 : Evolution de l'effort supposé de talonnage en fonction du volume de talonnage.

A l'aide de l'algorithme d'optimisation, il est possible de déterminer les paramètres empiriques pilotant la loi d'effort en talonnage minimisant l'erreur sur l'ensemble des essais (Tableau III-10).

Propriété	Outil 1	Outil 2	Unité
Energie spécifique à l'origine	976 400	274 100	(N/mm ³)
Volume élémentaire	6.53×10^{-4}	4.06×10^{-3}	(mm ³)
Rapport pente à l'origine/pente à l'infinie	4.31×10^{-2}	5.95×10^{-5}	(-)
Erreur moyenne	6.7	6.6	(%)

Tableau III-10 : Coefficients de la loi d'efforts de talonnage.

L'identification nous permet de reconstruire l'effort axial dû au talonnage. Il est ainsi possible d'estimer l'effort axial total pour l'outil 1 (Figure III-32) et l'outil 2 (Figure III-33) avec une erreur maximale respective de 32% et 22%.

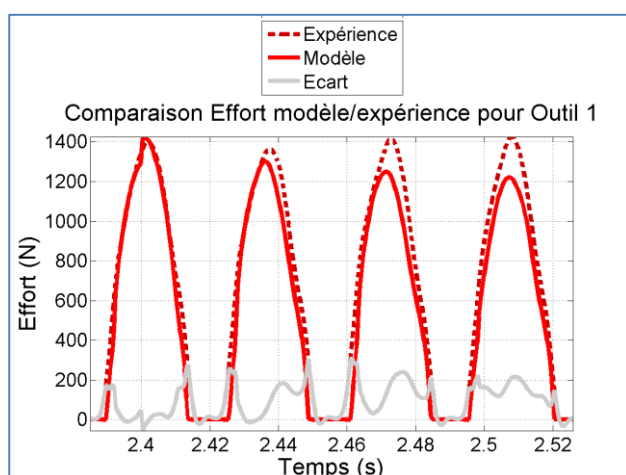


Figure III-32 : Comparaison entre la mesure d'effort et le modèle pour un perçage en pleine matière avec Outil 1. (Outil 1 – 5 lobes_f0.08-A0.16)

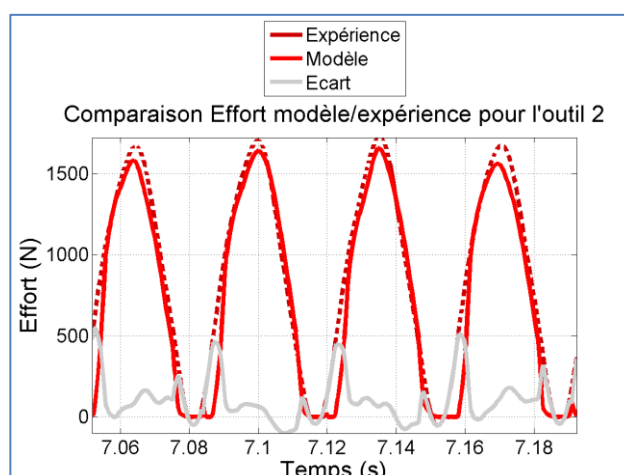


Figure III-33 : Comparaison entre la mesure d'effort et le modèle pour un perçage en pleine matière avec Outil 2. (Outil 2 – 5 lobes_f0.1-A0.16)

III-3-7. Conclusion sur l'identification des interactions Outil-Matière

En appliquant la démarche exposée aux deux géométries d'outil employées pour les essais, l'ensemble des paramètres nécessaires aux modules permettant de modéliser les interactions outil-matière sont identifiés. L'identification des paramètres empiriques du module « Sollicitations » nous permet d'estimer les efforts en bout d'outil pour les deux outils employés dans les campagnes expérimentales. L'erreur moyenne entre le modèle et les essais est de l'ordre de 10% de la valeur maximale.

Nous considérons dans ces travaux que les écarts sur les taux de coupe, calculés sur les efforts mesurés et sur la hauteur de coupe en PAV, sont dus aux hypothèses considérant la matière comme plastiquement parfaite et une parfaite acuité de l'arête de coupe. On considère dans le modèle, que la totalité de la matière devant l'outil n'est pas coupée. On introduit pour cela une hauteur de pénétration différente de la hauteur de coupe. La différence est calculée à partir d'un paramètre empirique de hauteur de refus de coupe. La véracité physique d'un tel phénomène reste cependant à vérifier dans le cas du perçage assisté par vibrations. L'amélioration de la modélisation du procédé nécessiterait d'étudier finement la déformation de la matière lors de la coupe en régime dynamique.

Le paramètre tenant compte de la vitesse n'est pas bien adapté. Une analyse plus complète de l'influence de la vitesse sur les efforts en perçage assisté par vibrations permettrait d'optimiser la modélisation.

Le volume de talonnage est une donnée qu'il n'est pas possible de vérifier. De plus, le phénomène de talonnage ne peut pas être totalement isolé du phénomène de coupe. La construction du modèle de l'effort dû au talonnage repose donc sur une hypothèse forte. La compréhension de l'interaction outil-matière due au talonnage est un sujet qui nécessiterait des investigations plus poussées.

III-4. Identification de la dynamique de la machine

Le dernier élément de l'environnement à identifier est la Machine, c'est-à-dire le comportement dynamique de la chaîne liant l'outil à la pièce. La connaissance du comportement dynamique permet de prédire les modifications engendrées sur les mouvements imposés par le porte-outil et la commande de la machine.

Dans la configuration étudiée, nous considérons 3 souplesses dans la chaîne cinématique formant la machine : la liaison pivot entre le stator et le rotor de la broche, la liaison entre les parties inférieure et supérieure du porte-outil vibratoire et le montage d'usinage. Il est donc nécessaire de qualifier ces 3 souplesses pour intégrer le comportement de la machine dans le modèle.

III-4-1. Comportement du système de fixation de la pièce

Dans un premier temps, nous nous intéresserons à l'identification du comportement dynamique du montage d'usinage. La souplesse de notre montage est en grande partie due à la présence de la platine de mesure d'efforts. L'intérêt de ces essais est donc double. D'une part, nous chercherons à identifier les paramètres dynamiques du montage d'usinage en vue d'une intégration dans le modèle. D'autre part, l'identification du comportement du montage comportant la platine de mesure nous permet d'évaluer la capacité de la platine pour la mesure d'une sollicitation dynamique. Nous présenterons ici deux essais qui nous permettent d'identifier les paramètres dynamiques du montage d'usinage.

A. Identification dynamique par sonnage

Pour étudier le comportement dynamique d'une structure mécanique, l'essai le plus facile à mettre en œuvre est un essai de choc au marteau d'impact (Girard 1997). Le principe de l'essai consiste à solliciter la pièce avec un choc très court dans le temps (impulsion) et de mesurer les vibrations à l'aide d'un accéléromètre.

A-a. Protocole

On dispose un accéléromètre sur la pièce (Figure III-34). On vient ensuite frapper la pièce à l'aide du marteau d'impact. Le marteau étant également équipé d'un accéléromètre, il nous permet de récupérer la force d'impact (Figure III-35). Pour cet essai, nous réglons la fréquence d'acquisition à 20 kHz.

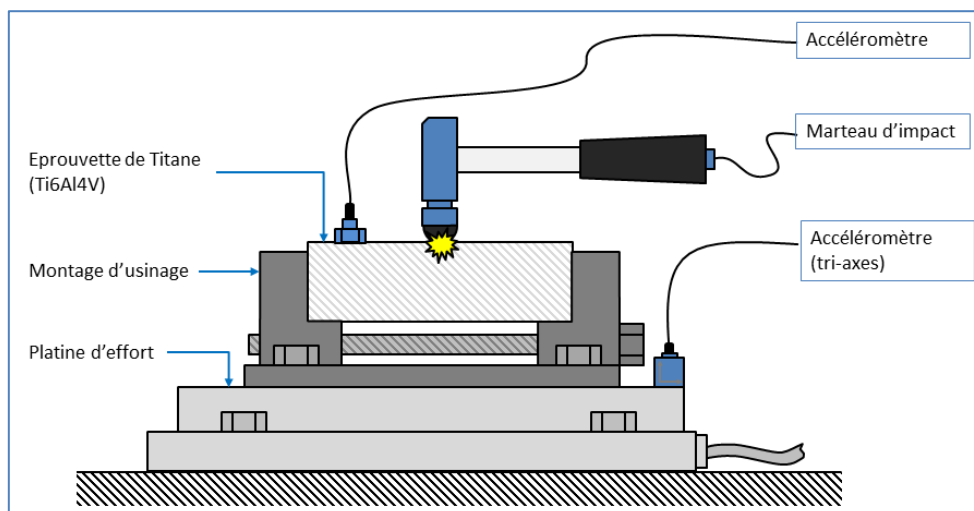


Figure III-34: Dispositif pour l'identification dynamique du montage d'usinage.

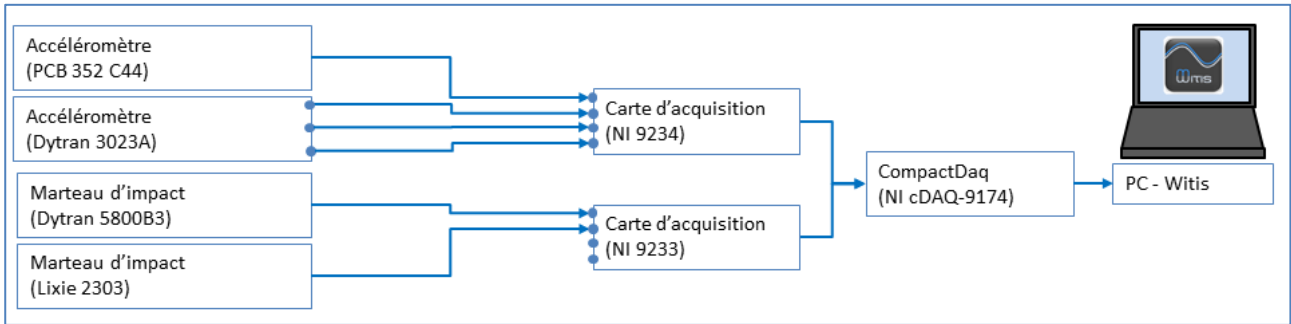


Figure III-35 : Chaîne d'acquisition pour l'identification dynamique du montage d'usinage.

Théoriquement, l'impact réalisé au marteau est assimilable à une impulsion (fonction de Dirac). Le spectre d'une impulsion est une constante couvrant l'ensemble du spectre fréquentiel. L'essai nous permet donc de connaître le comportement dynamique du système sur une plage spectrale étendue. Dans les faits, le marteau employé sollicite principalement les basses fréquences entre 10 et 1000 Hz.

A-b. Résultats

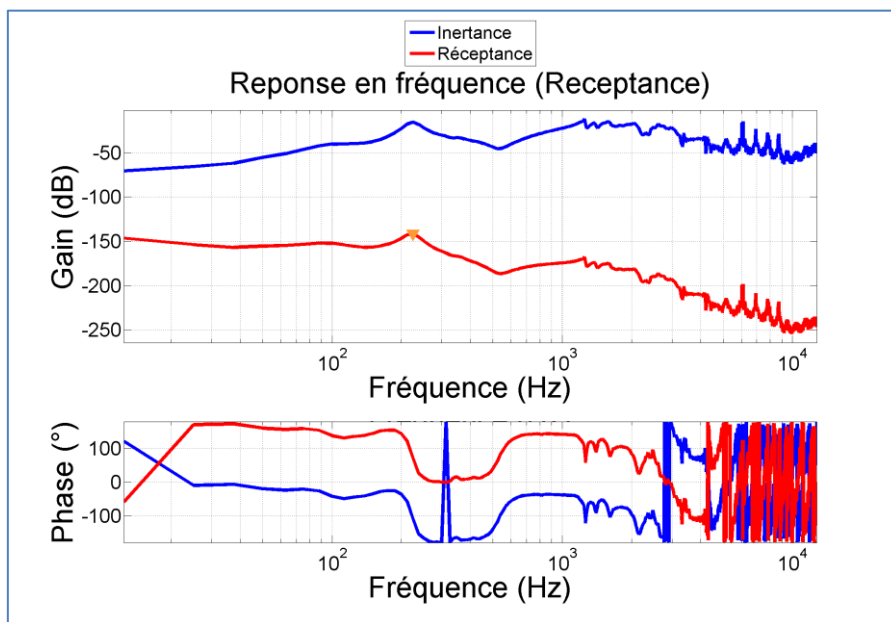


Figure III-36 : Réponse en fréquence du montage d'usinage.

Il est possible d'identifier les paramètres dynamiques du système au travers du signal temporel ou de la réponse en fréquence du système (Figure III-36). Dans le domaine fréquentiel, l'analyse des modes propres et des fonctions de transfert associées permet d'identifier finement le comportement du système. Or, dans la modélisation, nous considérons le montage comme un système simple à un seul degré de liberté. Nous choisirons ici de travailler dans le domaine temporel, en considérant uniquement le premier mode propre dont l'amplitude est bien plus importante.

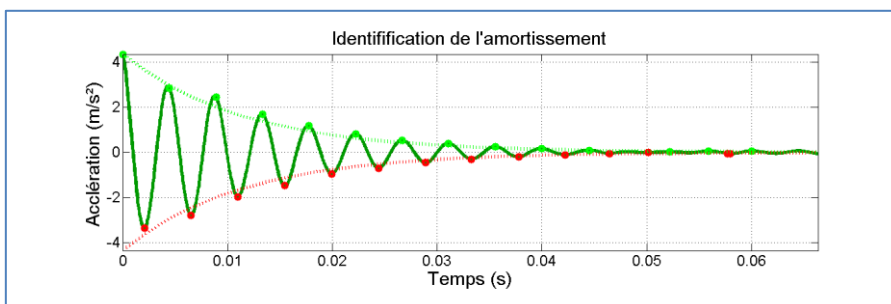


Figure III-37 : Identification du décrétement logarithmique de la réponse du système.

L'identification de l'amortissement peut se faire à travers l'analyse du décrément logarithmique du signal pseudopériodique de la réponse du système (Yaquob 2011). Le décrément logarithmique (δ) correspond au logarithme du rapport entre les extrema locaux de la courbe pseudo-sinusoidale (Équation III-3).

$$\delta = \frac{1}{n} \ln \left(\frac{X_1}{X_{n+1}} \right) \tag{Équation III-3}$$

Le taux d'amortissement peut alors être calculé à partir de l'identification des extrema locaux de la courbe (Figure III-37).

$$\zeta = \frac{\delta}{\sqrt{4 \cdot \pi^2 + \delta^2}} \tag{Équation III-4}$$

L'analyse de la réponse du système permet de déterminer la fréquence propre du système ainsi que le taux d'amortissement (Tableau III-11).

Propriété	Valeur	Unité
Fréquence propre	225	(Hz)
Taux d'amortissement	0.06	(-)

Tableau III-11 : Fréquence propre et taux d'amortissement du montage d'usinage.

Ces premiers résultats sont intéressants car la fréquence propre renseigne sur la plage de fonctionnement du montage avant de rentrer en résonance. Afin de garantir le bon fonctionnement du dispositif, il est préférable de ne pas générer de sollicitations au voisinage de la fréquence propre du système. La valeur du taux d'amortissement est ici très faible (<0.1). Le système peut être qualifié de faiblement amorti.

Il est possible de remonter aux paramètres dynamiques du système. La fréquence propre du système est liée à sa raideur et à sa masse (Équation III-5). De même, le taux d'amortissement est fonction de la masse, de la raideur et de l'amortissement (Équation III-6). La connaissance de la masse mobile du montage est donc nécessaire pour l'identification de la raideur et de l'amortissement.

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m}} = 2 \cdot \pi \cdot \nu_0 \tag{Équation III-5}$$

$$\zeta = \frac{c}{2 \cdot \sqrt{k \cdot m}} \tag{Équation III-6}$$

Nous faisons ici l'hypothèse que la plus grande partie de la souplesse provient de la platine de mesure. Nous considérerons la partie supérieure de celle-ci comme étant la masse mobile de notre système. Il nous est alors possible de déterminer sa masse en sommant la masse des éléments constituant le montage d'usinage à partir des données de conception ou par mesure directe (Tableau III-12).

Composant	Masse (kg)
Pièce	4
Étau	30
Plateau supérieur de la platine	91
Total	125

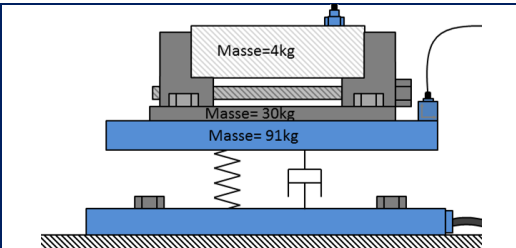


Tableau III-12 : Estimation de la masse mobile du montage d'usinage.

Il est alors possible d'identifier la raideur et l'amortissement du dispositif, à partir de la fréquence propre (Équation III-7) et du taux d'amortissement (Équation III-8).

$$k = (2 \cdot \pi \cdot \nu_0)^2 \cdot m \tag{Équation III-7}$$

$$c = \zeta \cdot 2 \cdot \sqrt{k \cdot m}$$

On obtient finalement :

	Propriété	Valeur	Unité
Montage d'usage	Masse	125	(kg)
	Raideur	250×10^6	(N/m)
	Amortissement	21×10^3	(N.s/m)

Tableau III-13 : Détermination des paramètres dynamiques du montage.

A-c. Conclusions

Les grandeurs du Tableau III-13 permettent d'intégrer le comportement du montage dans le modèle. On remarque que les grandeurs ne sont pas du même ordre d'influence. L'impact de la raideur est bien plus important que celui de l'amortissement qui lui-même est plus grand que celui de la masse. Dans ce cas précis, l'effet de la raideur est donc prédominant sur l'effet de l'amortissement et de l'inertie.

Ces résultats permettent de s'assurer de la pertinence de l'information délivrée par la platine de mesure. En effet, l'effort axial est mesuré par la déformation d'un corps d'épreuve (voir I-3-5.A). La mesure ne donne alors que l'effort dû à la raideur du dispositif de mesure. L'effort généré par l'amortissement n'est pas pris en compte. Celui-ci étant bien moins important que l'effet de la raideur, l'approximation de la mesure est acceptable.

Enfin, dans des conditions classiques de perçage d'un alliage de titane avec un outil en carbure de diamètre 12mm, la fréquence de rotation de la broche est comprise entre 10 et 20 Hz. La fréquence d'oscillation d'un dispositif d'assistance vibratoire est alors comprise entre 15 et 50 Hz. La fréquence propre du montage nous permet de constater que notre domaine de travail est bien en dessous de la fréquence propre du système. Nous travaillons donc dans une zone de fonctionnement quasi-statique.

La raideur est obtenue de façon indirecte, en s'appuyant sur l'estimation de la masse mobile du montage. Son effet est prédominant sur l'inertie et l'amortissement. Il est donc nécessaire de fiabiliser son identification. Ce qui peut être fait par une analyse modale plus fine ou par l'identification du rapport sollicitation/déplacement.

B. Identification de la raideur en perçage

Pour identifier la raideur du montage, nous procédons à une mesure du déplacement de la pièce pendant un essai de perçage instrumenté. En plus de la platine d'efforts, un capteur à courant de Foucault permet de mesurer le déplacement de la pièce par rapport au bâti de la machine (Z_{510}) (Figure III-38).

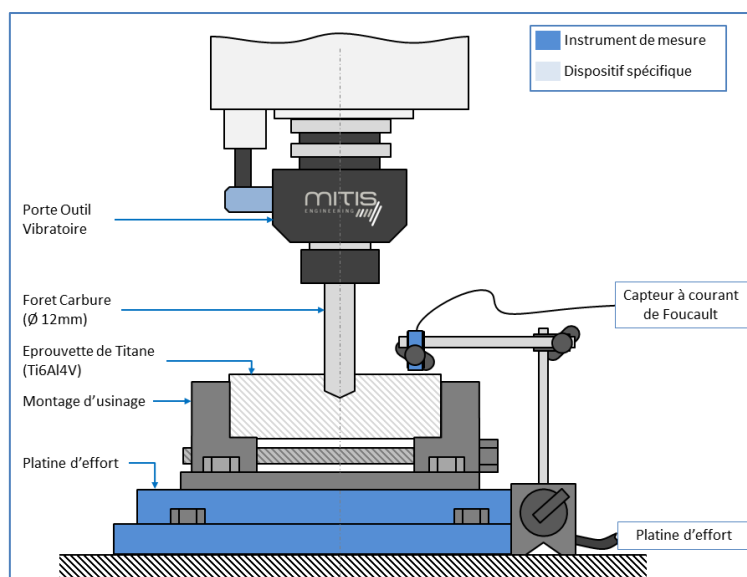


Figure III-38 : Montage pour l'identification de la raideur du montage d'usage.

Nous disposons ainsi de la mesure du déplacement de la pièce par rapport au bâti et de l'effort axial. Nous avons vu que les effets d'amortissement et d'inertie sont bien plus faibles que l'effet de la raideur. L'effort mesuré correspond donc principalement à la raideur du montage, il est quasiment proportionnel au déplacement mesuré (Figure III-39).

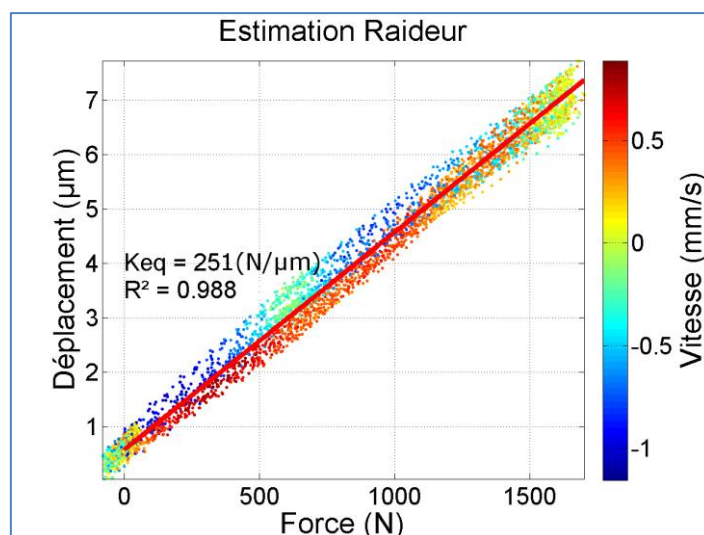


Figure III-39 : Détermination de la raideur du montage d'usinage.
(Outil 2 – 5 lobes_f0.08-A0.16)

La Figure III-39 représente l'évolution du déplacement de la pièce par rapport au bâti en fonction l'effort axial mesuré. Le nuage de points suit une évolution linéaire. On observe donc bien une proportionnalité entre déplacement et effort. La valeur de la pente correspond alors à la raideur du système. On trouve dans ce cas une raideur de 251 N/µm. On retrouve donc bien la valeur identifiée lors de l'essai d'impact.

C. Conclusion sur l'identification du comportement du montage d'usinage

Nous avons cherché à identifier le comportement dynamique du montage d'usinage au travers de deux essais distincts. Le premier, un essai au marteau d'impact, a permis d'analyser le comportement dynamique dans sa globalité. On observe dans ce cas que le domaine des fréquences de sollicitations lors d'un essai de perçage se situe bien en dessous de la fréquence propre du système. De plus, nous avons constaté que l'effet de raideur est prédominant sur l'inertie et l'amortissement. Le deuxième essai, réalisé lors d'un perçage instrumenté en effort et en déplacement, nous permet de confirmer la raideur identifiée lors du premier essai. Au travers des deux essais menés, nous avons donc identifié les paramètres dynamiques décrivant le comportement du montage d'usinage (Tableau III-14).

	Propriété	Valeur	Unité
Montage Pièce	Masse	125	(kg)
	Raideur	250	(N/µm)
	Amortissement	21	(N.s/mm)

Tableau III-14 : Paramètres dynamiques du montage d'usinage.

Afin de prendre en compte le comportement de la totalité de la Machine, il faut ensuite identifier le comportement de la broche et du porte-outil.

III-4-2. Comportement de la broche et du porte-outil

Pour l'identification des paramètres dynamiques de l'ensemble supérieur, c'est-à-dire de la broche et du porte-outil, à l'image de la procédure utilisée précédemment, nous comparons les résultats obtenus par deux méthodes différentes : la première est un essai au marteau d'impact sur le système ; la deuxième consiste à déterminer les déplacements dus à la dynamique du système lors d'un essai en perçage.

A. Identification dynamique

Nous procédons tout d'abord à un essai de sonnage sur l'ensemble supérieur de la machine. Nous disposons un premier accéléromètre en bout d'outil et un deuxième accéléromètre sur le rotor de la broche (Figure III-40). Nous procédons ensuite à une série d'essais au marteau d'impact à l'extrémité de l'outil. Nous récupérons durant l'essai les données des accéléromètres et du marteau d'impact (Figure III-41).

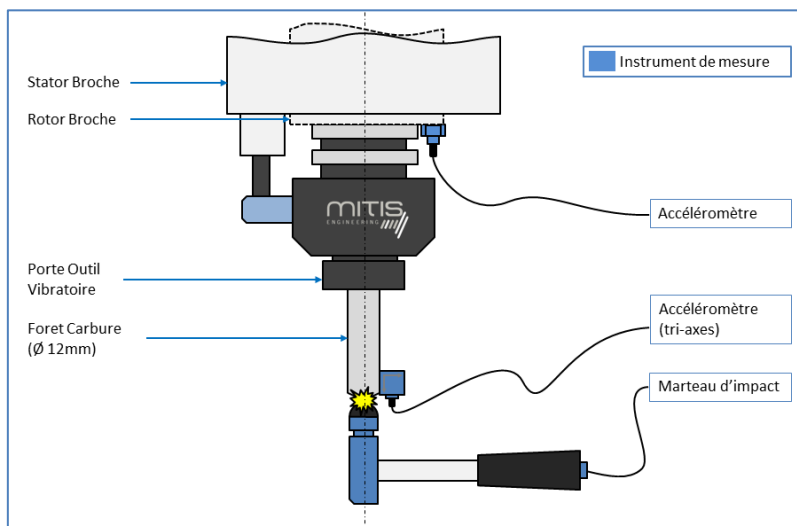


Figure III-40 : Montage pour les essais d'impact de la broche et du porte-outil.

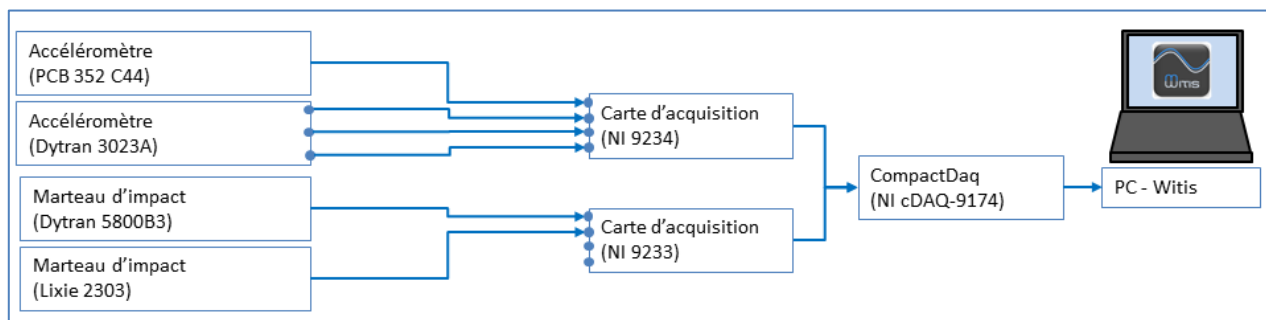


Figure III-41: Chaîne d'acquisition pour les essais d'impact de la broche et du porte-outil.

A-a. Résultats

Le nombre d'éléments roulants n'étant pas identique entre les roulements à 3 et 5 lobes, il convient d'identifier le comportement des deux porte-outils. Les données présentées ici correspondent à la mesure de la réponse dynamique pour le porte-outil à assistance vibratoire muni d'un roulement à 5 lobes monté en broche.

La sollicitation mesurée par le marteau d'impact et la réponse mesurée par l'accéléromètre de la broche, nous permettent de tracer la fonction de réponse en fréquence du système (Figure III-42).

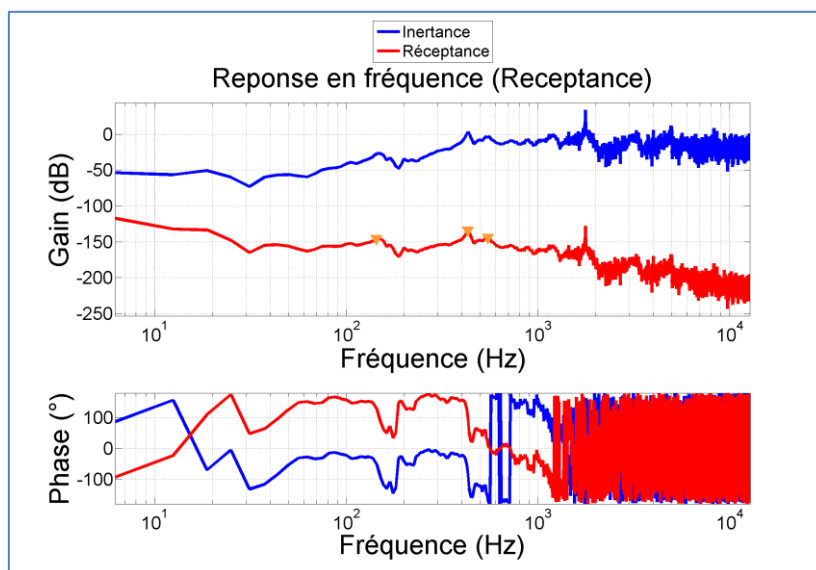


Figure III-42: Fonction de réponse en fréquence de la broche et du porte-outil.

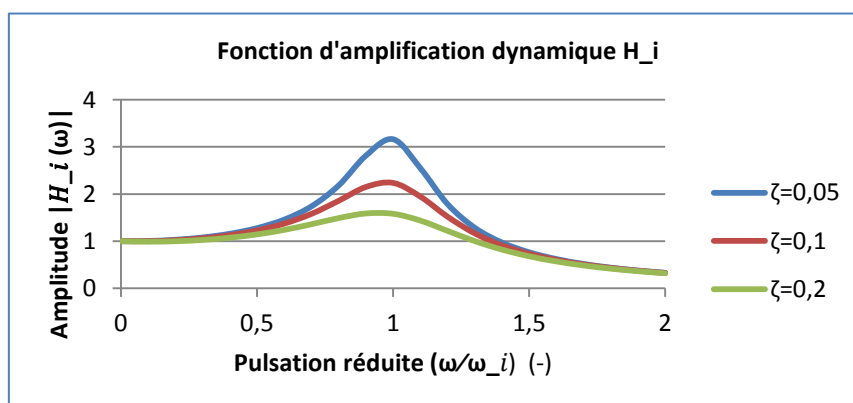
La Figure III-42 représente les spectres d'amplitude et de phase de la réponse en fréquence de l'ensemble formé par le porte-outil et la broche. Le signal en bleu représente l'inertance qui est le rapport entre la réponse en accélération et la sollicitation imposée. Le signal en rouge représente la réceptance qui est le rapport entre la réponse en déplacement et la sollicitation imposée. On identifie sur le tracé de la fonction de réponse en fréquence des maxima locaux correspondant aux modes propres du système (Tableau III-15).

Mode n°	Fréquence (Hz)
1	144
2	431
3	550

Tableau III-15 : Identification des fréquences propres du système.

En effectuant un sondage de la broche après avoir retiré le porte-outil, on retrouve également deux fréquences propres voisines des deux premières valeurs. Ces fréquences correspondent respectivement à l'axe \vec{Z} de la machine et au rotor de la broche. La troisième fréquence identifiée varie en fonction du porte-outil mis en broche, elle semble donc correspondre au porte-outil.

En analysant chaque mode propre, il est possible d'identifier l'amortissement dans le domaine fréquentiel. Celui-ci est observable à travers la fonction d'amplification du spectre d'amplitude (Figure III-43). La fonction admet des maxima locaux aux pulsations de résonance ($\omega_{r,i}$) dont la forme est donnée par le taux d'amortissement (Équation III-9).


 Figure III-43 : Identification du taux d'amortissement et de la pulsation de résonance associés au $i^{\text{ème}}$ mode propre.

$$|H_i(\omega_{r,i})| = \frac{1}{2 \cdot \zeta_i \cdot \sqrt{1 - \zeta_i^2}} \quad \text{Équation III-9}$$

Le maximum est atteint à la pulsation de résonance qui nous permet de retrouver la pulsion associée au mode propre (Équation III-10).

$$\omega_{r,i} = \omega_i \cdot \sqrt{1 - \zeta_i^2} \quad \text{Équation III-10}$$

A-b. Conclusions

L'analyse de la réponse en fréquence nous permet d'identifier trois modes propres dont on peut déterminer la fréquence et le taux d'amortissement (Tableau III-16).

	Fréquence propre (Hz)	Facteur d'amplification (-)	Taux d'amortissement (-)
Axe machine	144	4.13	0.12
Broche	431	28.29	0.017
Porte-Outil	550	2.05	0.24

Tableau III-16 : Fréquence propre et taux d'amortissement des différents éléments de l'ensemble formé par le porte-outil et la broche.

Nous identifions ici une fréquence propre due au comportement dynamique de l'axe machine selon \vec{Z} . A la vue de ce résultat, la question de la prise en compte du comportement de l'axe dans le modèle se pose. Cependant l'identification de la raideur de l'axe et l'estimation de la masse mobile demeurent complexes. Nous continuerons à considérer le mouvement de l'axe comme parfait (conforme à la commande).

B. Identification en perçage

Pour intégrer dans le modèle le comportement en rotation du porte-outil et de la broche, l'identification en perçage apparait bien plus pertinente qu'une identification en statique (cf. Annexe 3). On dispose la platine de mesure d'efforts et les deux capteurs de déplacements, de façon similaire à ce qui a été fait pour l'identification statique. L'un des deux capteurs de déplacement est disposé de façon à mesurer le déplacement du rotor de la broche par rapport au stator, l'autre de façon à mesurer le déplacement de l'extrémité du porte-outil par rapport au stator broche (Figure III-44).

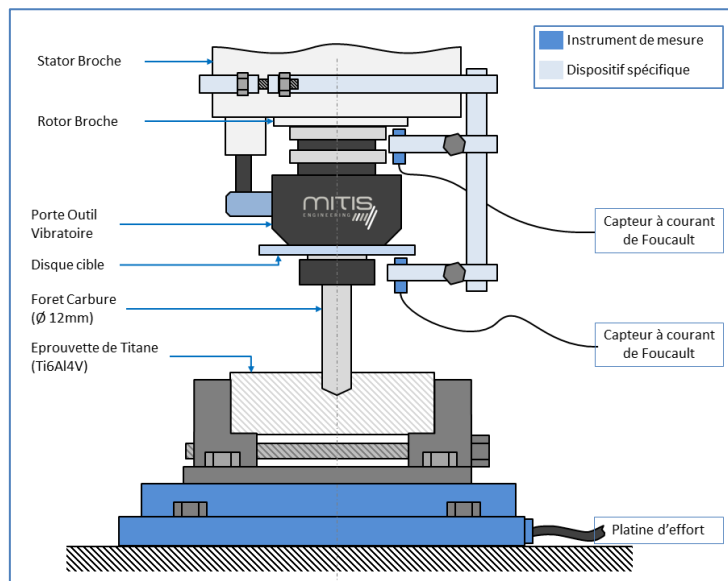


Figure III-44 : Montage pour l'identification de la raideur de la broche et du porte-outil en perçage.

B-a. Résultats de mesure

A l'issue de l'essai, nous récupérons une mesure de l'effort axial et deux mesures de déplacements (Figure III-45).

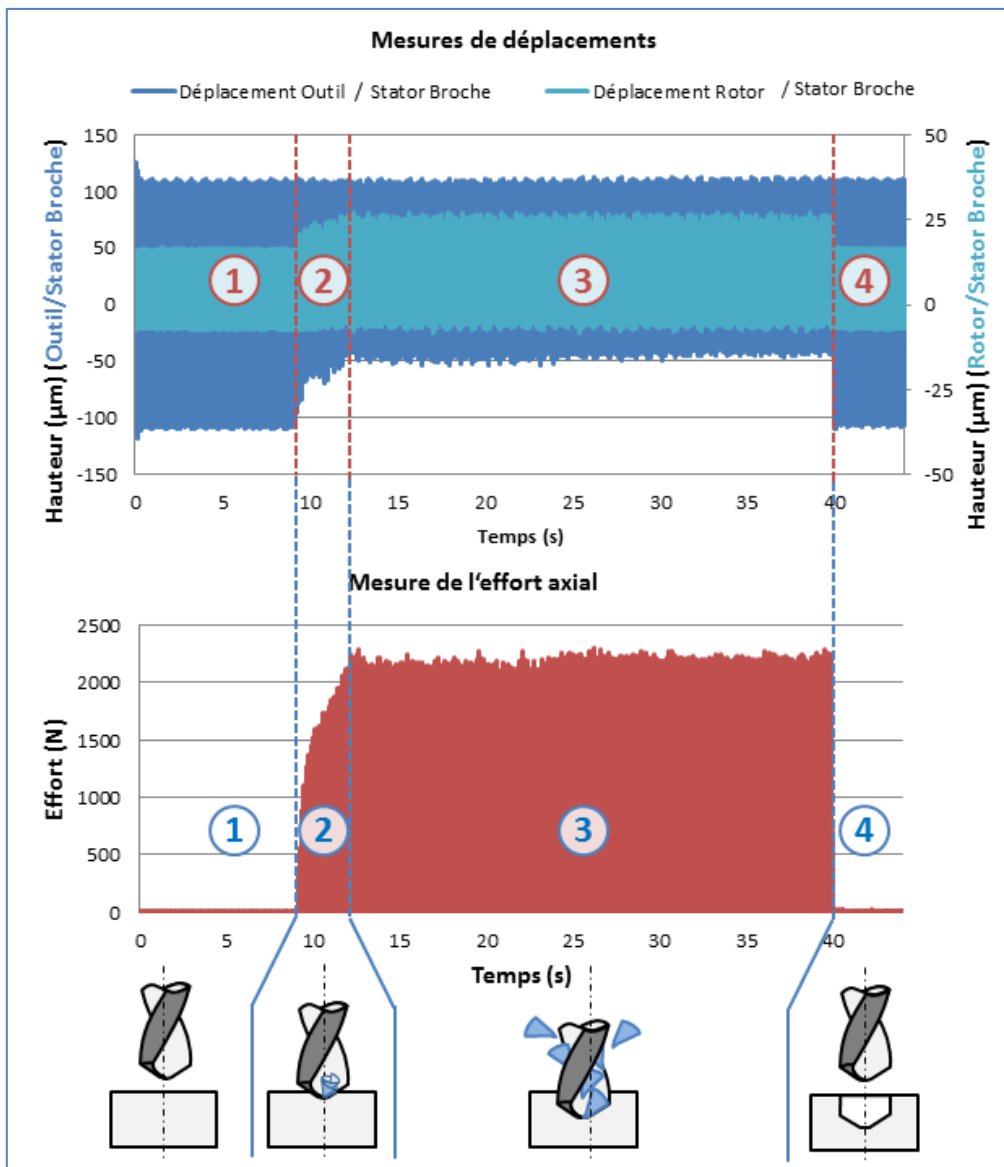


Figure III-45 : Signaux d'efforts et de déplacements mesurés dans le cadre de l'identification de la raideur de la broche et du porte-outil. (Outil 1 – 5 lobes_f0.06-A0.2)

On observe sur la Figure III-45, 4 phases correspondant à quatre étapes du perçage, qui est ici non débouchant. Par la suite, nous nommerons les différentes phases observables dans le signal de la façon suivante :

1. Phase Hors-Matière (HM) : l'outil tourne à vide, il n'est pas encore au contact de la matière. Il n'y a donc pas encore sollicitation ;
2. Phase de pénétration : la pointe de l'outil pénètre progressivement dans la matière. Les sollicitations croissent avec l'engagement de l'outil ;
3. Phase de perçage Pleine-Matière (PM) : le perçage est dans un régime constant durant lequel les sollicitations sont régulières et répétables dans le temps ;
4. Phase de retrait : l'outil sort de la matière, il n'y a plus de sollicitation.

L'observation du déplacement de l'outil par rapport au stator broche nous permet de remarquer que l'amplitude à vide correspond à l'amplitude réglée sur le vernier du porte-outil. Dès que l'outil pénètre la

matière, on constate une perte d'amplitude d'environ 28%. On comprend à nouveau la nécessité de tenir compte de la souplesse des éléments machine dans la modélisation du procédé. Lors de la phase de retrait, l'amplitude retrouve sa valeur initiale.

En observant la mesure de déplacement du rotor de la broche par rapport au stator, on note une oscillation axiale durant la phase hors matière (à une fréquence égale à la fréquence de rotation), alors que la broche ne devrait pas se déplacer. Cela est dû au défaut de forme de la surface mesurée et/ou du battement axial de la broche. En effet, la surface ciblée par le capteur n'est pas rectifiée, contrairement au disque cible en bout de porte-outil. Lorsque la broche tourne, le capteur mesure donc le défaut géométrique du nez de broche. Durant le perçage on observe une modification de l'oscillation, il y a donc un déplacement supplémentaire lorsqu'il y a sollicitation en bout d'outil. Ce déplacement est dû au comportement dynamique de la broche.

B-b. Comportement dynamique de la broche

La mesure du capteur de déplacement disposé en face du rotor de la broche nous permet directement d'obtenir le déplacement de la broche synchronisé avec la mesure de l'effort. Pour ne garder que la mesure du déplacement dû au comportement dynamique de la broche, une solution consiste à soustraire dans le domaine temporel le signal mesuré durant le perçage (PM) et le signal à vide (HM) (Équation III-11) (Figure III-46).

$$Z_{2|1} = Z_{2|1}(PM) - Z_{2|1}(HM)$$

Équation III-11

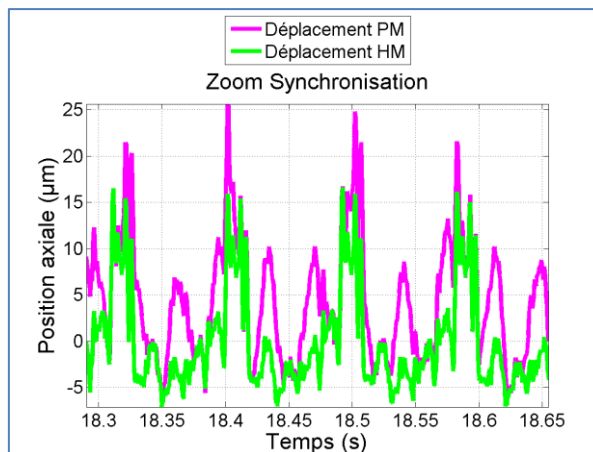


Figure III-46 : Synchronisation du défaut de forme entre le signal pleine-matière et le signal hors-matière.

L'écart calculé entre le signal pleine-matière et le signal hors-matière correspond donc à la réponse dynamique de la broche. En superposant le signal d'effort mesuré durant le perçage avec l'écart calculé (Figure III-47), on observe une évolution similaire des deux signaux.

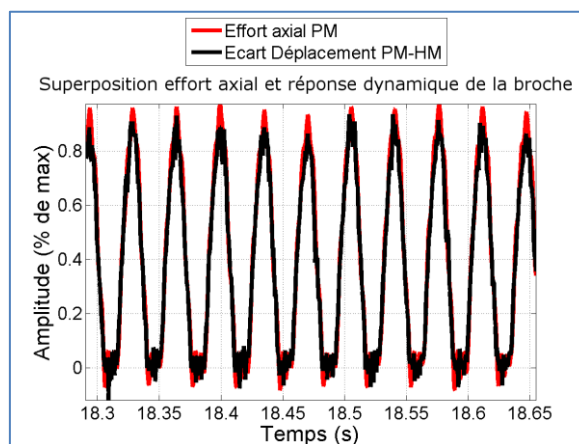


Figure III-47 : Superposition de l'effort mesuré durant le perçage et de la réponse dynamique calculée de la broche.

Le tracé du déplacement ($Z_{2|1}$) en fonction de l'effort axial permet d'estimer la raideur de la broche (Figure III-48). On observe ainsi que les points évoluent de façon quasi-linéaire.. On note dans ce cas, une raideur de 200 N/ μm .

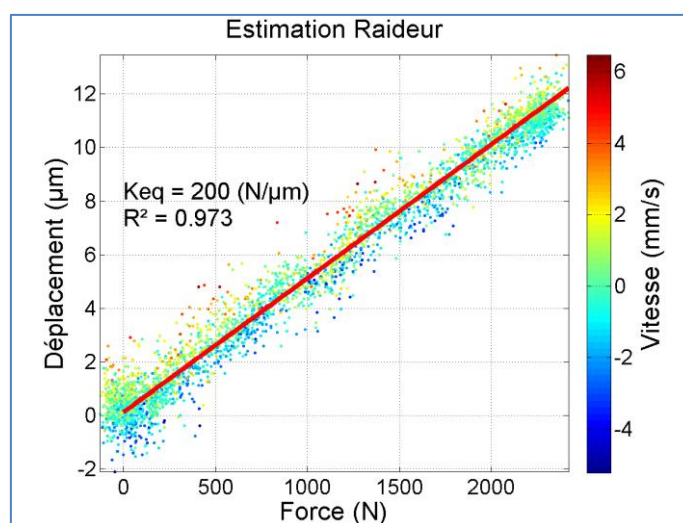


Figure III-48 : Estimation de la raideur broche à partir d'un essai.

La raideur de la broche peut également être approximée plus globalement en analysant le déplacement moyen mesuré en fonction de l'effort axial moyen sur l'ensemble des essais (Figure III-49). La pente de la courbe permet de retrouver une valeur de raideur proche du résultat précédent. La valeur retenue (200N/ μm) est obtenue en moyennant les résultats de la première méthode sur plusieurs essais.

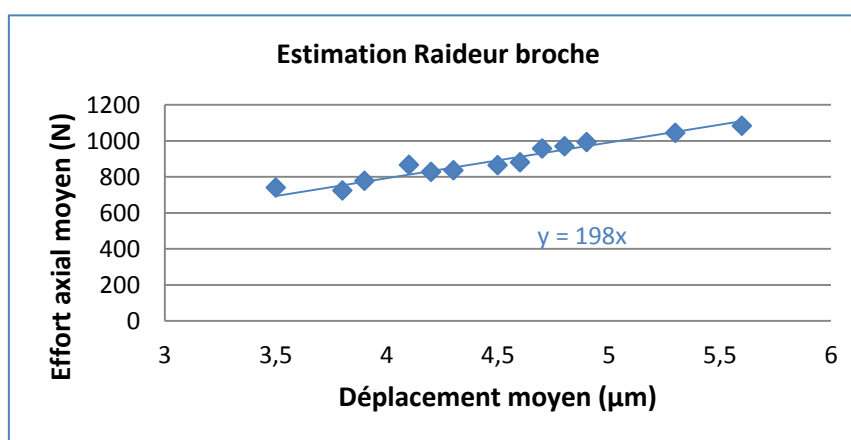


Figure III-49 : Evaluation de la raideur de la broche à partir de l'ensemble des essais.

B-c. Comportement dynamique du Porte-Outil

L'identification du comportement du porte-outil est plus complexe. En effet, contrairement à la broche, le porte-outil génère un mouvement axial. Il faut donc parvenir à dissocier le mouvement généré et la perte (ou l'amplification) dynamique (Équation III-12). En négligeant l'effet inertiel, cela peut être fait en soustrayant le signal mesuré hors-matière au signal mesuré durant le perçage. En effet, tant que l'outil n'est pas au contact de la matière, l'oscillation fournie par le porte-outil correspond à l'oscillation réglée (Figure III-50). Mais la mesure effectuée correspond au déplacement de l'outil par rapport au bâti ($Z_{4|1}$). Pour ne conserver que la perte d'amplitude du porte-outil, il faut également soustraire la perte d'amplitude liée à la souplesse de la broche. Pour obtenir le déplacement dynamique de l'outil par rapport à la broche ($Z_{4|3A}$), il faut donc soustraire à la mesure faite durant le perçage ($Z_{4|1}(PM)$), le déplacement du porte-outil à vide ($Z_{4|1}(HM)$) et le déplacement de la broche ($Z_{2|1}$)

$$Z_{4|2} = Z_{4|3A} + Z_{3A|2} = \frac{A}{2} \cdot \sin(\omega \cdot t) + Z_{3A|2}$$

Équation III-12

$$Z_{4|3A} = Z_{4|2}(HM)$$

Équation III-13

$$Z_{3A|2} = Z_{4|1} - Z_{2|1} - Z_{4|3A}$$

Équation III-14

$$Z_{4|3A} = \left(Z_{4|1}(PM) - Z_{2|1}(PM) \right) - \left(Z_{4|1}(HM) - Z_{2|1}(HM) \right)$$

Équation III-15

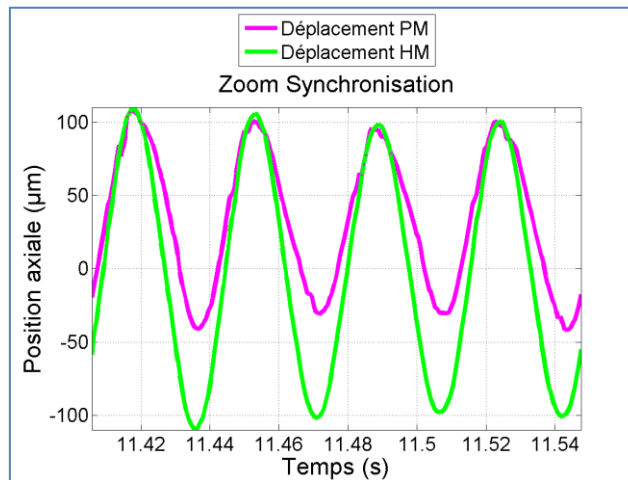


Figure III-50 : Reconstruction du déplacement dynamique du porte-outil par rapport à la broche.

La Figure III-50 représente la synchronisation du déplacement relatif ($Z_{4|2}$) de l'outil par rapport à la broche entre les phases pleine-matière et hors matière. On constate que dans le cas où l'on crée une situation de coupe discontinue, l'oscillation reprend sa forme à vide dès qu'il n'y a plus de sollicitation.

L'évolution du déplacement dû à la souplesse du dispositif en fonction de l'effort axial permet d'estimer la raideur du porte-outil de la même façon que précédemment (Figure III-51).

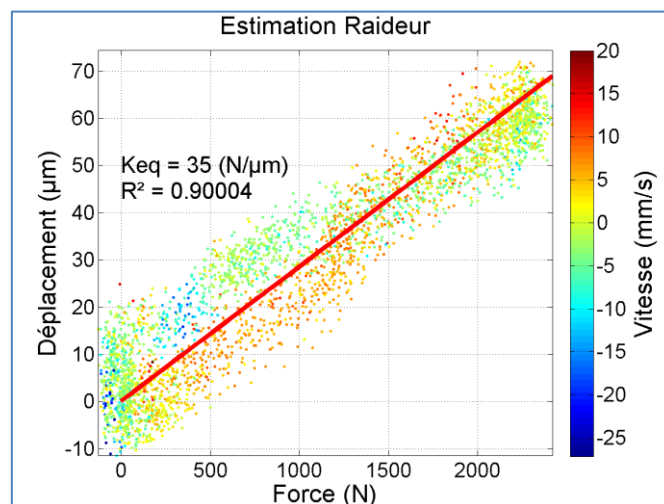


Figure III-51 : Estimation de la raideur globale du porte-outil.

En reconduisant la même opération plusieurs fois sur les différents porte-outils vibratoires, on constate que la raideur est différente en fonction du nombre d'éléments roulants dans les roulements. Ainsi le porte-outil équipé en bagues ondulées à 3 lobes et 3 billes apparaît être plus souple que le porte-outil équipé en bagues à 5 lobes (Tableau III-17).

Porte-Outil	Raideur	Unité
PG 8040 à 5 lobes	16	(N/μm)
PG 8040 à 3 lobes	35	(N/μm)

Tableau III-17 : Identification de la raideur des porte-outils

On retrouve également cette tendance au travers des différents essais en observant l'effort moyen mesuré en fonction du déplacement moyen calculé (Figure III-52).

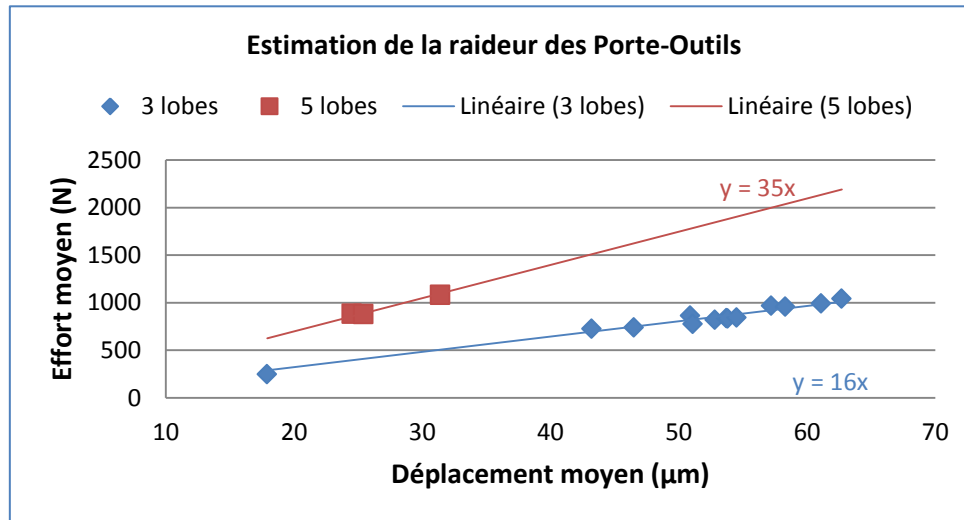


Figure III-52 : Estimation de la raideur des porte-outils à assistance vibratoire.

B-d. Bilan de l'identification en perçage

Les essais en perçage permettent de retrouver les valeurs des raideurs des dispositifs vibratoires en fonctionnement. On constate que ces valeurs sont inférieures à celles observées en statique (Annexe 3). Le modèle étant conçu pour simuler le procédé, la raideur en perçage paraît donc plus pertinente que la raideur statique. Nous prendrons donc en compte cette valeur.

Les essais en rotation ont été faits en perçage. Dans le cadre d'une utilisation industrielle du modèle, il serait préférable de procéder à un essai non-destructif, afin de ne réaliser un essai dans les conditions réelles qu'une fois le bon jeu de paramètres opératoires identifié. L'utilisation d'un excitateur mécanique entre la pièce et l'outil serait une solution préférable. Un montage spécifique tel que celui employé dans les essais en statique (Annexe 3), pourrait permettre d'utiliser le porte-outil comme excitateur mécanique. Des voies d'améliorations du protocole d'identification sont donc à envisager.

C. Conclusion sur l'identification du comportement de la broche et du porte-outil

Au travers de deux expérimentations différentes, nous avons cherché à identifier le comportement dynamique de la broche et du porte-outil.

Tout d'abord on constate que le domaine fréquentiel de travail est situé bien en dessous des fréquences propres du porte-outil et de la broche. Dans ce domaine de basse fréquence, les effets dynamiques sont minimes. On se situe donc dans un domaine de travail quasi-statique.

L'identification de l'amortissement a été réalisée en statique. Or on constate des écarts entre les valeurs de raideurs en statique et en perçage (cf. Annexe 3). Il se peut donc qu'il en soit de même pour les valeurs de l'amortissement. Cependant l'effet de l'amortissement est bien moins important que l'effet de la raideur. L'erreur commise est donc négligeable.

Au final nous considérons que la partie supérieure de la machine peut être décrite par les paramètres suivants :

	Masse (kg)	Raideur (N/ μ m)	Amortissement (N.s/mm)
Broche	32	200	2.72
Porte-Outil à 5 lobes	2.4	35	4.4
Porte-Outil à 3 lobes	2.4	16	4.4

Tableau III-18: Paramètres dynamiques de la broche et du porte-outil.

III-4-3. Conclusion sur l'identification du comportement dynamique de la Machine

Pour identifier le comportement dynamique de la Machine, nous avons procédé à deux types d'essais : des essais de sonnage au marteau d'impact pour identifier l'amortissement du système et des essais en perçage pour identifier les raideurs des éléments constituant le système.

Les essais de sonnage permettent également d'étudier les fréquences propres du système. Nous observons ainsi que la zone de travail que nous explorerons par la suite se situe en dessous des fréquences propres susceptibles d'exciter le système de façon chaotique. Le domaine de travail est assimilable à un domaine quasi-statique.

Les essais en perçage permettent de mesurer la raideur effective des éléments constitutifs de la machine en fonctionnement. On identifie ainsi le comportement de trois ensembles : la broche, le porte-outil et le montage d'usinage. On constate que les raideurs de la broche et du montage d'usinage sont voisines et génèrent des déplacements de l'ordre de 10 μ m. La machine et le montage d'usinage sont habituellement considérés comme infiniment rigides. On observe, au travers de ces manipulations, que cette hypothèse entraîne une erreur d'estimation de l'amplitude effective d'environ 5 à 10 %. Le porte-outil apparaît être l'élément le plus souple dans la chaîne formant l'élément « Machine ». La raideur est environ 10 fois inférieure à la raideur de la broche et du montage. Cette souplesse entraîne une perte d'amplitude des oscillations comprise entre 10 et 30%.

L'effet d'inertie et d'amortissement étant bien moins important que l'effet de la raideur, il serait tentant de simplifier le système à un ensemble de ressorts en série. Ce système pourrait lui-même être simplifié à un ressort de raideur équivalente. L'identification serait alors grandement simplifiée. Cependant, le contexte industriel nécessite de pouvoir identifier la contribution de chaque élément, pour adapter au mieux les moyens matériels. De plus, un second objectif est l'adaptabilité du modèle à des environnements plus souple que l'on rencontre dans l'industrie tel que les robots ou les UPAs. Dans ce cas-là, le travail ne s'effectue plus nécessairement dans un domaine quasi-statique et il est alors nécessaire de prendre en compte la totalité du comportement dynamique du système usinant.

Une interrogation se pose sur la prise en compte du comportement de l'axe machine. Nous le considérons comme rigide et délivrant un déplacement conforme à la consigne. Cependant les essais menés dans le cadre de l'identification dynamique de la machine montrent qu'il pourrait jouer un rôle sur le comportement de l'ensemble. Pour des applications avec de plus grandes vitesses de rotation (petits diamètres, matériaux plus ductiles), la fréquence de sollicitation de la machine pourrait avoisiner la fréquence propre de l'axe machine. La prise en compte du comportement de cet axe serait donc une amélioration nécessaire.

III-5. Conclusions sur l'identification de l'environnement

Le modèle développé dans ces travaux permet de prendre en compte l'environnement dans lequel est mis en œuvre le procédé. Nous considérons dans cet environnement trois composantes : l'outil, la pièce et la machine qu'il faut caractériser.

La quantification du phénomène de talonnage nécessite la connaissance fine de la géométrie de l'outil. L'identification de l'outil est une première étape qui peut être menée ex-situ. Dans ce chapitre nous confrontons les données théoriques de conception et la mesure optique de l'outil. Nous constatons des écarts entre ces deux approches. La source de cet écart pourrait être due à la répétabilité de la production à la capacité réelle des machines d'affûtage, ou au recalage des mesures. Nous avons choisi de considérer des valeurs identifiées sur le modèle de conception.

L'identification des interactions mécaniques entre la pièce et l'outil, nécessite de faire travailler l'outil en conditions réelles. Il est nécessaire de réaliser une opération de perçage avec un outil et une éprouvette représentatifs. Le comportement de la coupe en perçage conventionnel ne permet pas de décrire l'ensemble des phénomènes observables en perçage assisté par vibrations. Il est donc nécessaire d'observer et de mesurer le comportement lors d'essais en perçage assisté par vibrations. Pour s'affranchir du comportement de la machine, les essais doivent être menés dans un environnement « Machine » préalablement identifié ou instrumenté. En réalisant des essais de perçage sur des avant-trous, il est possible d'étudier dans un premier temps le comportement de la coupe seule. L'analyse des données de l'effort axial permet d'identifier les paramètres empiriques nécessaires au modèle d'effort de coupe. Les essais de perçage en pleine matière permettent ensuite de cumuler les phénomènes de coupe et de talonnage. Il est alors possible d'identifier les paramètres empiriques du modèle d'effort en talonnage.

Les modules traitant les interactions outil-matière reposent sur des hypothèses qui nécessiteraient des investigations plus poussées. Il serait ainsi intéressant d'observer les hauteurs de coupe et des surfaces lors d'un procédé de coupe dynamique pour comprendre le comportement exact de la coupe. Le modèle de coupe utilisé dans ces travaux ne permet pas de décrire la forme exacte des signaux d'efforts. Des travaux sur l'identification d'une loi de coupe adaptée au perçage assisté par vibrations permettraient d'améliorer le modèle. Le talonnage au centre de l'outil nécessiterait également une étude approfondie pour comprendre les modes de déformation de la matière générés par un tel phénomène.

Les déplacements et les efforts en jeu ne permettent plus de considérer l'ensemble « Machine » comme infiniment rigide. La modélisation proposée considère des souplesses dans la chaîne formée par la Machine entre la pièce et l'outil. L'identification des amortissements et des raideurs nécessite la mise en œuvre de deux types d'essais différents. Un essai d'impact permet, au travers de la réponse du système, de déterminer l'amortissement. Un essai en perçage permet ensuite d'évaluer la raideur à partir de la mesure des déplacements et des efforts. Le déploiement d'une telle méthode est fastidieux. L'utilisation de la modélisation dans un cadre industriel nécessiterait une simplification de l'identification du comportement Machine.

Les essais présentés dans ce chapitre ont donc permis d'identifier l'environnement « Pièce-Outil-Machine » du procédé. Il convient maintenant d'évaluer les capacités du modèle en confrontant les simulations à des résultats d'essais.

Chapitre IV : Confrontation expérimentale

Le modèle développé dans le Chapitre II permet de simuler le comportement du procédé de perçage assisté par vibrations en tenant compte de l'environnement Pièce-Outil-Machine. Nous avons vu dans le Chapitre III comment identifier les paramètres décrivant cet environnement. A ce stade, il est donc possible de faire fonctionner le modèle de façon prédictive. Pour tester la justesse de ce dernier, il est nécessaire de comparer ces simulations avec les résultats expérimentaux obtenus dans l'environnement décrit et analysé au chapitre précédent.

Dans ce chapitre, nous effectuerons tout d'abord une comparaison entre un modèle analytique purement cinématique et les résultats d'essais sur le critère de fractionnement des copeaux. Cela nous permettra de mettre en lumière expérimentalement les limites d'une modélisation purement cinématique.

Nous chercherons ensuite à vérifier l'hypothèse selon laquelle la source de ces écarts réside principalement dans le comportement dynamique de l'ensemble Machine. Pour valider le modèle développé, les données issues de la simulation sont confrontées à la mesure et à l'observation expérimentale. La comparaison est faite sur 3 critères principaux :

- La détermination de l'effort axial en bout d'outil ;
- Les déplacements des éléments constituant la machine ;
- La prédiction du fractionnement des copeaux.

Les capacités prédictives du modèle seront ainsi évaluées.

Enfin, nous chercherons à tester la fiabilité du modèle en évaluant l'effet d'une modification d'un élément de l'environnement « Pièce-Outil-Machine » sur le résultat de la simulation. Le montage en porte-à-faux d'une pièce de faible épaisseur nous permet de modifier la raideur de l'élément « Machine ». Cette configuration d'essais très souple permet d'évaluer la capacité de transposition du modèle dynamique d'un environnement à un autre.

IV-1. Comparaison modèle cinématique et expérience

L'intérêt majeur du procédé de perçage assisté par vibrations forcées à basses fréquences est de garantir le fractionnement des copeaux générés. Un des enjeux de la modélisation est alors la détermination des conditions opératoires permettant le fractionnement. Dans ce paragraphe, les capacités de prédiction du fractionnement d'un modèle basé sur des considérations purement cinématiques sont évaluées. Nous comparerons la limite de fractionnement donnée par un modèle purement cinématique avec la limite identifiée expérimentalement.

Nous cherchons ainsi à vérifier l'hypothèse du comportement dynamique avancée par Ledref et Jallageas (Ledref 2014; Jallageas 2013) sur laquelle repose notre modélisation. En effet, ces auteurs ont supposé qu'au regard des efforts et des déplacements en jeu lors de la mise en place du procédé, les éléments constitutifs de l'ensemble « Machine » ne peuvent plus être considérés comme infiniment rigides. Ils remarquent un écart entre le modèle cinématique permettant de prédire le fractionnement des copeaux et les copeaux réellement obtenus à l'issue d'essais.

Nous cherchons donc dans un premier temps à quantifier cet écart entre le modèle cinématique et les essais pour l'environnement Pièce-Outil-Matière étudié. Nous analysons ensuite la perte apparente d'amplitude due au comportement dynamique.

IV-1-1. Conditions cinématiques permettant le fractionnement

Le modèle développé nous permet d'étudier l'influence des paramètres opératoires sur le comportement du procédé. Dans ce paragraphe, les conditions cinématiques permettant le fractionnement théorique des copeaux sont étudiées en considérant :

- La machine infiniment rigide avec une cinématique parfaite ;
- Une coupe plastiquement parfaite ($h_{refus} = 0$).

L'étude de la hauteur de coupe en fonction des conditions opératoires fournit des informations intéressantes sur le comportement du procédé. La hauteur de coupe est un paramètre qui varie en fonction du temps. Afin d'analyser simplement l'influence des conditions de coupe, l'évolution des extrema de hauteur de coupe et le taux de coupe sont étudiés.

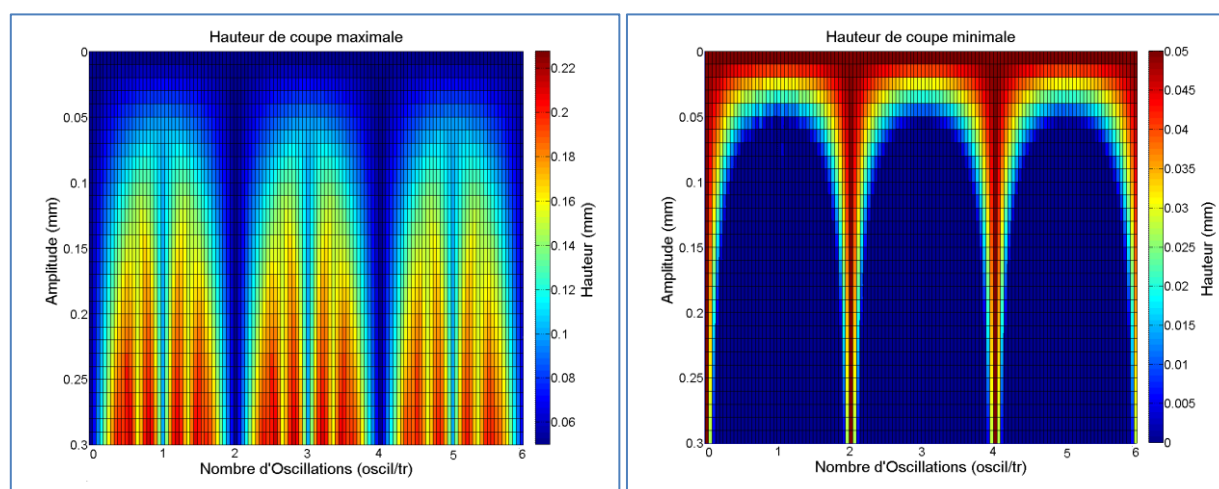


Figure IV-1 : Evolution des extrema de la hauteur de coupe en fonction du nombre d'oscillations et de l'amplitude. (Cinématique – Outil 1_f0.1-Wxxx-Axxx)

L'observation de l'évolution des extrema de la hauteur de coupe nous permet de comprendre l'influence du nombre d'oscillations et de l'amplitude des oscillations sur le comportement de la coupe (Figure IV-1). On observe tout d'abord que le comportement du procédé dépend grandement du nombre d'oscillations par tour. Pour un nombre d'oscillations multiple du nombre de dents de l'outil (2,4,6), on constate que les extrema de la hauteur de coupe axiale restent constants et égaux même si l'amplitude augmente. Cela

s'explique par le fait que quelle que soit l'amplitude, il n'y a plus de déphasage entre les passages de dents successifs, donc plus de variation de la hauteur de coupe. Pour les autres valeurs du nombre d'oscillations, on constate que l'augmentation de l'amplitude des vibrations entraîne une augmentation de la hauteur de coupe maximale et une diminution de la hauteur minimale jusqu'à atteindre zéro (outil sortant de la matière). On remarque que le choix du nombre d'oscillations par tour influence grandement l'amplitude minimale permettant d'obtenir une interruption de la coupe. Ainsi, un nombre d'oscillations égal à un multiple du nombre d'arêtes plus un ($W = k \cdot N_z + 1$) permet le fractionnement théorique des copeaux pour une amplitude minimale.

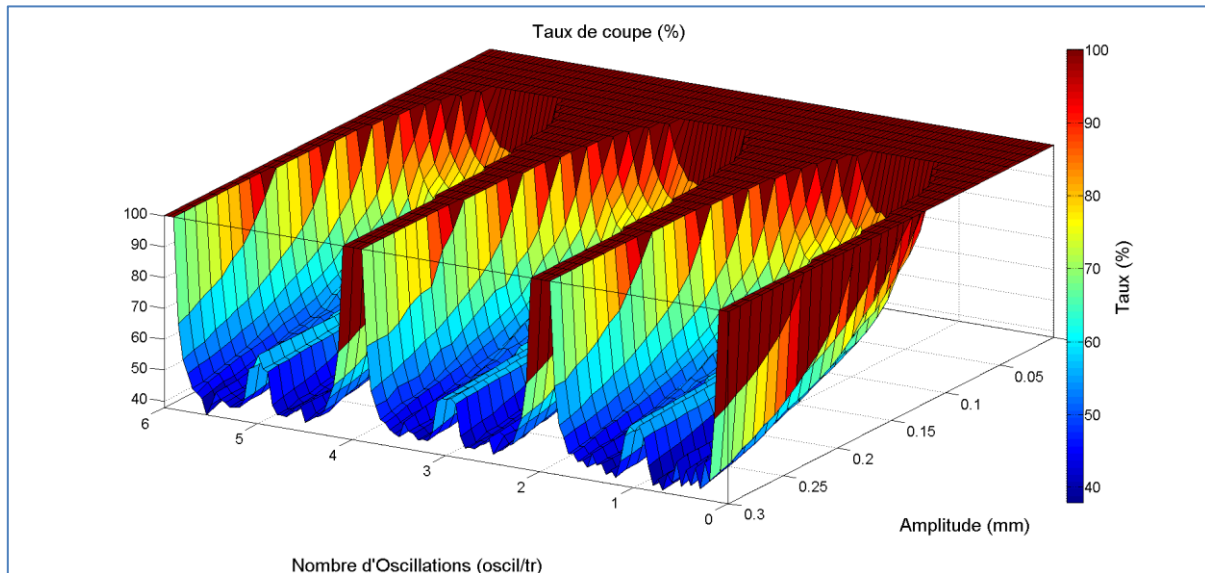


Figure IV-2 : Evolution du taux de coupe en fonction du nombre d'oscillations et de l'amplitude.
(Cinématique – Outil 1_f0.1-Wxxx-Axxx)

A partir du taux de coupe, on peut également étudier la présence de coupe continue ou discontinue (Figure IV-2). Un taux de coupe de 100% signifie qu'il n'y a pas d'interruption de la coupe. On observe alors que certaines fréquences ne génèrent pas de coupe discontinue. A nouveau, pour un nombre d'oscillations multiple du nombre de dents de l'outil, il n'y a pas de déphasage entre les passages d'arêtes. Pour les autres fréquences, il est possible de faire baisser le taux de coupe en augmentant l'amplitude des oscillations.

En observant la limite entre le domaine de coupe continue et le domaine de coupe discontinue, on retombe ainsi sur les résultats de fractionnement théorique donnés par la formule de Zhang et Wang (Zhang & Wang 1998) (Équation I-15). Cette formule peut être étendue à un nombre d'arêtes (N_z) différent de 2 (Équation IV-1).

$$a_{limite} = \frac{A_{limite}}{f_z} = \frac{1}{\left| \sin\left(\frac{W \cdot \pi}{N_z}\right) \right|} \quad \text{Équation IV-1}$$

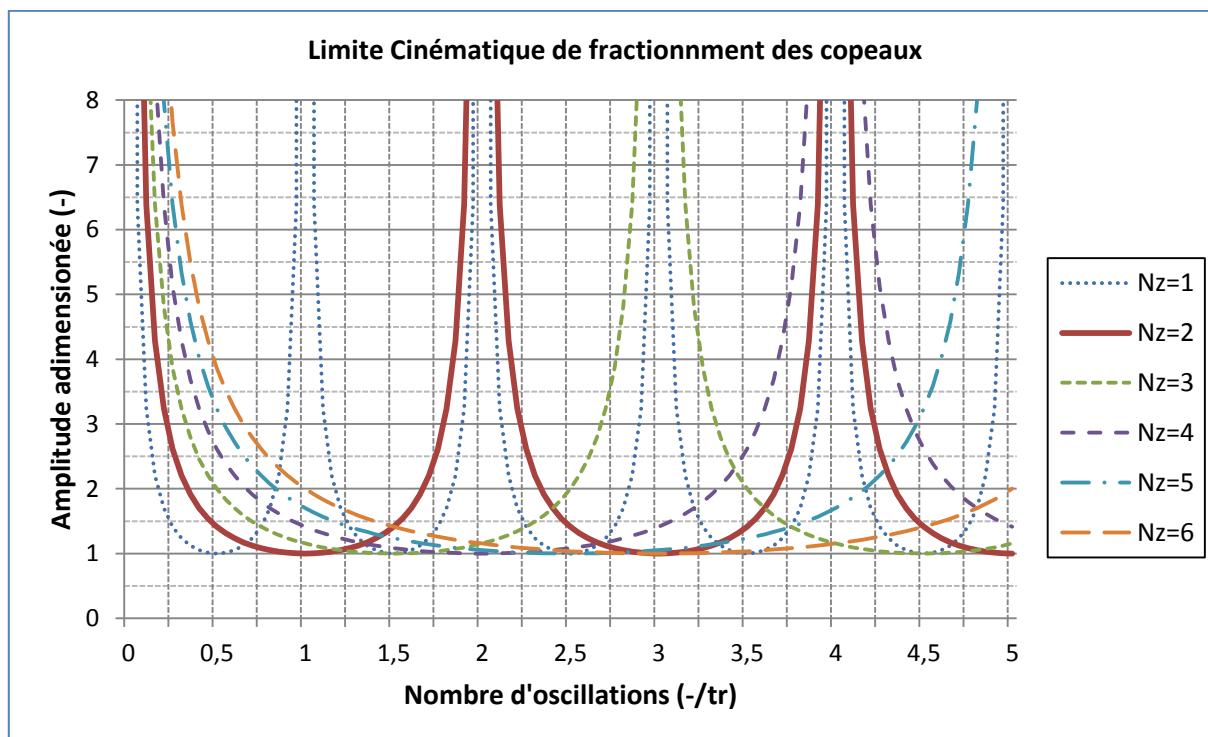


Figure IV-3 : Limite de fractionnement théorique des copeaux en fonction du nombre d'oscillation par tour.

La Figure IV-3 représente l'amplitude adimensionnée (a_{limite}) minimale permettant l'interruption de la coupe, en fonction du nombre d'oscillations par tour d'outil (W). L'amplitude adimensionnée est définie comme étant le rapport de l'amplitude des oscillations sur l'avance par dent. Les différentes courbes représentent ces limites pour des nombres de dents (N_z) différents. Graphiquement, pour chaque configuration, les paramètres opératoires sous la courbe génèrent une coupe continue, et les paramètres au-dessus de la courbe génèrent une coupe discontinue. On observe ainsi que le choix du nombre d'oscillations des dispositifs vibratoires étudiés (1,5 ; 2,5 et 3,5) permet de définir des configurations permettant le fractionnement des copeaux quel que soit le nombre de dents de l'outil et avec une amplitude adimensionnée faible.

IV-1-1. Exploration du plan de fractionnement expérimental

Comme expliqué précédemment (III-1-3.A), le nombre de fréquences vibratoires disponibles avec les dispositifs étudiés est limité. Il ne nous est donc pas possible d'étudier l'influence de la fréquence sur le fractionnement. Nous nous concentrerons donc sur l'influence des paramètres d'avance et d'amplitude. Nous étudierons ainsi les conditions de fractionnement dans un plan Avance-Amplitude. Cette première comparaison n'est présentée que pour l'outil 1.

A. Montage expérimental

Pour ces essais, nous nous plaçons dans la configuration « Machine » identifiée au chapitre précédent (Figure IV-4). Un capteur à courant de Foucault est mis en place pour mesurer les déplacements de l'outil par rapport au stator broche ($Z_{4|1}$). L'effort axial est également relevé au moyen de la platine comprise dans le montage. Cependant, il faut noter que dans ce cas précis, la chaîne d'acquisition utilisée ne permet pas la mesure synchronisée entre le déplacement et l'effort (Figure IV-5).

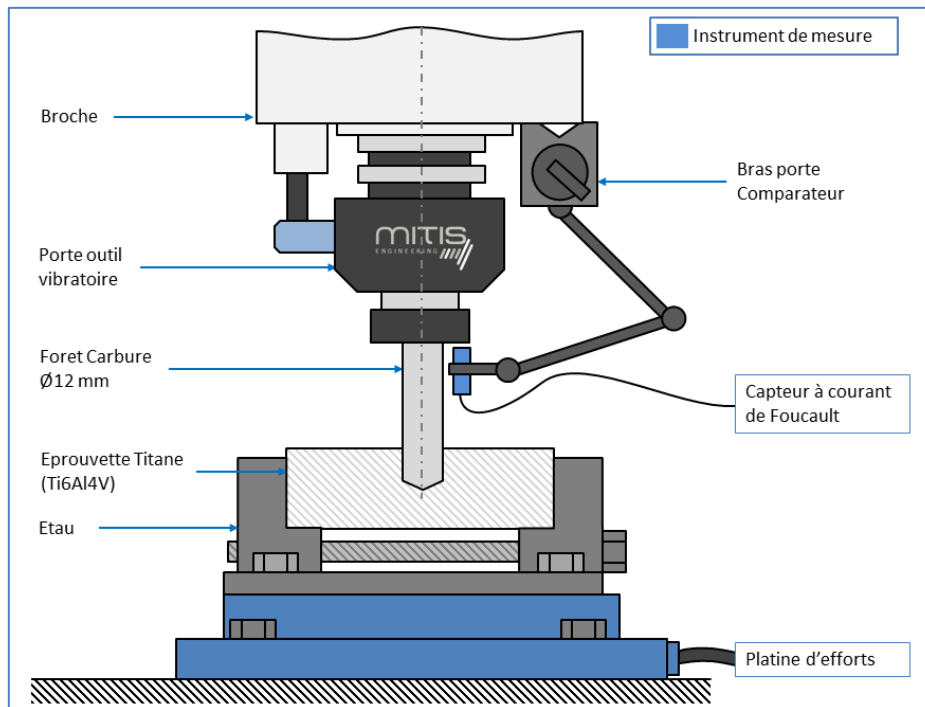


Figure IV-4 : Configuration expérimentale pour les essais comparatifs avec le modèle cinématique.

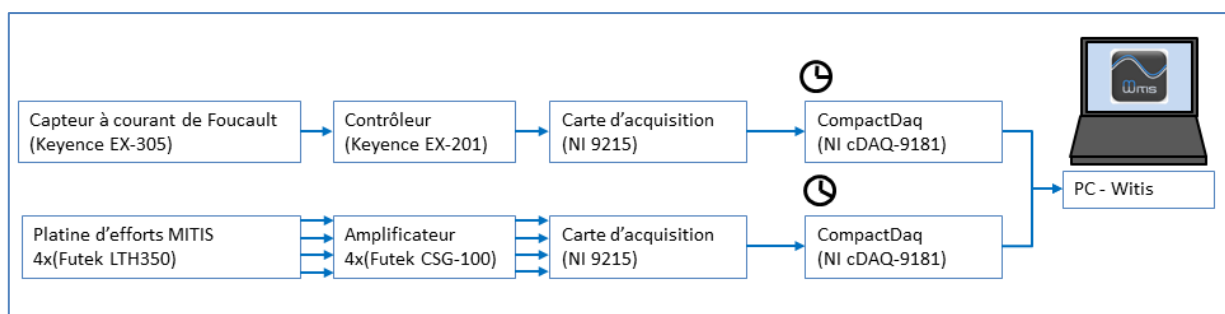


Figure IV-5 : Chaîne d'acquisition pour les essais comparatifs avec le modèle cinématique.

B. Qualification des copeaux expérimentaux

A l'issue de chaque essai réalisé, la morphologie du copeau généré doit être qualifiée. La norme NF E66 520-8 propose un tableau de classification des copeaux en fonction de leur forme et leur longueur (Annexe 4). Cela représente 17 configurations. Mais à l'issue d'un même essai, il peut y avoir différentes morphologies de copeaux en fonction de la longueur percée (Ke et al. 2005). Afin de simplifier la notation, nous considérons trois types de copeaux :

- Type I: les copeaux sont tous courts et de forme identique, comme on l'attend du procédé de perçage assisté par vibrations. Les copeaux correspondent à une portion de disque conformément à la simulation (Figure II-46). Ces copeaux correspondent aux copeaux A4, A5 et A6 de la table de la norme. Dans ce cas, il y a fragmentation, nous attribuerons à la configuration un critère de fractionnement valant 1 ;
- Type II: les copeaux sont hétérogènes en longueur ou partiellement fragmentés. La fragmentation n'est pas systématique. On obtient des copeaux de morphologies différentes. On attribue un critère de fractionnement de 0,5 ;
- Type III: les copeaux sont longs, comme ceux obtenus en perçage conventionnel (Colonnes C et D de la table de la norme). La fragmentation n'a pas lieu. On attribue un critère de fractionnement de 0 ;




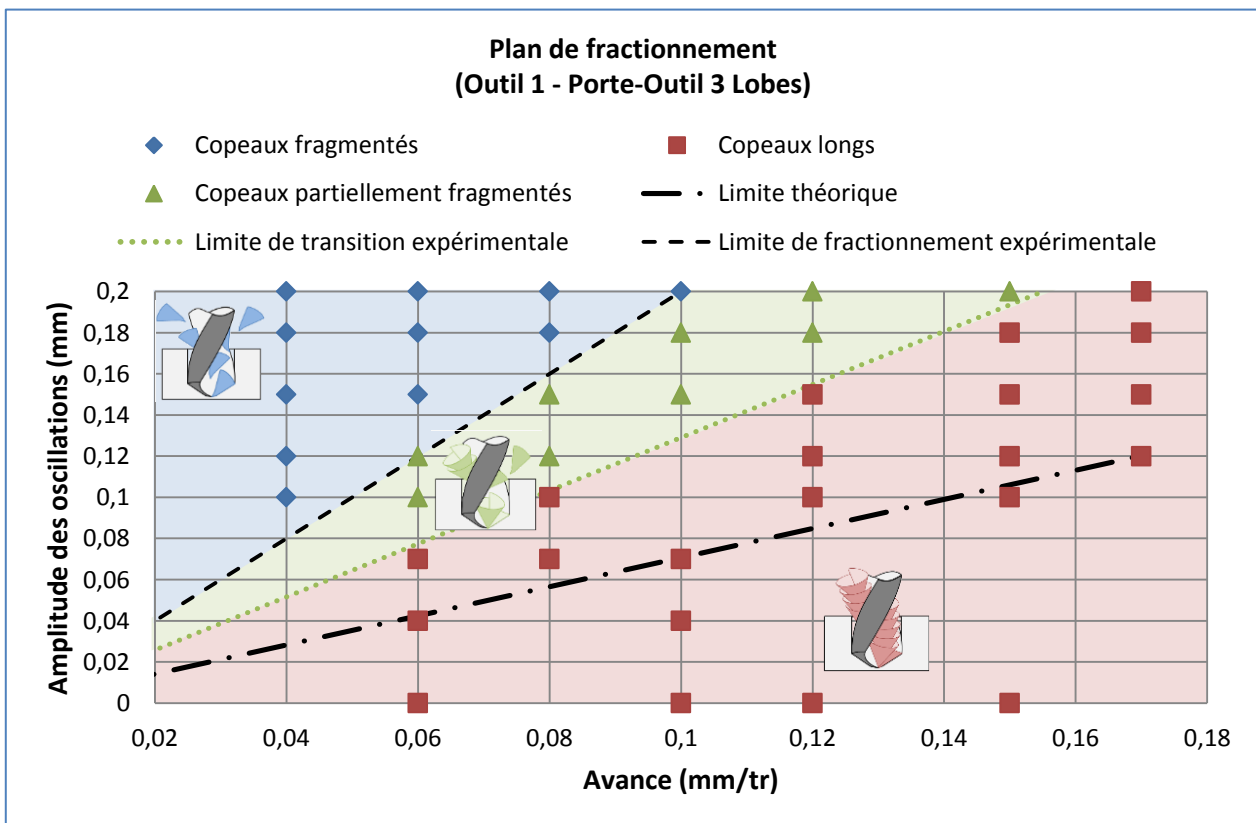
Type	I : Copeaux Courts (fractionnés)	II : Copeaux intermédiaires (partiellement fractionnés)	III : Copeaux longs (non fractionnés)
Illustration			
Description	Tous les copeaux (à l'exception des copeaux d'entrée) sont de forme similaire	Les copeaux issus du perçage sont hétérogènes : on trouve à la fois de petits copeaux, des copeaux de tailles moyennes et des copeaux partiellement fragmentés.	Les copeaux issus du perçage pleine-matière sont continus
Critère de Fractionnement	1	0.5	0

Tableau IV-1-1 : Classification des types de copeaux obtenus.

IV-1-2. Comparaison de la limite de fractionnement des copeaux

Pour comparer la limite de fractionnement donnée par le modèle cinématique et celle constatée expérimentalement, nous analysons les copeaux obtenus avec l'outil 1 monté dans le porte-outil vibratoire à 3 lobes (soit 1,5 oscillations par tour). Pour un premier aperçu, nous étudions les résultats d'une première campagne exploratoire dans le plan avance-amplitude (Figure IV-6).


 Figure IV-6 : Plan de fractionnement (amplitude, avance)
(Outil1 – 3 Lobes_N663-fxxx-Axxx)

La Figure IV-6 représente la morphologie des copeaux obtenus en fonction des paramètres d'avance et d'amplitude réglés sur la machine et le porte-outil. Le trait noir représente la limite théorique donnée par les modèles purement cinématiques qui ne considèrent que la coupe « parfaite » (Équation IV-1). On observe sur cette figure un écart important entre les limites théorique et expérimentales de fractionnement. De façon similaire aux résultats de Ledref (Ledref 2014), on constate que la limite de fractionnement expérimentale est atteinte pour des valeurs d'amplitude supérieures à la limite théorique donnée par le modèle purement cinématique et qu'il existe une zone intermédiaire où le fractionnement des copeaux n'est pas systématique. On observe également que l'amplitude minimale garantissant le fractionnement est proportionnelle à l'avance programmée. Il est donc possible de réduire la dimension de l'étude en analysant le fractionnement au regard de l'amplitude adimensionnée, déterminée comme le rapport entre l'amplitude et l'avance à la dent (Équation I-18).

$$a = \frac{A}{f_z} = \frac{A \cdot N_z}{f} \quad \text{Équation IV-2}$$

L'étude du fractionnement en fonction de l'amplitude adimensionnée permet de réduire le nombre d'essais nécessaires à l'identification de la limite. Des essais supplémentaires sont alors réalisés avec le porte-outil à 5 lobes pour étudier l'influence du dispositif sur la limite de fractionnement. Des essais sont également faits avec l'outil n°2 pour étudier l'influence de la géométrie de l'outil sur le fractionnement. Une synthèse graphique est alors proposée (Figure IV-7).

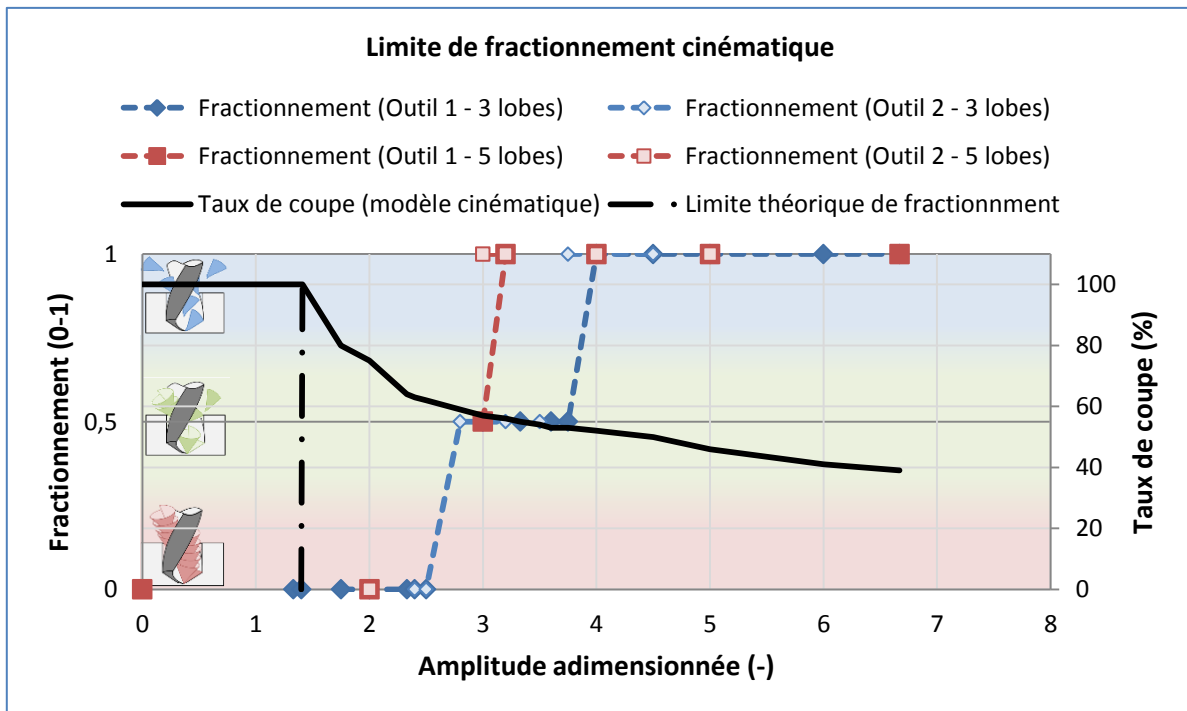


Figure IV-7 : Comparaison entre limite cinématique et expérimentale du fractionnement.

La Figure IV-7 présente l'évolution du critère de fractionnement des copeaux constaté expérimentalement, ainsi que l'évolution du taux de coupe, traduisant la continuité ou la discontinuité de la coupe, en fonction de l'amplitude adimensionnée. Le taux de coupe est calculé sur la hauteur de coupe théorique donnée par le modèle cinématique. S'il est inférieur à 100 %, cela signifie que la coupe est interrompue.

On constate tout d'abord que l'amplitude adimensionnée minimale garantissant le fractionnement (copeau type I) n'est pas la même pour le porte-outil à 3 lobes que pour le porte-outil à 5 lobes. On note également de très légers écarts entre les outils employés. En négligeant les écarts entre les deux outils employés, la valeur de l'amplitude adimensionnée minimale permettant le fractionnement est de 3,2 pour le dispositif à 2,5 oscillations par tour et de 4 pour le dispositif à 1,5 oscillation par tour. On constate que ces limites ne coïncident pas avec la limite donnée par le taux de coupe, qui correspond à la limite donnée par l'Équation

IV-1. On identifie un écart de 184 % sur la valeur de l'amplitude minimale garantissant le fractionnement pour le porte-outil à 3 lobes et de 113 % pour le porte-outil à 5 lobes.

Au travers de la comparaison des résultats expérimentaux avec les estimations d'un modèle purement cinématique sur le critère de fractionnement des copeaux, un écart important est constaté. Un tel modèle n'est pas en mesure de prédire l'amplitude minimale permettant le fractionnement. Cela confirme donc la nécessité de développer une modélisation plus fine du dispositif.

IV-1-3. Remarque sur la morphologie des copeaux

Le modèle développé permet la représentation du volume de matière coupée. Certaines études en PAV proposent de comparer la valeur du secteur angulaire des copeaux (Figure IV-8) à la valeur du secteur angulaire balayé lors des phases de coupe.

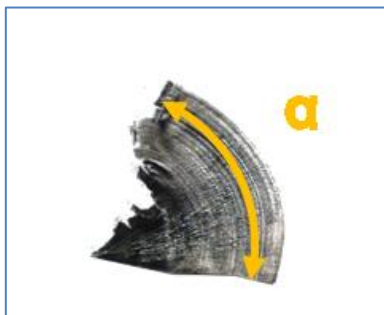


Figure IV-8 : Angle des copeaux vibratoires.

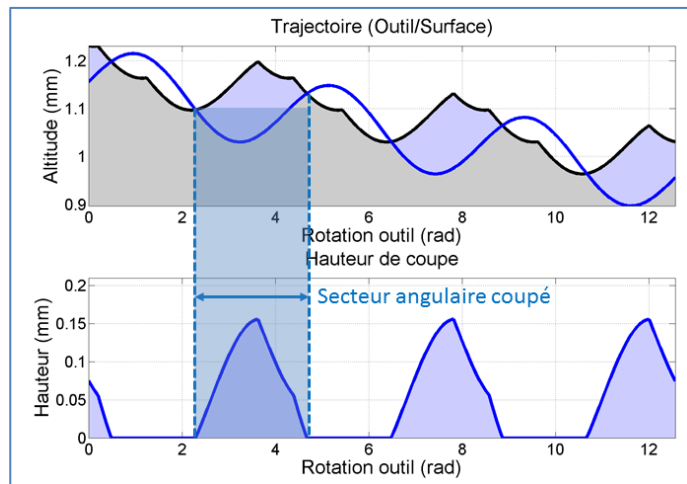


Figure IV-9 : Illustration du secteur angulaire coupé. (Cinématique_f0.1-W1.5-A0.15)

Dans le cadre de la comparaison entre le modèle cinématique et l'expérience, nous réalisons plusieurs essais avec le dispositif à 3 lobes et l'outil 1. On effectue une mesure comparative pour quelques configurations opératoires différentes :

Configuration	Essai		Simulation	
	Morphologie	Angle	Morphologie	Angle
f=0.1 mm/tr W=1.5 -/tr A=0.15 mm		110°±5°		138°
f=0.1 mm/tr W=1.5 -/tr A=0.15 mm		85°±5°		112°
f=0.1 mm/tr W=1.5 -/tr A=0.15 mm		85°±5°		112°

Tableau IV-2 : Comparaison du secteur angulaire coupé avec l'angle des copeaux.

On constate une erreur de l'ordre de 30 % sur l'estimation de la valeur du secteur angulaire du copeau. La valeur de l'angle de matière coupée, simulé par le modèle cinématique, est systématiquement supérieure à la valeur de l'angle du copeau collecté.

Cet écart ne peut se justifier par le comportement dynamique de la machine. En effet, nous venons d'observer que le taux de coupe effectif est supérieur au taux de coupe simulé cinématiquement (cf. Figure IV-7). Or le secteur angulaire coupé est proportionnel au taux de coupe (Équation IV-3). Donc la prise en compte du comportement dynamique du système usinant conduirait à l'augmentation du secteur angulaire coupé. L'erreur entre l'expérience et le modèle augmente davantage (comme illustré sur la Figure IV-10, sur laquelle est également représentée l'évolution du secteur angulaire simulé à partir de la mesure des déplacements relevés lors des essais).

$$\Delta\theta_{coupe} = \frac{360 \cdot \tau_c}{100 \cdot W} \quad \text{Équation IV-3}$$

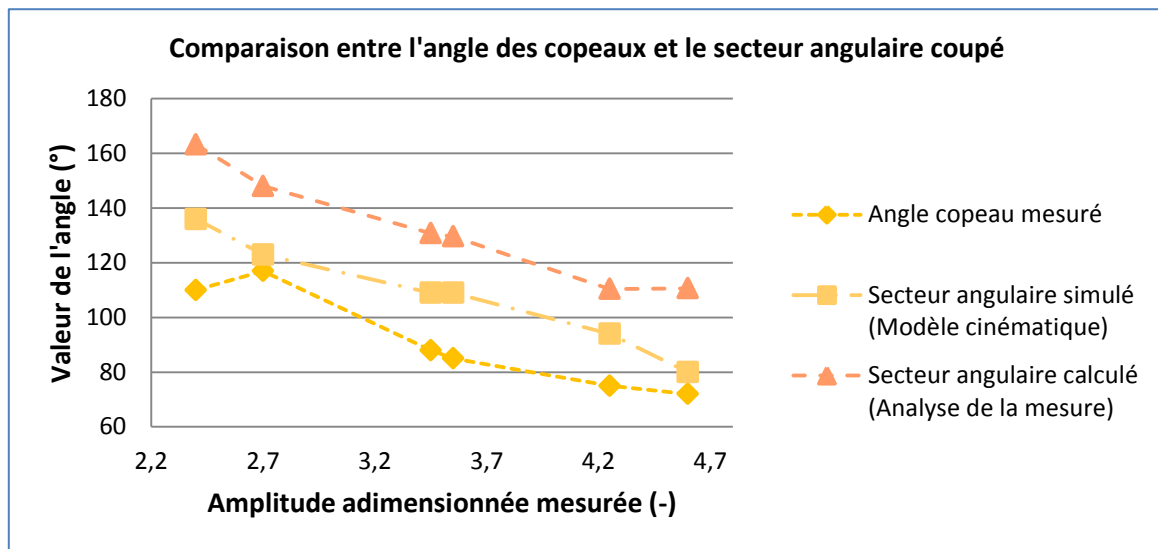
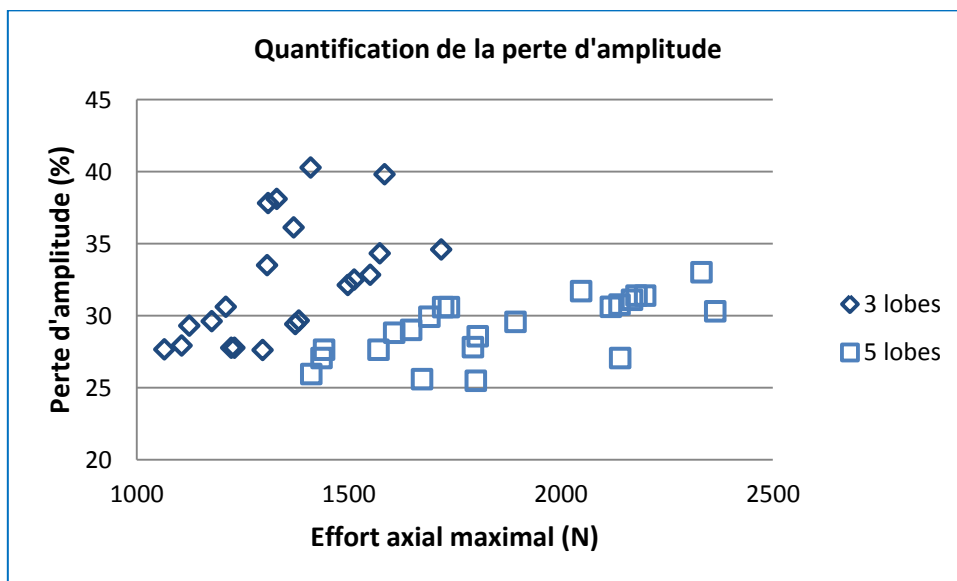
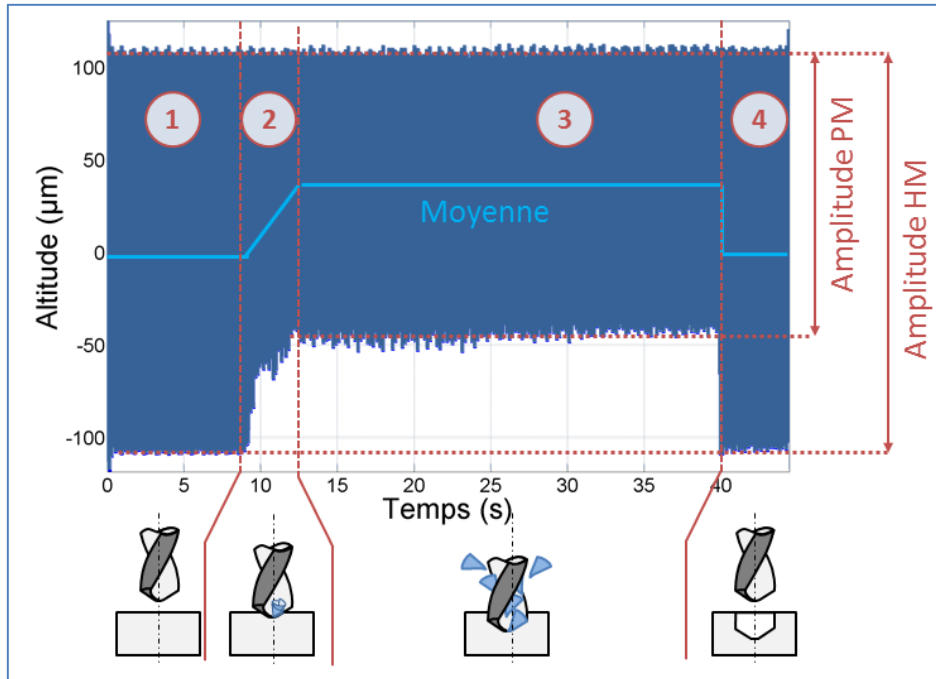


Figure IV-10 : Comparaison entre angle des copeaux et secteur angulaire coupé.

Cette erreur est certainement due à la déformation très importante de la matière coupée dans les zones de cisaillement primaire et secondaire. De ce fait, on note un rétrécissement du secteur angulaire du copeau formé et une augmentation de l'épaisseur de ce dernier par rapport au copeau simulé. La modélisation géométrique des copeaux nécessiterait la prise en compte de la déformation de la matière lors des phases de cisaillements primaires et secondaires. La forme exacte des copeaux n'est donc pas un bon critère de comparaison pour le modèle proposé.

IV-1-4. Evaluation du comportement dynamique

Pour quantifier l'écart observé entre modèle et expérience, attribuable au comportement dynamique de l'ensemble « Machine », une analyse des déplacements des différents composants est réalisée au moyen des capteurs à courant de Foucault, comme cela a été fait pour l'identification de la raideur de la broche et du porte-outil en perçage (III-4-2.B). On observe ainsi, sur les signaux d'essais (Figure III-45 et Figure IV-11), un changement de l'oscillation fournie par le porte-outil lorsque celui-ci est sous charge. Ce changement entraîne un déplacement moyen de l'outil par rapport au stator de la broche (Figure III-49 et Figure III-52) et une perte d'amplitude apparente (Figure IV-12).



Les sollicitations mécaniques en bout d'outil entraînent donc une perte apparente d'amplitude significative. L'oscillation relative entre la pièce et l'outil est inférieure à celle programmée sur le porte-outil. On constate une perte d'amplitude moyenne d'environ 30%. On remarque également que la perte d'amplitude est plus importante pour le porte-outil à 3 lobes que pour le porte-outil à 5 lobes.

La différence de comportement entre les deux porte-outils vient certainement de la différence de raideur axiale entre ces deux dispositifs. Cela peut s'expliquer par le nombre différent d'éléments roulants dans le roulement constituant la came. L'effort, reparti sur un plus grand nombre d'éléments, conduit à une pression de Hertz moins importante au niveau de chaque contact bille-piste de roulement. Sur la came à 3 lobes et 3 billes, les points de contact moins nombreux entraineraient une déformation locale plus importante que dans le cas d'une came à 5 lobes et 5 billes.

IV-1-5. Bilan

Il ressort de cette première comparaison qu'il y a un écart important entre le modèle cinématique du procédé et les résultats expérimentaux. Un tel modèle ne permet donc pas de nous guider précisément dans la détermination des paramètres opératoires permettant le bon fonctionnement du procédé.

Il a été montré que cet écart est dépendant de l'environnement Pièce-Outil-Machine dans lequel est appliqué le procédé. On observe également, au travers des mesures d'efforts et de déplacements, qu'une grande partie de cet écart peut être expliquée par le comportement dynamique du dispositif usinant. Cela met donc en évidence la nécessité de la prise en compte de cet environnement dans la modélisation du procédé.

IV-2. Comparaison modèle dynamique et expérience

Un modèle construit sur des considérations purement cinématiques ne permet pas de guider avec précision dans le choix des paramètres opératoires pour la mise en œuvre du procédé. Il est nécessaire de tenir compte de l'Outil employé, de la Pièce et surtout de la Machine employée.

L'identification de l'environnement d'essais permet de tenir compte de la géométrie de l'outil, du matériau percé et de la raideur du système usinant dans la modélisation. Le modèle est alors en mesure d'explorer le domaine d'essais. Les données du modèle peuvent être comparées aux données expérimentales.

Le modèle développé permet de prédire le comportement du procédé au travers de critères pouvant être mesurés (Figure IV-13). Ces sorties du modèle sont :

- La morphologie des copeaux. Celle-ci peut être qualifiée par observation des copeaux à l'issue de l'opération ;
- La réponse dynamique du système usinant. Elle nécessite la mise en place de capteurs pour la mesure des déplacements des composants du système usinant ;
- L'effort axial en bout d'outil. Celui-ci peut être mesuré au moyen d'un dispositif de mesure tel une platine d'efforts ;
- La zone de talonnage sur la dépouille de l'outil. Elle peut être observée sur l'outil à l'issue d'essais répétés dans les mêmes conditions ;

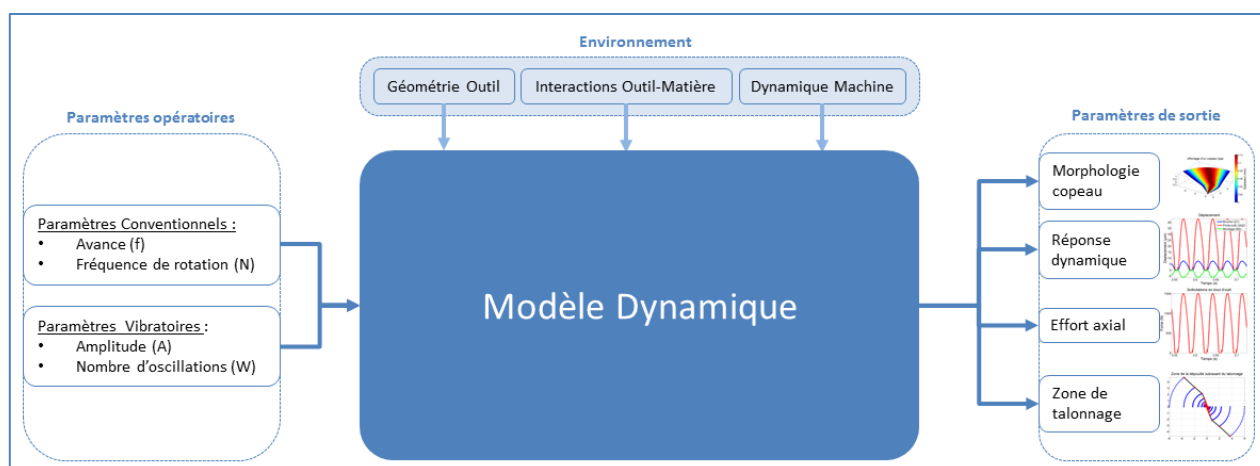


Figure IV-13 : Sorties du modèle développé

IV-2-1. Protocole expérimental

La confrontation entre modèle et expérience nécessite donc la mise en place d'une instrumentation en déplacement et en effort. Ne pouvant pas mesurer directement la position relative outil/pièce, le choix a été fait de mesurer deux déplacements. Le déplacement du porte-outil par rapport au stator de la broche ($Z_{4|2}$) est obtenu à l'aide d'un capteur à courant de Foucault disposé entre l'écrou du porte-pince et le stator de la broche. Il est donc émise l'hypothèse que le mouvement du bout d'outil par rapport à la broche est identique à celui du porte-outil. Le déplacement de la pièce par rapport au bâti ($Z_{5|0}$) est relevé à l'aide d'un second capteur placé entre la pièce et la table de la machine (Figure IV-14). L'addition de ces deux déplacements et de l'avance linéaire de la machine permet de déduire le déplacement relatif outil/pièce. Les efforts sont mesurés via la platine intégrée dans le montage de la pièce. L'ensemble des mesures est réalisé de façon synchronisée, à une fréquence d'acquisition de 2kHz (Figure IV-15).

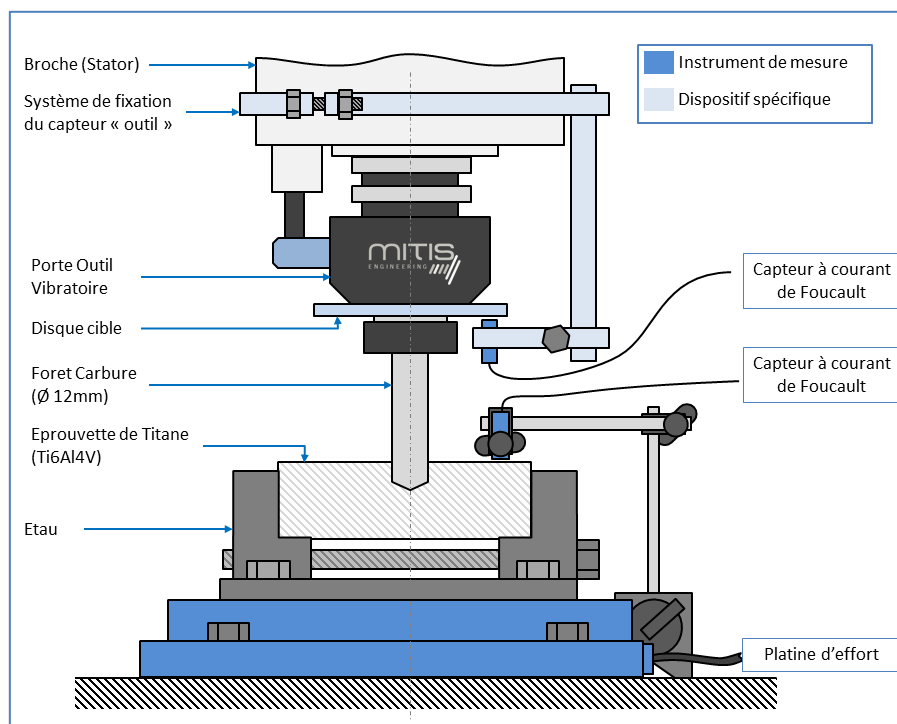


Figure IV-14 : Configuration expérimentale pour les essais comparatifs avec le modèle dynamique.

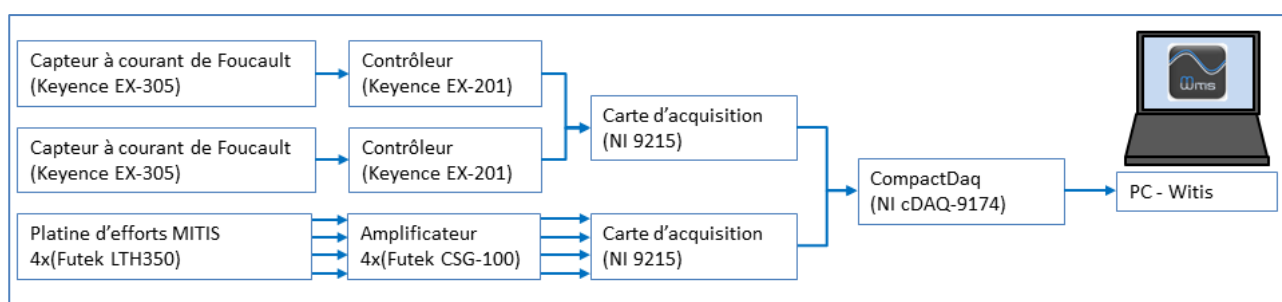


Figure IV-15 : Chaîne d'acquisition des essais comparatifs avec le modèle dynamique.

IV-2-2. Observations préliminaires

Avant de comparer des résultats issus du modèle avec les données expérimentales, il convient de faire quelques remarques. En effet, l'analyse des résultats expérimentaux nous permet de faire quelques observations intéressantes sur le déroulement du procédé.

A. Mesure des oscillations

La mesure du déplacement effectué entre la pince de l'outil et le stator broche permet d'observer les oscillations de l'outil par rapport à la broche ($Z_{4|1}$). Ces oscillations résultent de la sommation de l'oscillation générée par le dispositif et des déplacements dus aux souplesses du roulement du porte-outil et des roulements de la broche. L'analyse de ces signaux permet de faire quelques observations.

A-a. Fréquence d'oscillation

L'analyse spectrale de l'oscillation (Figure IV-16) permet d'observer les fréquences des oscillations mesurées.

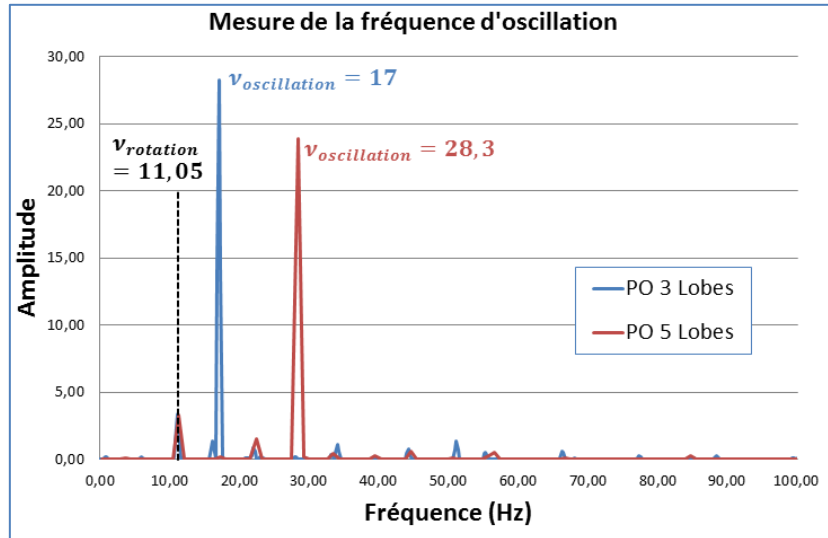


Figure IV-16 : Détermination expérimentale du nombre d'oscillations par tour.
(Outil 1 – 3 lobes_f0.08-A0.12)
(Outil 2 – 5 lobes_f0.08-A0.12)

La Figure IV-16 représente la transformée de Fourier de deux mesures d'oscillations. On observe sur chaque courbe un pic de fréquence correspondant à la fréquence d'oscillation. On remarque ensuite un second pic présent sur les deux courbes qui correspond à la fréquence de rotation de la broche. Cela est dû au défaut de forme de la surface utilisée comme cible pour le capteur de déplacement, qui revient à chaque tour de broche. On observe enfin des harmoniques de ces deux fréquences, de faibles amplitudes devant la fréquence d'oscillation.

On peut alors constater que la fréquence d'oscillation ne correspond pas exactement à la fréquence déterminée à partir des données géométriques des porte-outils (voir II-2-1). On se rend compte que le nombre d'oscillations n'est pas de 1,5 pour le porte-outil 3 lobes et de 2,5 pour le porte-outil 5 lobes mais respectivement 1,54 et 2,56 oscillations par tour. Pour estimer au mieux le comportement du procédé, il convient donc de réaliser les simulations avec ces valeurs de fréquence.

A-b. Traitement

La Figure IV-16 permet de constater que la mesure de déplacement est entachée du défaut de forme de la surface de mesure. Afin de ne garder que l'information de l'oscillation, il est possible d'éliminer le défaut de forme par un filtrage en fréquence. Dans ce cas précis, un filtrage passe-bande de la fréquence de rotation et de ses harmoniques est effectué (Figure IV-17).

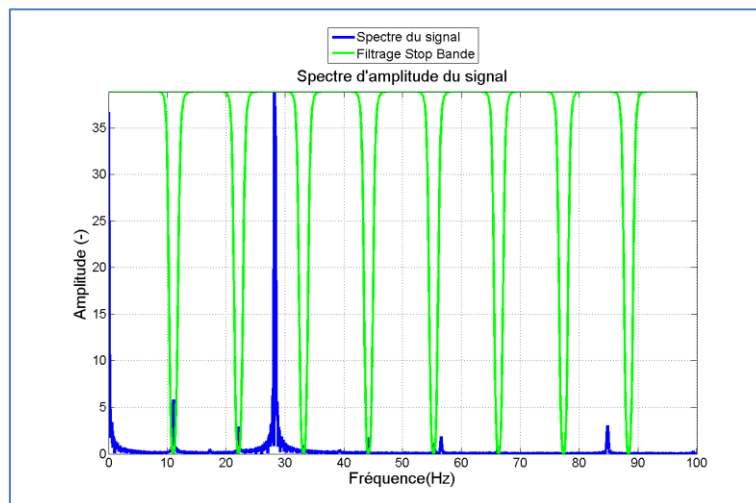


Figure IV-17 : Filtrage du défaut de forme de la surface de mesure.

A-c. Forme des oscillations

La mesure de l'oscillation dans le domaine temporel permet d'observer la forme des oscillations. La mesure de déplacement à vide, lorsque l'outil est hors matière, permet d'observer l'oscillation délivrée par le dispositif vibratoire sans la contribution de la dynamique de la machine (on néglige l'effet inertiel) (Figure IV-18).

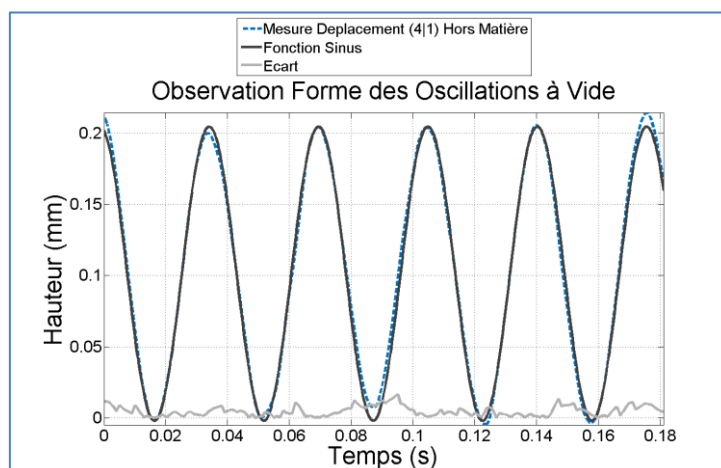


Figure IV-18 : Observation sur la forme des oscillations à vide.

(Outil 1-5 Lobes_f0.08-A0.2)

(Cinématique-Outil 1_f0.08-W2.56-A0.207)

La Figure IV-18 représente la superposition de la mesure de déplacement à vide et d'une fonction sinusoïdale d'amplitude et de fréquence équivalente ($A = 207 \mu\text{m}$ et $W = 2,56 \text{ osc./tr}$). On observe des irrégularités dans la forme des oscillations. L'amplitude sur chaque période n'est pas strictement constante. On constate un léger écart de forme. Cela est dû à la forme même des cames, pièce mécanique, qui est entachée d'une erreur de fabrication. En raison de cet écart, l'amplitude crête à crête du signal, dans ce cas de $231 \mu\text{m}$, n'est donc pas représentative de l'oscillation. Afin de définir les oscillations, nous parlerons par la suite d'amplitude moyenne qui correspond à la différence entre la moyenne des maxima locaux et la moyenne des minima locaux sur chaque oscillation. L'amplitude moyenne relevée à vide est ici de $207 \mu\text{m}$. Lors des phases de perçage en pleine matière, le comportement dynamique de la machine entraîne une modification de l'oscillation. La mesure de déplacement permet alors d'observer la modification de l'oscillation résultante (Figure IV-19).

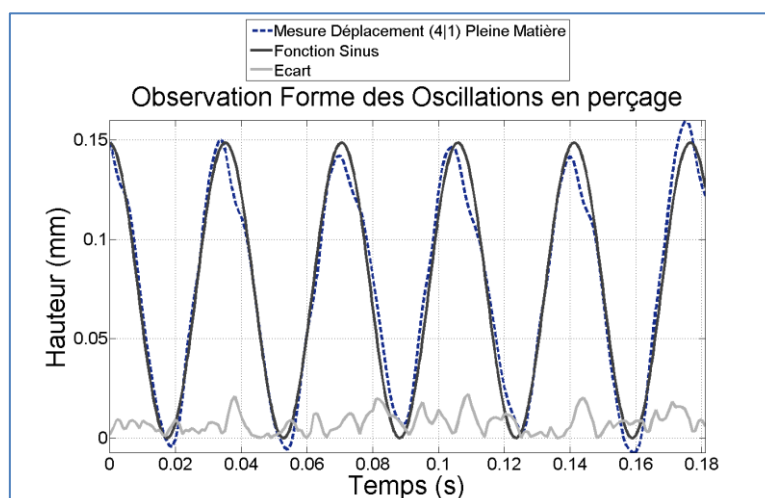


Figure IV-19 : Observation sur la forme des oscillations en perçage.

(Outil 1-5 Lobes_f0.08-A0.2)

(Cinématique-Outil 1_f0.08-W2.56-A0.149)

La Figure IV-19 représente la superposition de la mesure de déplacement en perçage et d'une fonction sinusoïdale d'amplitude et de fréquence équivalente ($A= 149 \mu\text{m}$ et $W= 2,56 \text{ osc./tr}$). On observe tout d'abord une diminution importante de l'amplitude moyenne des oscillations, qui est alors de $149 \mu\text{m}$. On observe ensuite que la différence de forme est plus importante. L'oscillation mesurée ne correspond plus exactement à une sinusoïde parfaite. Les lois établissant le comportement du procédé, basées sur l'analyse de trajectoires sinusoïdales ne sont donc plus tout à fait valables. Enfin, on note une déformation locale importante qui correspond à l'instant de pénétration des arêtes de coupe dans la matière.

B. Mesure de l'effort axial

Lors des essais réalisés, la force due à la raideur de la platine est bien supérieure à son amortissement et son inertie. La mesure de l'effort axial, faite par la platine peut donc être considérée comme l'effort en bout d'outil. Le signal de mesure obtenu permet de faire quelques observations (Figure IV-20).

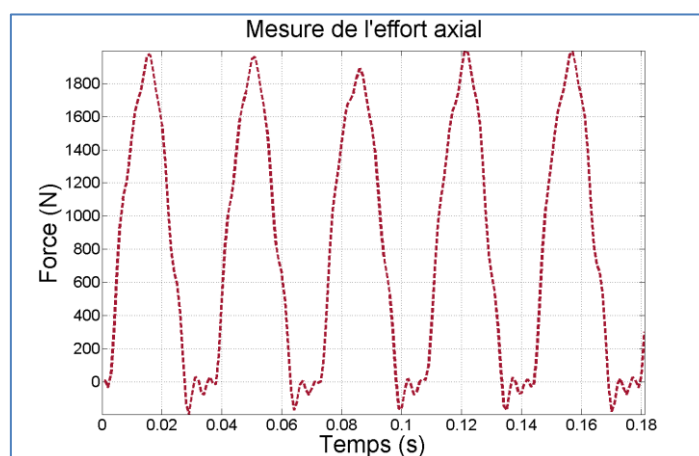


Figure IV-20 : Mesure de l'effort axial en perçage assisté par vibrations.
(Outil 1 - 5 Lobes_f0.08-A0.2)

La Figure IV-20 représente le tracé de l'effort axial en fonction du temps. On remarque qu'une coupe discontinue se traduit par une évolution discontinue de l'effort. L'évolution des conditions instantanées de coupe entraîne une évolution importante de l'effort axial instantané. De même que pour les signaux de déplacement, on observe des irrégularités dans les valeurs extrêmes. La valeur d'un maximum local ne traduit pas exactement l'évolution de l'effort. Nous caractériserons donc le signal par des valeurs extrêmes moyennées correspondant à la moyenne des maxima locaux sur chaque période et à la moyenne des minima locaux.

On constate que les valeurs minimales du signal d'effort peuvent être inférieures à zéro. Or ces valeurs sont atteintes lors des périodes de sortie de l'outil hors de la matière. L'effort mesuré ne correspond donc pas à un effort de coupe ou de talonnage. Cet effort est dû au comportement dynamique de la platine. Dans l'ensemble des travaux, nous considérons que la valeur minimale de l'effort axial ne peut être négative. Il prendra alors la valeur nulle.

Pour la suite, afin de caractériser la discontinuité du signal, il est intéressant de calculer ce que nous appellerons un taux d'effort (voir I-3-5.C) (Équation I-38).

IV-2-3. Prédiction des efforts

Le premier critère de sortie du modèle qui est étudié est l'effort axial. Il est construit sur deux indicateurs non mesurables qui traduisent la coupe, à savoir la section de coupe et le volume de talonnage. Le signal d'effort traduit donc le déroulement de la coupe. De plus, c'est la valeur de l'effort axial qui va conditionner la réponse dynamique du système. C'est donc un critère clé dans la qualification du perçage.

A. Outil 1

Les interactions mécaniques ont été caractérisées lors de l'identification de l'environnement (voir III-3). Ces données permettent de simuler l'effort axial durant le perçage. Pour vérifier ces valeurs, des mesures

d'efforts sont réalisées durant le perçage. Il est alors possible de comparer les signaux d'efforts issus de la modélisation et ceux issus de la mesure expérimentale (Figure IV-21).

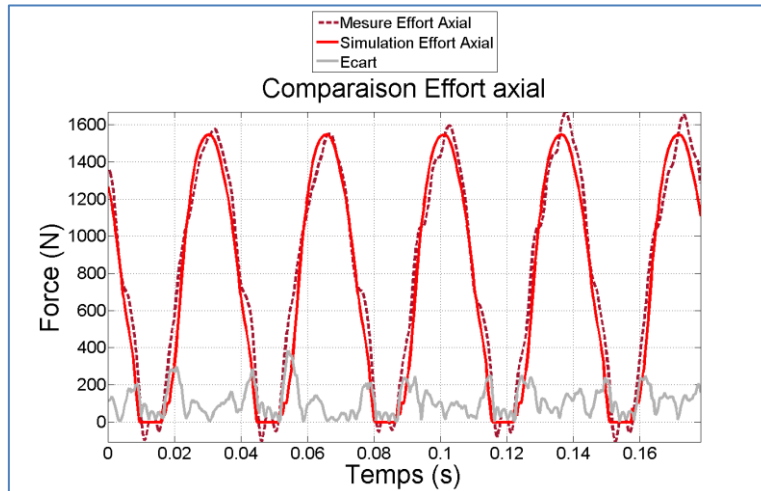


Figure IV-21 : Comparaison des signaux d'efforts issus du modèle et de la simulation.
(Outil-1 – 5 lobes_f0.08-A0.16)
(Dynamique- Outil 1_f0.08-W2.56-A0.16)

La Figure IV-21 représente la superposition de l'effort axial mesuré et de l'effort axial simulé en fonction du temps. On constate que les deux signaux suivent une même tendance générale. On observe un bon respect des périodes temporelles de présence d'un effort axial et d'interruption de cet effort. On note cependant que les valeurs d'effort maximal de la simulation sont légèrement inférieures aux maxima de la mesure. On remarque enfin que la forme du signal n'est pas exactement la même entre simulation et mesure, des points d'inflexion apparaissant sur le signal relevé. Ces légères différences peuvent engendrer localement un écart important entre simulation et mesure. En dehors de ces zones très localisées (le zoom temporel est important), nous pouvons souligner une très bonne corrélation entre le modèle et l'expérience.

De façon plus générale, au regard des différents essais qui ont été menés, il est possible de comparer les extrema donnés par la mesure et la simulation (Figure IV-22).

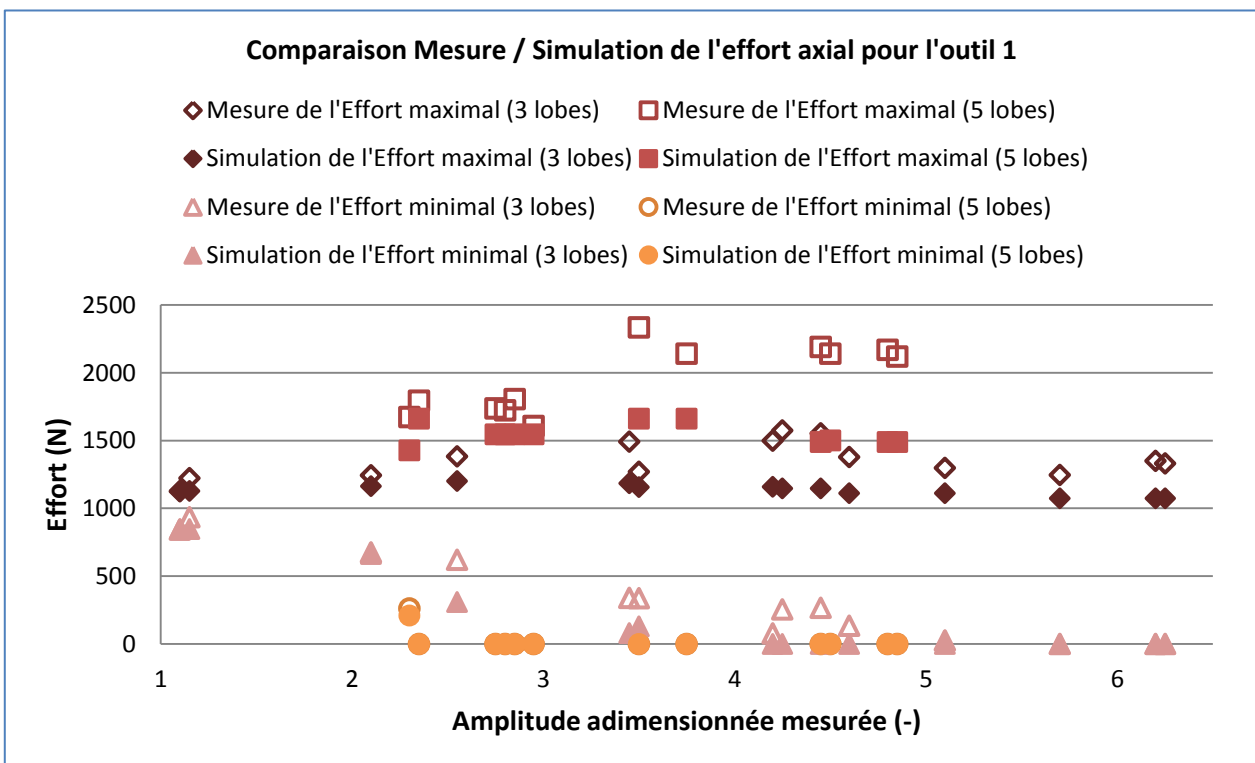


Figure IV-22 : Comparaison entre mesure et modélisation des extrema de l'effort axial pour l'outil 1.

La Figure IV-22 représente les extrema des signaux d'efforts issus du modèle et de la mesure en fonction de l'amplitude adimensionnée mesurée. On remarque de façon générale que les maxima des signaux d'efforts simulés sont inférieurs aux maxima des signaux de mesure. On constate que cet écart est plus important pour les configurations avec le porte-outil à 5 lobes que pour le porte-outil à 3 lobes. Cette tendance est d'autant plus marquée que l'amplitude adimensionnée est grande. L'écart sur les valeurs minimales est bien moins important du fait de valeurs faibles voire nulles.

Le module « Sollicitation » permet d'estimer l'effort axial principalement en fonction de la section de coupe. L'évolution de l'effort maximal en fonction de la section de pénétration (Figure IV-23) nous montre que la section de pénétration est un critère pertinent dans l'estimation de l'effort pour les résultats avec le porte-outil 3 lobes. Cependant, dans le cas des mesures en 5 lobes, il apparaît que l'effort ne suit pas la même tendance. Il y a donc des phénomènes qui sont mal pris en compte tels que le talonnage au centre de l'outil.

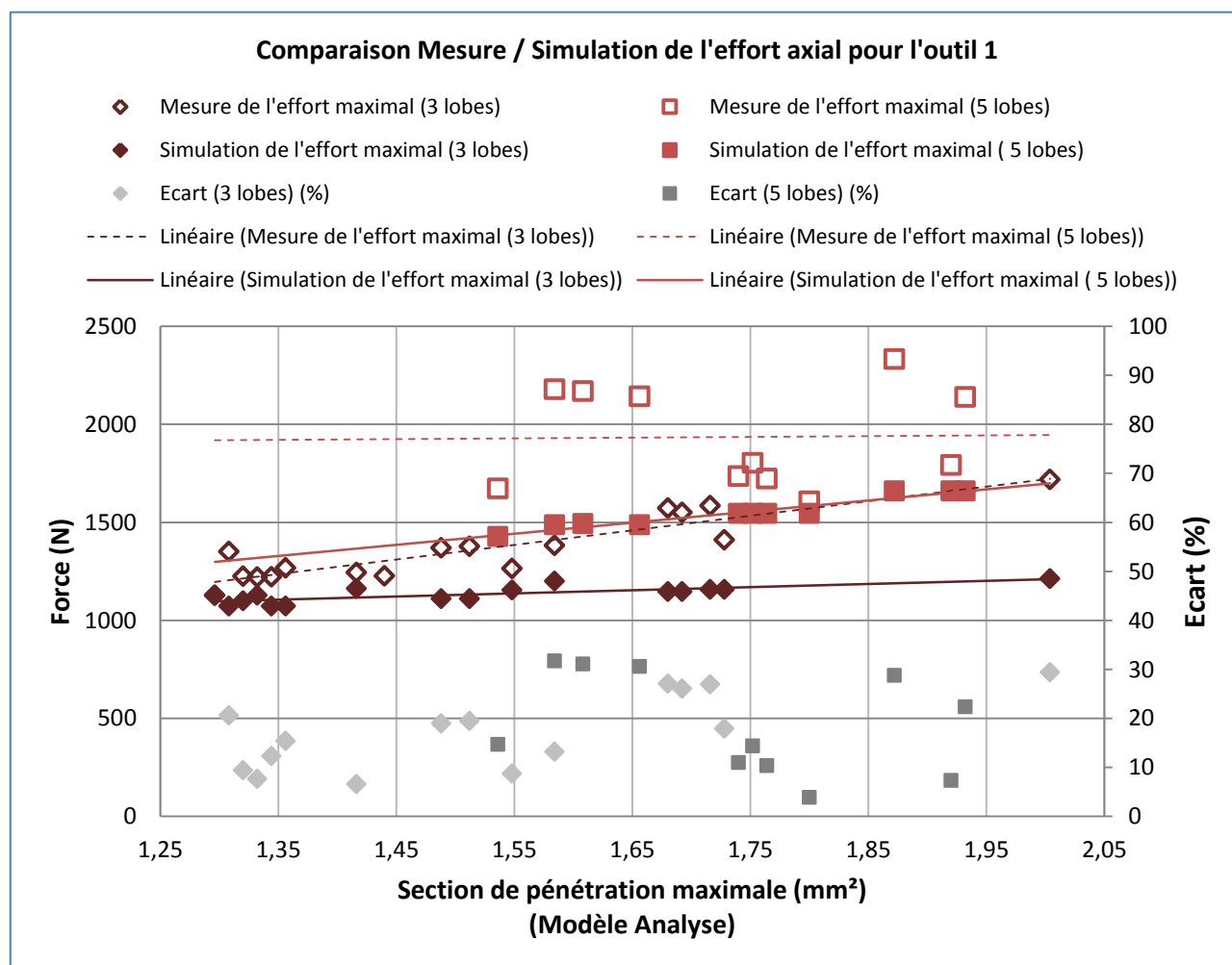


Figure IV-23 : Mesure et simulation de l'effort axial maximal en fonction de la section de pénétration maximale pour l'outil 1.

Outre les valeurs extrêmes de l'effort axial, il est également important que le modèle respecte le taux d'efforts (τ_{Fz}) (Figure IV-24). Ce taux traduit la répartition dans le temps de l'effort. On constate que le taux d'efforts simulé suit la tendance du taux mesuré. Les valeurs du modèle sont toutefois systématiquement inférieures. L'erreur entre le modèle et les essais est inférieure à 16 %.

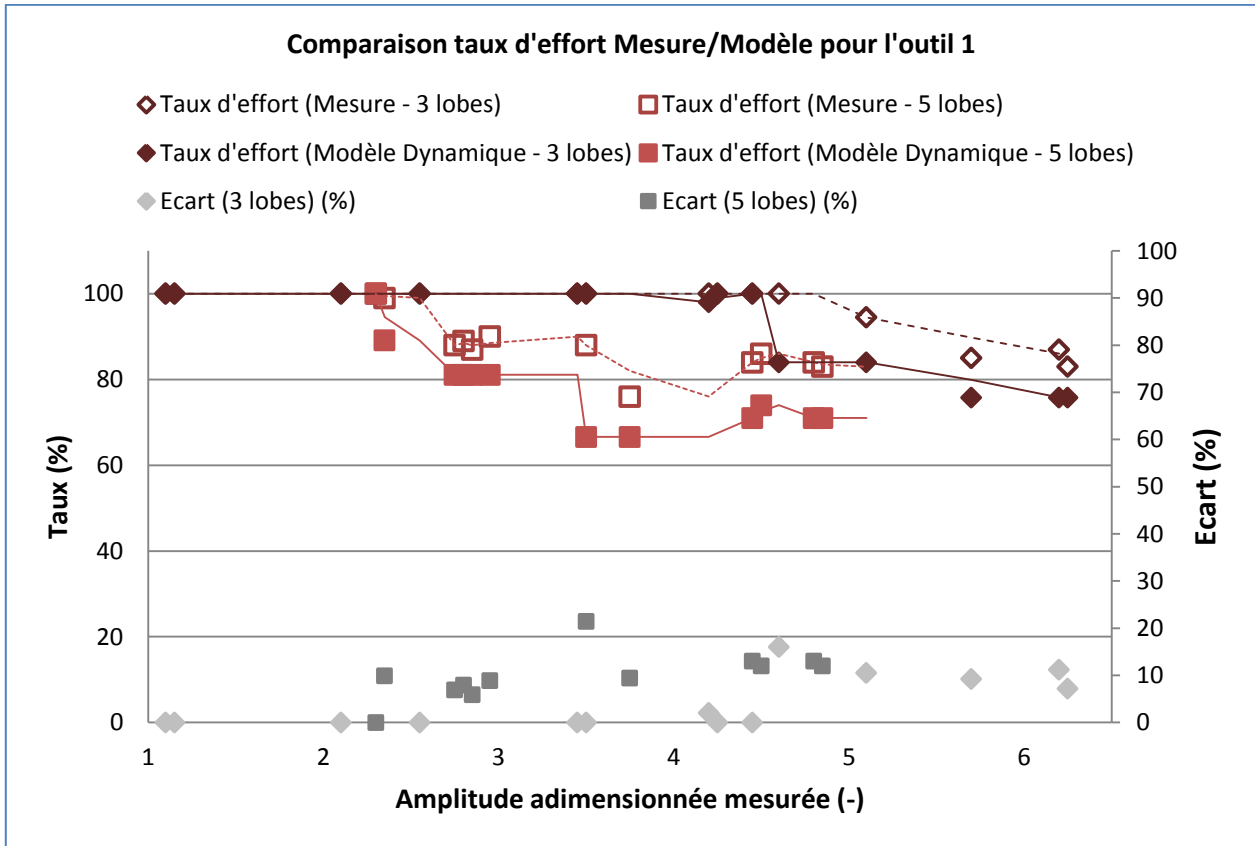


Figure IV-24 : Comparaison des taux d'efforts entre mesure et modèle pour l'outil 1.

B. Outil 2

Pour le second outil, la superposition d'un signal expérimental avec la simulation permet d'évaluer la capacité du modèle à décrire les interactions mécaniques dues à la coupe (Figure IV-25).

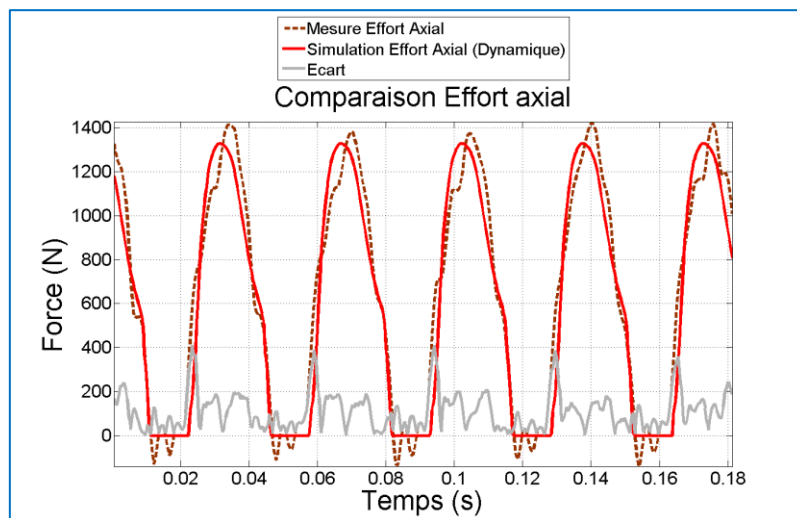


Figure IV-25 : Comparaison des signaux d'effort issus du modèle et de la simulation pour l'outil 2.
(Outil-2 – 5 lobes_f0.08-A0.16)
(Dynamique- Outil 2_f0.08-W2.56-A0.16)

La Figure IV-25 représente l'évolution des signaux d'effort issus de la mesure et de la modélisation en fonction du temps. On remarque que le modèle permet de décrire l'interruption des efforts. On observe cependant que la valeur maximale du pic d'effort est légèrement sous-estimée par le modèle. Comme pour l'outil 1, la forme exacte du signal n'est pas parfaitement représentée.

De façon plus générale, lorsque l'on compare le modèle avec l'ensemble des essais réalisés, il est possible d'avoir un aperçu de la précision du modèle dans un domaine de validité (Figure IV-26).

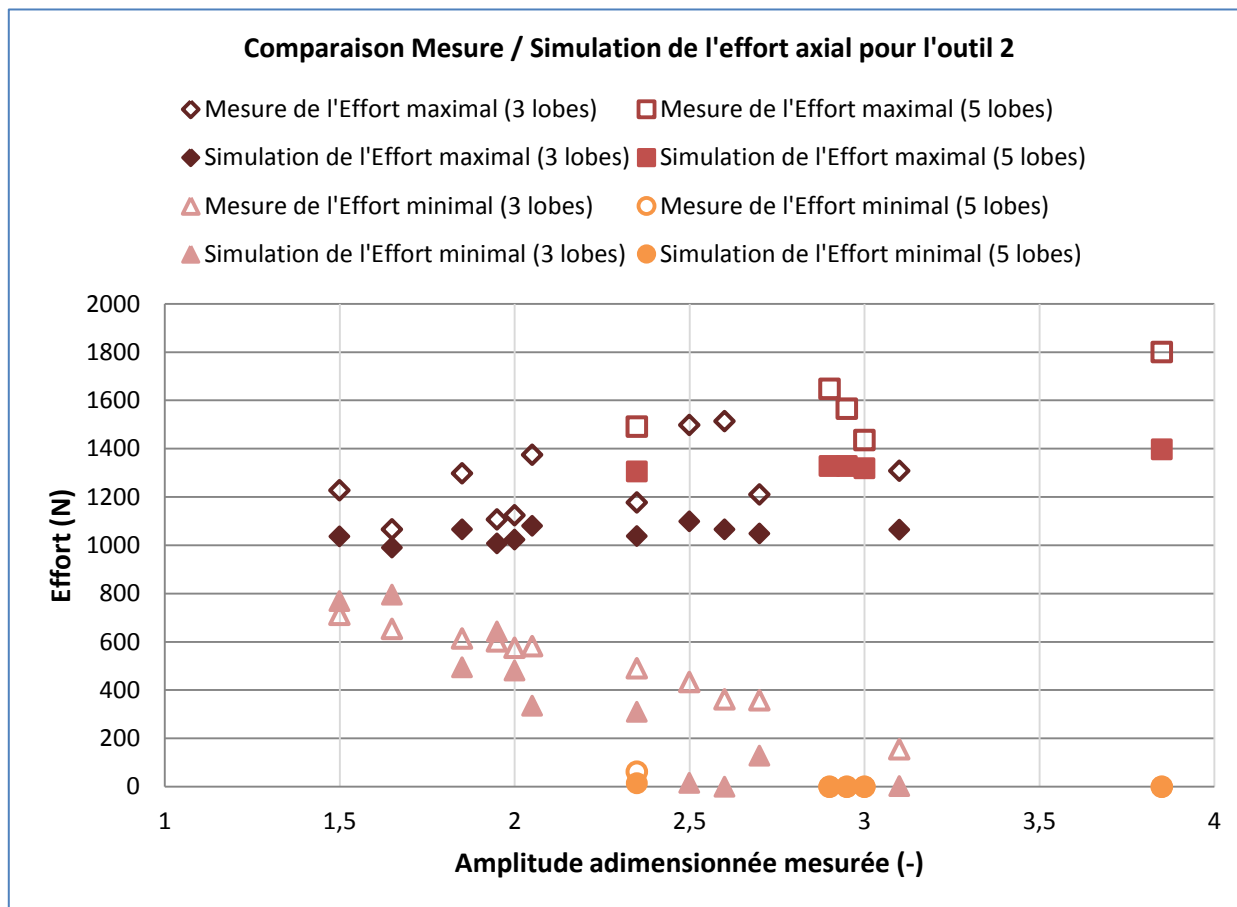


Figure IV-26 : Comparaison entre mesure et modélisation de l'effort axial pour l'outil 2.

La Figure IV-26 représente l'évolution des valeurs extrêmes de l'effort axial issues de la mesure et du modèle d'effort pour l'outil 2. On constate que les valeurs du modèle sont majoritairement inférieures aux valeurs issues de la mesure. L'erreur est similaire à celle constatée pour l'outil 1 avec un écart maximal à 31 %. On remarque cependant que les écarts sont moins marqués entre les deux fréquences d'oscillations. Cela s'observe également en regardant l'évolution de l'effort axial maximal en fonction de la section de pénétration maximale (Figure IV-27). On constate que dans le cas de l'outil 2, l'effort axial maximal mesuré avec le porte-outil à 5 lobes semble suivre une tendance donnée par la section de pénétration, tout comme les mesures faites en 3 lobes. Enfin, le taux d'effort estimé par le modèle est très proche de la valeur mesurée expérimentalement (Figure IV-28) avec une erreur maximale de 17 %.

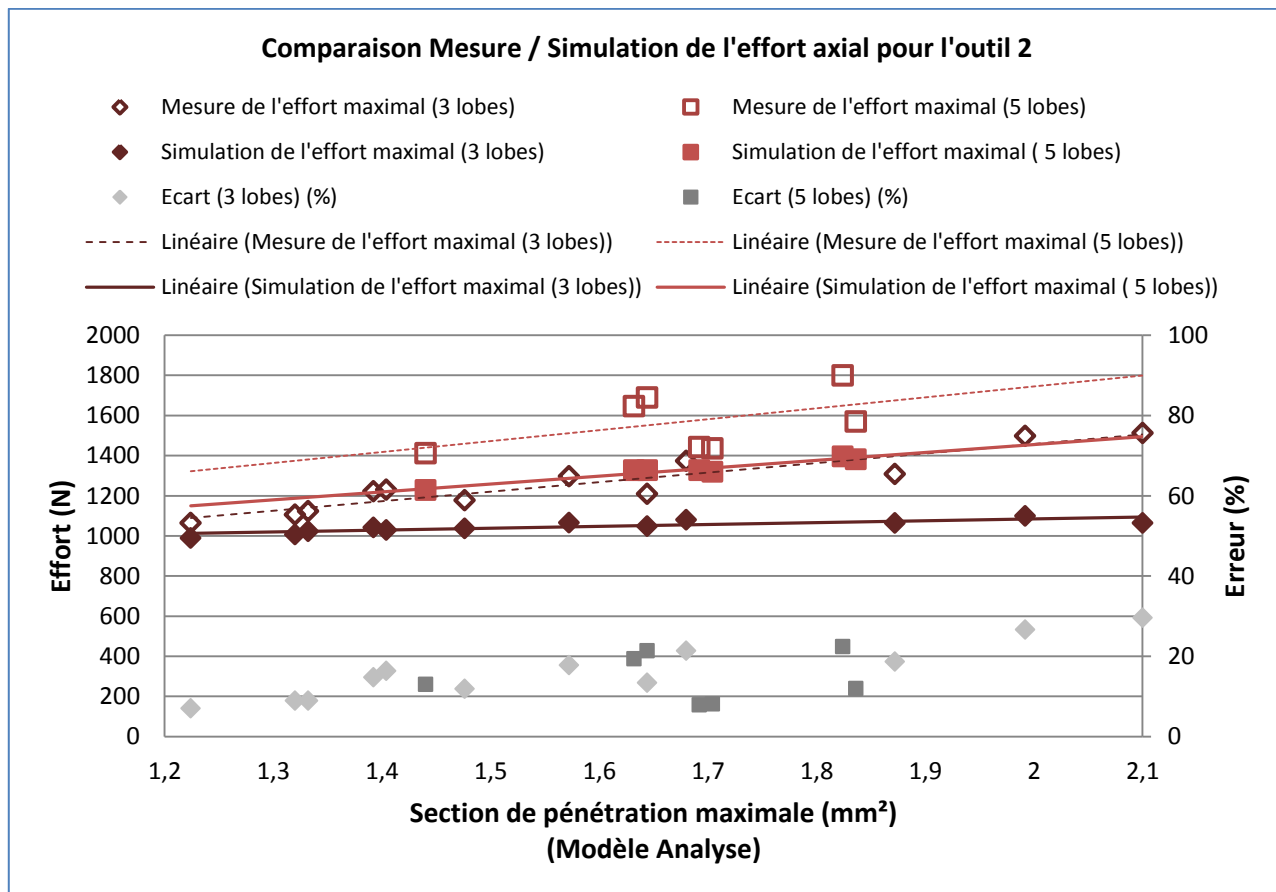


Figure IV-27 : Mesure et simulation de l'effort axial maximal en fonction de la section de pénétration maximale pour l'outil 2.

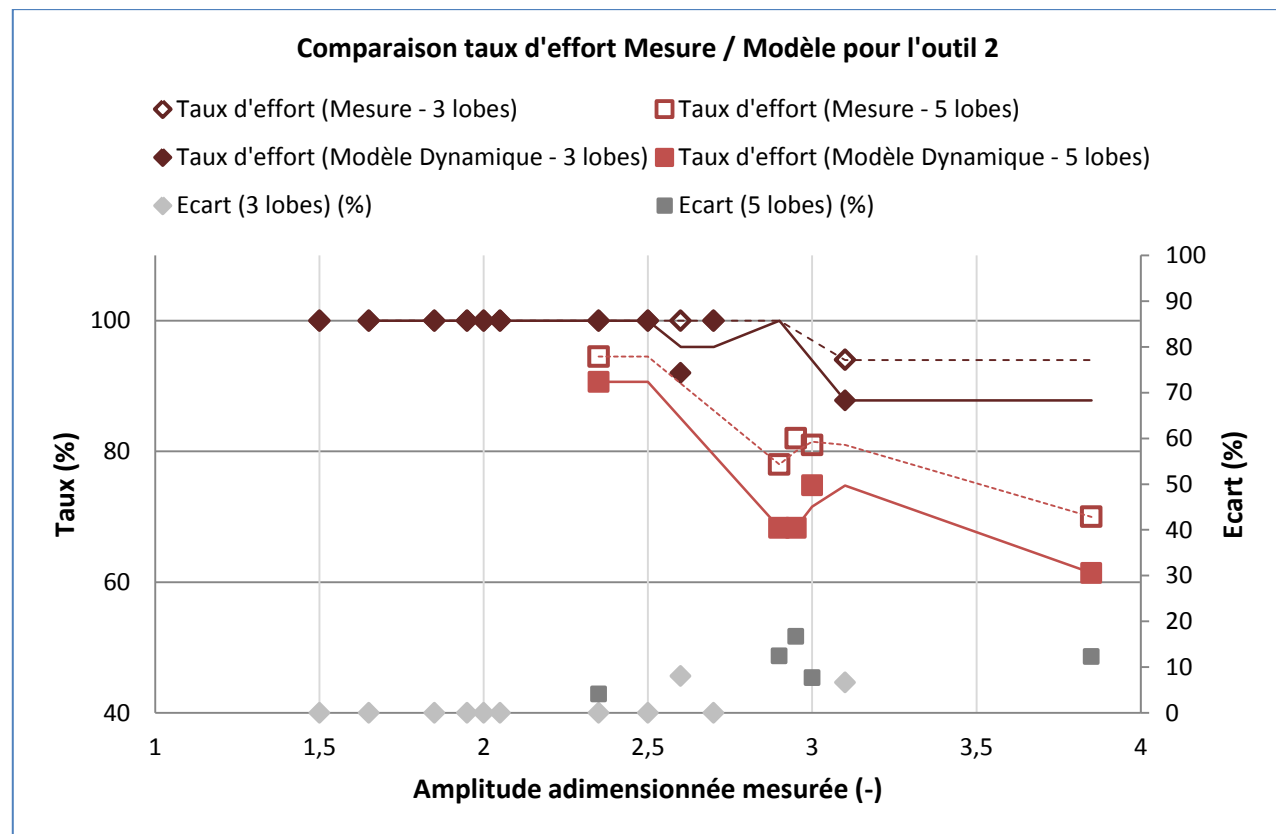


Figure IV-28 : Comparaison des taux d'effort simulés et mesurés pour l'outil 2.

C. Bilan

On constate que le module « Sollicitation » permet une bonne estimation de la sollicitation axiale avec une erreur maximale de 30% sur la valeur maximale. On observe cependant que le modèle sous-estime systématiquement les efforts. Le modèle permet également une bonne prévision de la présence dans le temps de l'effort axial de coupe (taux d'effort) avec une erreur moyenne de 6%.

On observe cependant une erreur sur l'estimation de l'effort axial maximal plus importante avec le dispositif à 5 lobes. Les efforts mesurés ne suivent pas exactement la même tendance que les mesures en 3 lobes au regard de la section de pénétration. Une part importante de l'effort axial est également due au talonnage qui augmente avec la vitesse axiale et donc avec la fréquence de vibration. Une mauvaise prise en compte du talonnage pourrait expliquer des écarts entre simulations et essais plus importants avec le porte-outil à 5 lobes. Le talonnage est pris en compte à travers son volume, qui est très compliqué à vérifier. Une étude des conditions de talonnage en perçage assisté par vibrations serait nécessaire pour améliorer le module « sollicitation ».

Toutefois, ces écarts, parfois importants, relevés entre la simulation et les mesures, ne concernent que les valeurs minimales et maximales de l'effort. De façon plus générale, la modélisation a montré une bonne corrélation avec la mesure sur l'évolution de l'effort au cours du temps. Cela permet de conserver cette modélisation pour simuler l'impact du comportement dynamique du système usinant sur la trajectoire réelle en bout d'outil.

IV-2-4. Prédiction du comportement dynamique du système usinant

La prise en compte du comportement dynamique du système usinant est l'un des apports majeurs du modèle. Il convient de vérifier la capacité du modèle à déterminer la réponse dynamique de la machine. La mesure de déplacement permet d'observer le mouvement relatif des composants. Il est alors possible de confronter la mesure avec les déplacements simulés par le modèle.

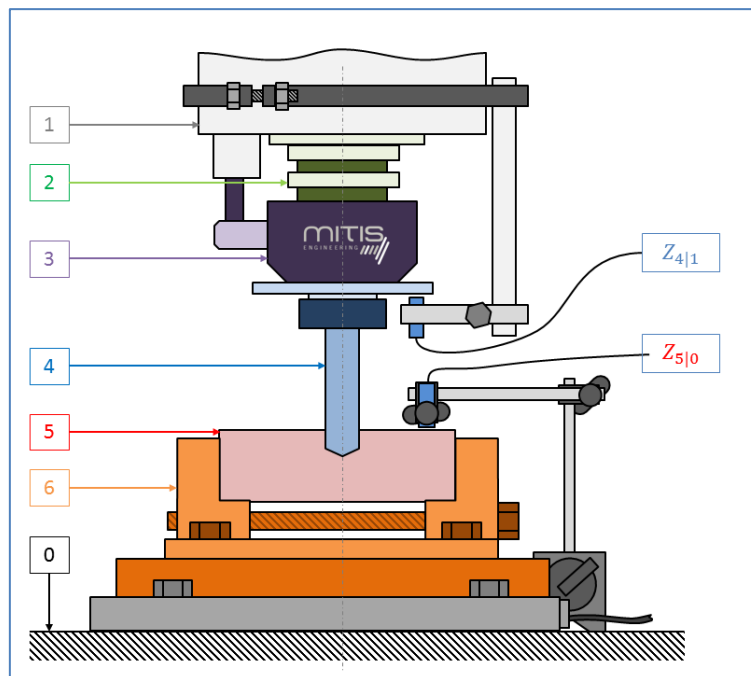


Figure IV-29 : Implantation des capteurs de déplacement et mesure effectuée.

En raison de l'implantation des capteurs (Figure IV-29), nous analyserons, d'une part, le déplacement de l'outil par rapport au stator de la broche ($Z_{4|1}$) (qui intègre le comportement du porte-outil et de la broche) et, d'autre part, les déplacements de la pièce par rapport à la table de la machine ($Z_{5|0}$).

A. Ensemble supérieur : PO + Broche

Le premier capteur, disposé entre l'écrou du porte-pince et le stator broche, permet d'évaluer le déplacement de l'outil par rapport au stator ($Z_{4|1}$) (hypothèse d'outil et de liaison outil/porte-outil infiniment rigides). Afin de comparer une donnée équivalente, il faut reconstruire le déplacement de l'outil par rapport à la broche à partir des informations du modèle (Équation I-18).

$$Z_{4|1}(t) = Z_{3B|3A}(t) + Z_{3A|2}(t) + Z_{2|1}(t) \tag{Équation IV-4}$$

Il est alors possible de comparer l'oscillation mesurée et celle estimée par le modèle (Figure IV-30).

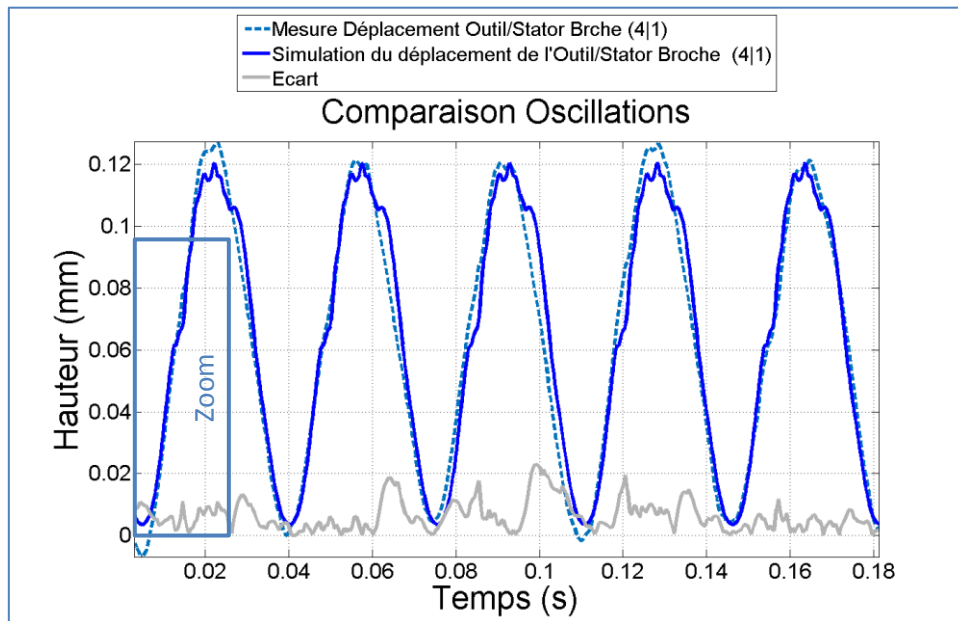


Figure IV-30 : Comparaison des oscillations simulées et mesurées de l'outil.
(Outil-2 – 5 lobes_f0.1-A0.16)
(Dynamique- Outil 2_f0.1-W2.56-A0.16)

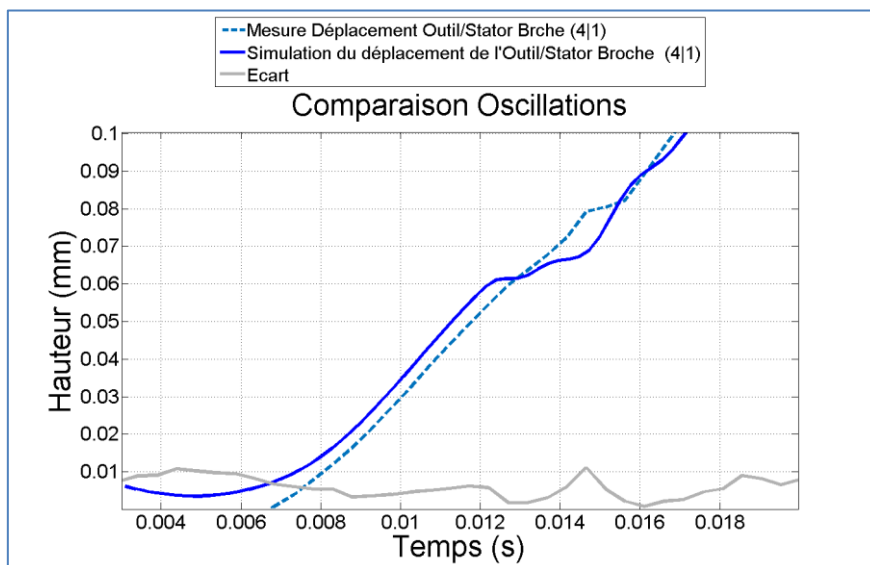


Figure IV-31 : Zoom sur les déformations des oscillations en entrée et sortie de la matière.
(Outil-2 – 5 lobes_f0.1-A0.16)
(Dynamique- Outil 2_f0.1-W2.56-A0.16)

La Figure IV-30 représente la superposition de l'oscillation de l'outil par rapport au stator de la broche mesurée par le capteur à courant de Foucault et celle issue du modèle dynamique. On observe sur le signal de mesure des irrégularités dans l'oscillation. On note qu'un pic sur trois est plus haut que les autres. On

constate également un décalage dans le temps de la troisième oscillation qui montre que la fréquence d'oscillation n'est pas parfaitement constante. Cela peut s'expliquer par le fait que l'oscillation est générée par un système mécanique qui peut souffrir d'écarts géométriques lors de la fabrication des bagues ondulées (voir IV-2-2).

On remarque enfin une déformation de l'oscillation sur chaque pente ascendante. Cet écart correspond à la sortie de l'outil hors de la matière. L'interruption brusque des sollicitations entraîne une relaxation rapide du dispositif. En observant cela plus en détail, on constate un écart entre modèle et mesure sur la localisation de cette déformation (Figure IV-31). On observe cependant que cet écart n'est pas régulier (Figure IV-30). Le signal issu de la modélisation présente également une déformation lors de la phase de rentrée dans la matière. Mais elle n'apparaît pas sur le signal mesuré. Cela pourrait s'expliquer par la contribution du centre de l'outil (indentation et talonnage) qui jouerait alors le rôle « d'amortisseur » dans le contact outil-pièce, protégeant ainsi les arêtes de coupe des chocs. On constate que cet effet n'est pas suffisamment bien représenté dans le modèle développé, comme cela a déjà été souligné sur la modélisation des interactions mécaniques.

A partir des déplacements mesurés et simulés, il est possible, au travers des différents essais menés, d'analyser la précision de l'estimation de l'amplitude apparente du mouvement de l'outil par rapport à la broche (Figure IV-32).

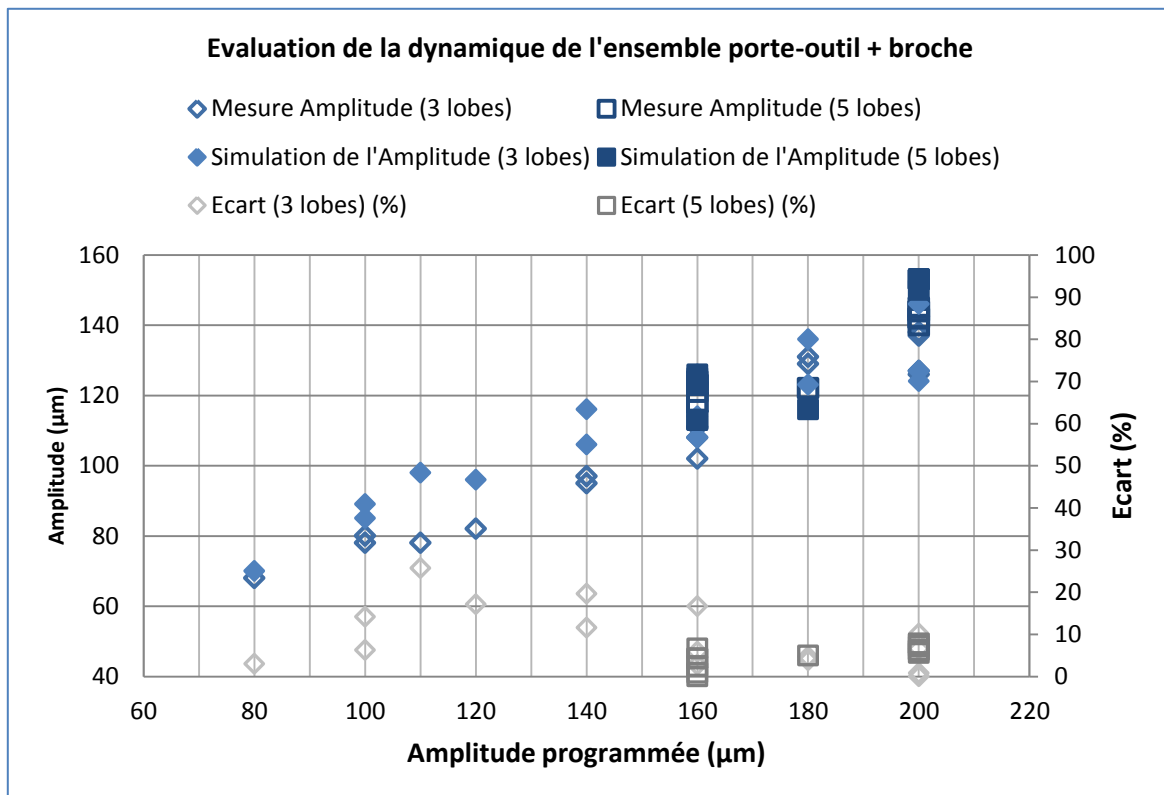


Figure IV-32 : Comparaison entre la mesure d'amplitude et la prédiction pour l'ensemble supérieur.

La Figure IV-32 représente les amplitudes mesurées et les amplitudes estimées par le modèle, en fonction des essais menés, classés par ordre d'amplitude programmée croissante. On observe que les amplitudes estimées par le modèle suivent la tendance générale donnée par les mesures d'amplitude effectuées au moyen du capteur à courant de Foucault. On constate que l'écart entre le modèle et la mesure est inférieur à 20 µm. Le modèle permet donc d'estimer de façon satisfaisante l'amplitude réelle de l'ensemble broche + porte-outil.

B. Ensemble inférieur : Montage Pièce

Le deuxième capteur à courant de Foucault permet de mesurer le déplacement de la pièce par rapport au bâti machine, ce qui correspond au déplacement dynamique de la pièce ($Z_{5|0}$). Il est donc possible de comparer la mesure avec l'estimation du déplacement relatif de la pièce par rapport au bâti (Figure IV-33).

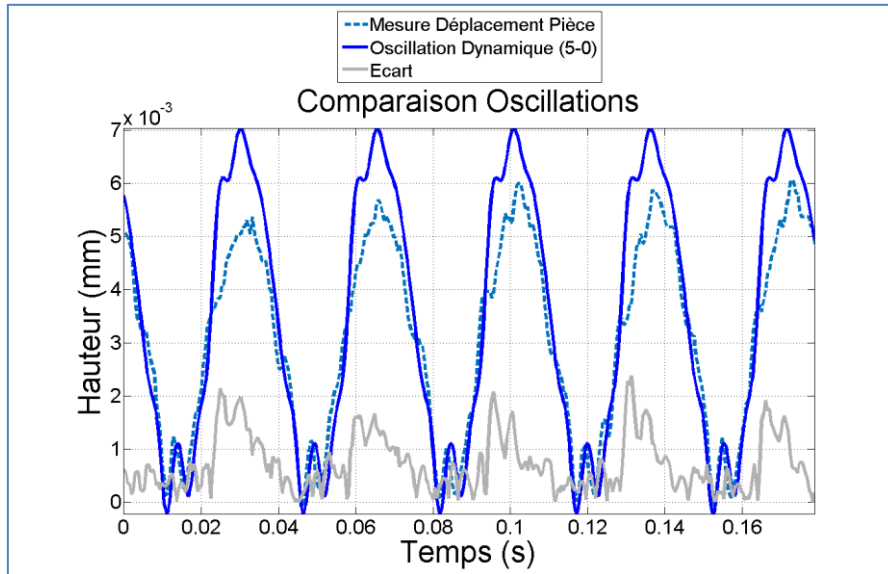


Figure IV-33 : Comparaison des oscillations de la pièce simulée et mesurée. (Outil-1 – 5 lobes_f0.08-A0.16) (Dynamique- Outil 1_f0.08-W2.56-A0.16)

La Figure IV-33 représente la superposition des signaux de l'oscillation de la pièce mesurés par le capteur à courant de Foucault et ceux estimés par le modèle. On constate tout d'abord que le modèle permet une bonne estimation de la forme de l'oscillation. On observe dans un second temps un écart dans l'amplitude du signal. L'écart est plus important au début de chaque pic. Cela s'explique par la modélisation de l'effort qui présente le même écart par rapport au signal mesuré.

Afin de qualifier la capacité de prédiction de l'amplitude, la valeur de l'amplitude de ce mouvement sur l'ensemble des essais menés est analysée (Figure IV-34).

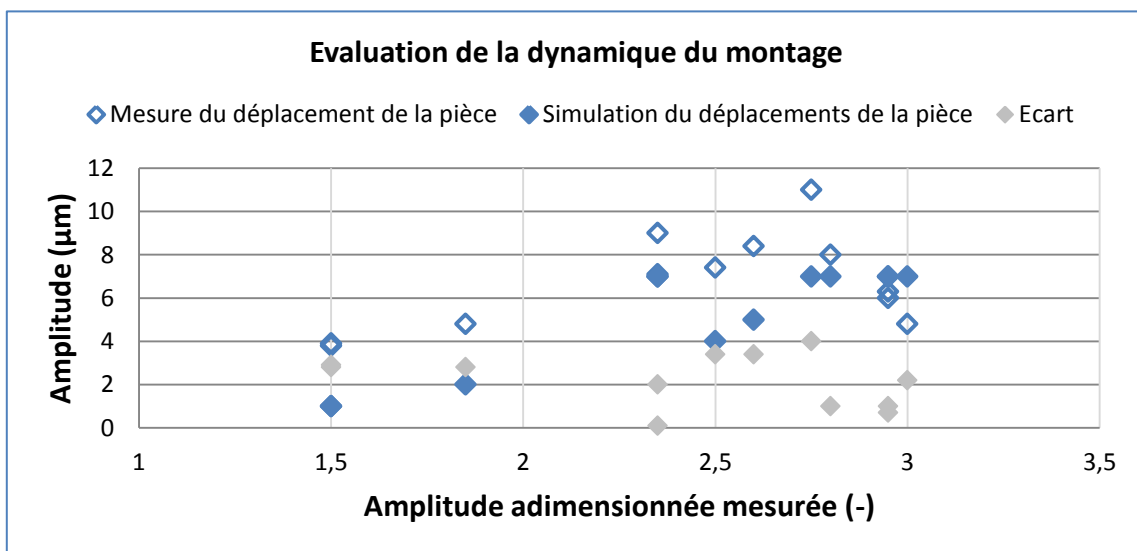


Figure IV-34 : Comparaison des amplitudes mesurées et simulées du déplacement de la pièce

La Figure IV-34 représente l'évolution de l'amplitude du déplacement de la pièce en fonction de l'amplitude adimensionnée. On constate que l'écart entre le modèle et la mesure est plus irrégulier. Cela peut s'expliquer par le fait que la mesure précise d'un déplacement compris entre 1 et 12 µm est délicate. La mesure introduit donc une incertitude. Ceci s'observe au travers des 3 derniers essais qui ont été réalisés pour un même jeu de paramètres opératoires et qui donnent des valeurs mesurées de déplacement différentes. L'identification de la raideur du montage a également été réalisée avec cette technologie de capteur. Les valeurs mesurées sont à la limite de capabilité du moyen de mesure. La valeur du déplacement déterminée par le modèle est alors directement affectée. Il serait potentiellement intéressant d'envisager

une autre technologie de capteur pour mesurer les déplacements de la pièce. Cependant, le faible niveau de déplacement du montage pièce permet de considérer que la modélisation de son comportement est suffisante.

C. Bilan

Au travers des comparaisons qui ont été menées, le modèle développé permet d'estimer l'amplitude des oscillations relatives entre l'outil et la pièce avec une erreur moyenne de 5% et une erreur maximale de 20%. Cette erreur reste inférieure aux 30% de perte d'amplitude moyenne constatée expérimentalement (Figure IV-12).

On observe sur la mesure de déplacement entre l'outil et la broche, que la dynamique de l'ensemble usinant entraîne une déformation des oscillations. On remarque ainsi que l'entrée dans la matière ne provoque pas, comme l'on pourrait s'y attendre, de choc. Les phénomènes intervenant sous le centre de l'outil modifient certainement les conditions de contact entre la pièce et l'outil. Cela rejoint les observations de Ledref qui met en lumière l'importance des phénomènes d'interférences qui ont lieu dans cette zone (Ledref 2014). La sortie de la matière apparaît plus brusque.

Les résultats obtenus mettent en évidence la nécessité de prendre en compte le comportement dynamique de l'ensemble usinant. On se rend également compte du besoin d'améliorer la modélisation des interactions outil-matière par la compréhension plus fine du comportement de la matière sous le centre de l'outil.

IV-2-5. Prédiction de la fragmentation des copeaux

L'objectif du modèle proposé est de prédire le comportement du procédé. Le fonctionnement attendu en mode de travail vibratoire optimal est la production de copeaux fractionnés (Tableau IV-2-1). L'intérêt du modèle dynamique proposé par rapport au modèle purement cinématique est de simuler plus précisément l'oscillation réelle du système usinant à partir des paramètres opératoires réglés. Pour évaluer de façon générale l'intérêt de la modélisation développée, la capacité du modèle à prédire la fragmentation des copeaux est analysée.

A. Limite de fractionnement expérimentale

La limite de fractionnement est analysée au regard de l'amplitude adimensionnée mesurée (Figure IV-35).

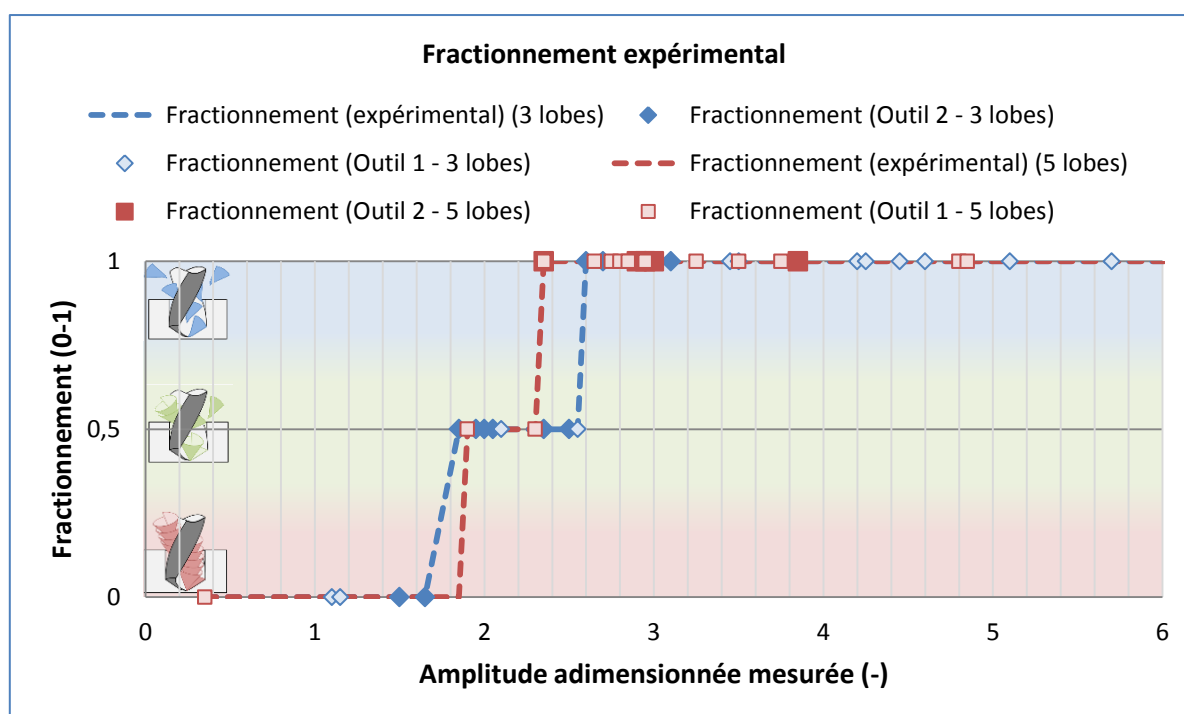


Figure IV-35 : Limite de fractionnement expérimentale tenant compte du comportement dynamique.

La Figure IV-35 représente l'évolution du critère de fractionnement constaté sur les copeaux obtenus expérimentalement, pour les deux outils et les deux porte-outils, en fonction de l'amplitude adimensionnée mesurée. Par rapport à la Figure IV-7, on observe une diminution de l'amplitude adimensionnée minimale garantissant le fractionnement. Elle passe ainsi respectivement de 4 à 2,6 pour le porte-outil équipé du dispositif à 3 lobes et de 3,2 à 2,4 pour le porte-outil à 5 lobes. L'écart entre les limites des deux porte-outils s'en retrouve réduit. Cependant, l'écart avec la limite du modèle purement cinématique considérant la coupe comme parfaitement plastique (1,41) est encore important. L'objectif est ici de mesurer l'apport du modèle proposé sur la prédiction de la limite de fractionnement réelle.

B. Taux de coupe et de pénétration

En théorie, la limite de fractionnement est la même pour un dispositif vibratoire à 1,5 et 2,5 oscillations par tour. Or, la mesure nous montre que les deux porte-outils employés délivrent respectivement 1,54 et 2,56 oscillations par tour. Il y a alors modification de la limite de fractionnement théorique. En reprenant la formule (Équation IV-1), il est alors possible de déterminer l'amplitude adimensionnée assurant théoriquement l'interruption de la coupe (Tableau IV-2).

Nombre d'oscillations (-/tr)	Amplitude adimensionnée assurant le fractionnement (-)
1,54	1,51
2,56	1,30

Tableau IV-2 : Limite théorique de fractionnement tenant compte de la fréquence réelle

Ces valeurs nous permettent de comprendre pourquoi, malgré la prise en compte de la perte d'amplitude, il persiste une différence entre la limite de fractionnement constatée avec le porte-outil à 3 lobes et le porte-outil à 5 lobes (Figure IV-36). Le porte-outil 5 lobes admet une limite de fractionnement inférieure. Cependant ces valeurs issues du modèle ne correspondent pas aux valeurs de fractionnement constatées.

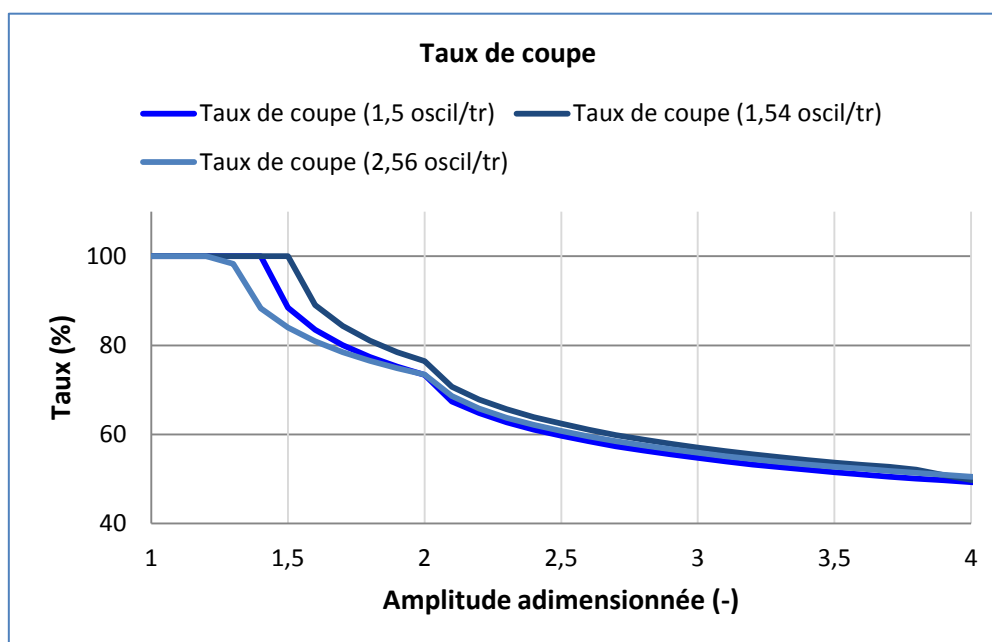


Figure IV-36 : Evolution du taux de coupe pour les fréquences d'oscillation réelles. (Données du modèle cinématique)

La différence entre la limite de fractionnement constatée pour les deux fréquences pourrait également être due à une différence de comportement dans la coupe. Pour les deux fréquences d'oscillation utilisées, le déphasage relatif entre les oscillations de la surface et celle de l'outil fait que la hauteur de coupe évolue différemment. Dans le cas du porte-outil à 3 lobes, la fréquence de 1.54 oscillations par tour entraîne une augmentation progressive puis une diminution rapide de la hauteur de coupe (Figure IV-37). Dans le cas du

porte-outil 5 lobes, la fréquence de 2.56 oscillations par tour provoque une augmentation rapide de la hauteur de coupe et une diminution plus progressive (Figure IV-37). Cela pourrait être comparé aux configurations d'usinage dites « en opposition » ou « en avalant ». L'identification de l'effet de ces deux configurations sur le fractionnement nécessiterait une étude spécifique.

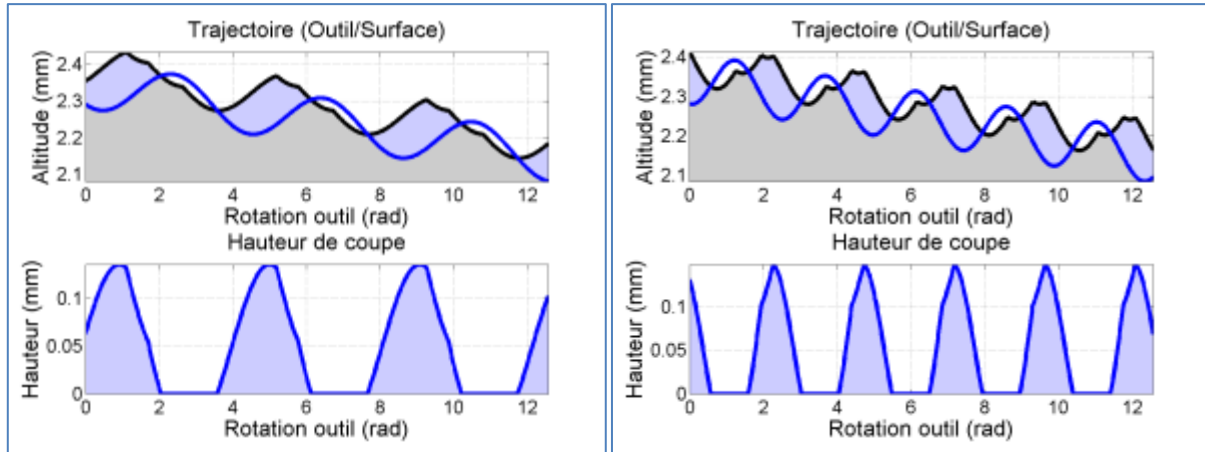


Figure IV-37 : Comparaison de la coupe en 1,54 et 2,56 oscillations par tour.

(Cinématique – Outil1_f0.1-W1.54-A0.15)

(Cinématique – Outil1_f0.1-W2.56-A0.15)

C. Taux de pénétration

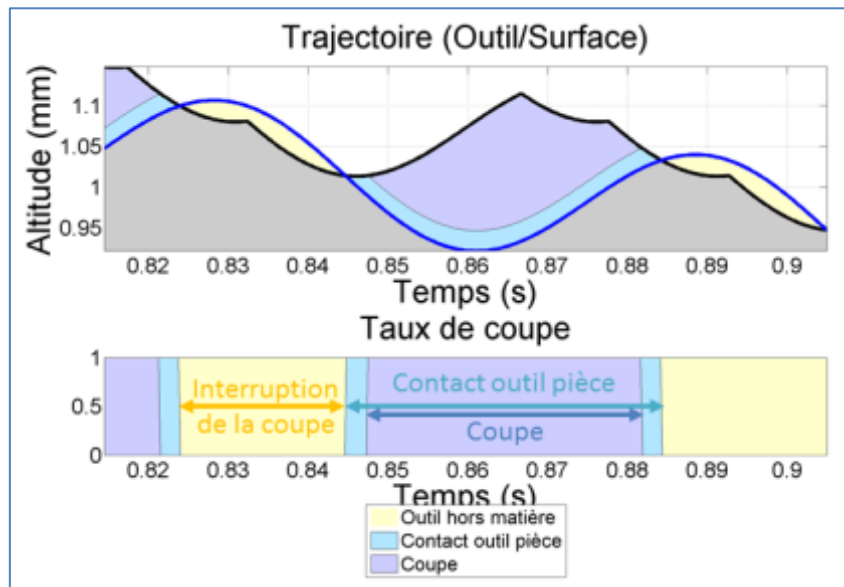


Figure IV-38 : Illustration des instants de coupe, de contact et de sortie hors matière.

(Cinématique – Outil1_Outil 1_f0.1-W1.54-A0.15)

Le modèle développé permet la distinction entre la pénétration de l'outil dans la matière et la génération d'un copeau. Le critère de taux de coupe, calculé sur le critère de hauteur de coupe, décrit la proportion de temps où il y a enlèvement de matière sous forme de copeau (Figure IV-38). Il devrait en principe traduire le fractionnement des copeaux. Cependant, il persiste un écart entre modèle et simulation. On introduit alors le taux de pénétration calculé sur le critère de la hauteur de pénétration (Équation I-18). Ce dernier traduit la proportion de temps où il y a contact entre l'outil et la matière au niveau des arêtes de coupe. Celui-ci peut être tracé en fonction de l'amplitude adimensionnée (Figure IV-39).

$$\tau_{pénétration} = \frac{\int_{t_0}^{t_{fin}} Heavyside(h_{pénétration}(t)) \cdot dt}{(t_{fin} - t_0)} \quad \text{Équation IV-5}$$

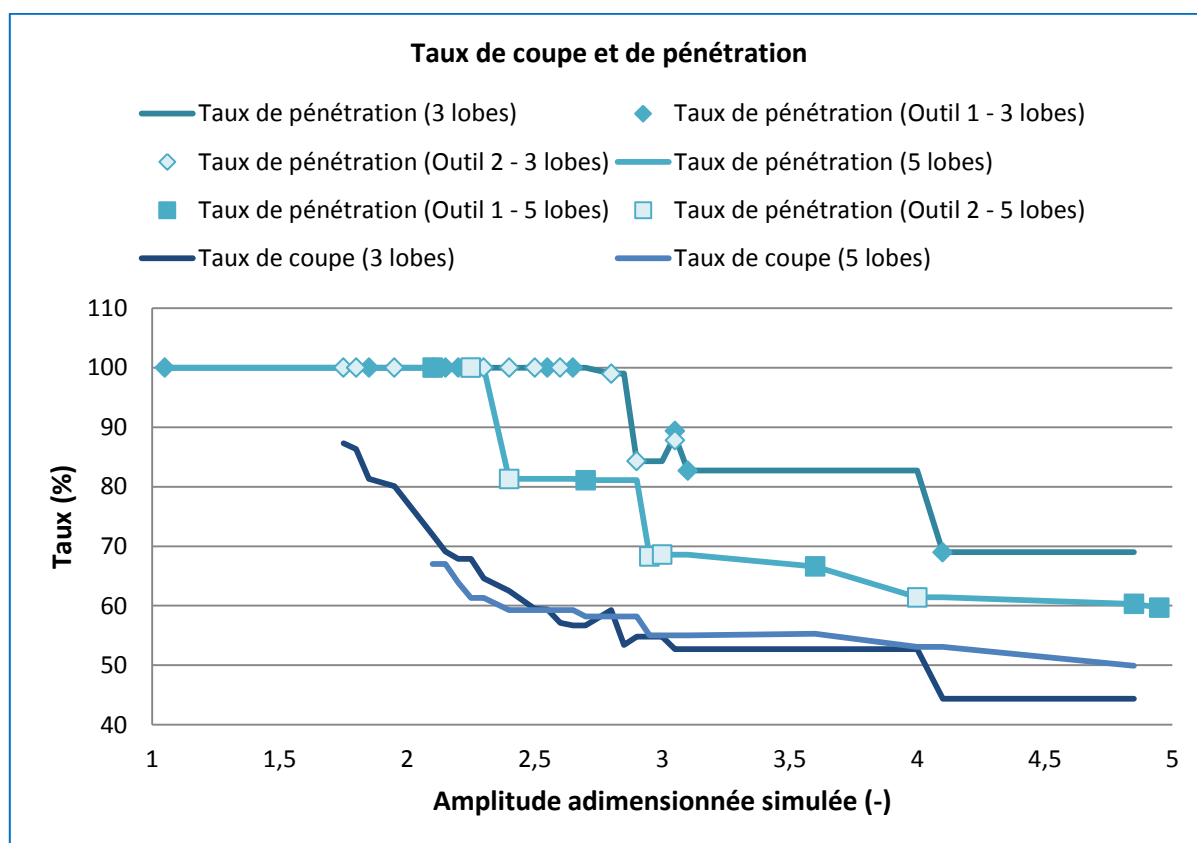


Figure IV-39 : Evolution du taux de pénétration en fonction de l'amplitude adimensionnée. (Données du Modèle Dynamique)

La Figure IV-39 représente l'évolution du taux de pénétration et du taux de coupe en fonction de l'amplitude adimensionnée calculée par le modèle dynamique, pour les deux outils employés, avec les deux dispositifs vibratoires utilisés. Avec les hypothèses formulées dans le développement du modèle, un taux de pénétration de 100% signifie qu'il y a contact permanent entre l'outil et la matière. Un taux de pénétration inférieur à 100% traduit une sortie temporaire complète de l'outil hors de la matière. On constate une différence de comportement entre les simulations faites avec les dispositifs à 1.54 et 2.56 oscillations par tour. La limite de sortie de la matière ne se fait pas à la même amplitude adimensionnée pour les deux dispositifs.

D. Comparaison et synthèse

La comparaison des résultats obtenus est basée sur les limites évoquées précédemment (Figure IV-40) :

- la limite de fractionnement constatée expérimentalement ;
- la limite donnée par le taux de coupe ;
- la limite donnée par le taux de pénétration.

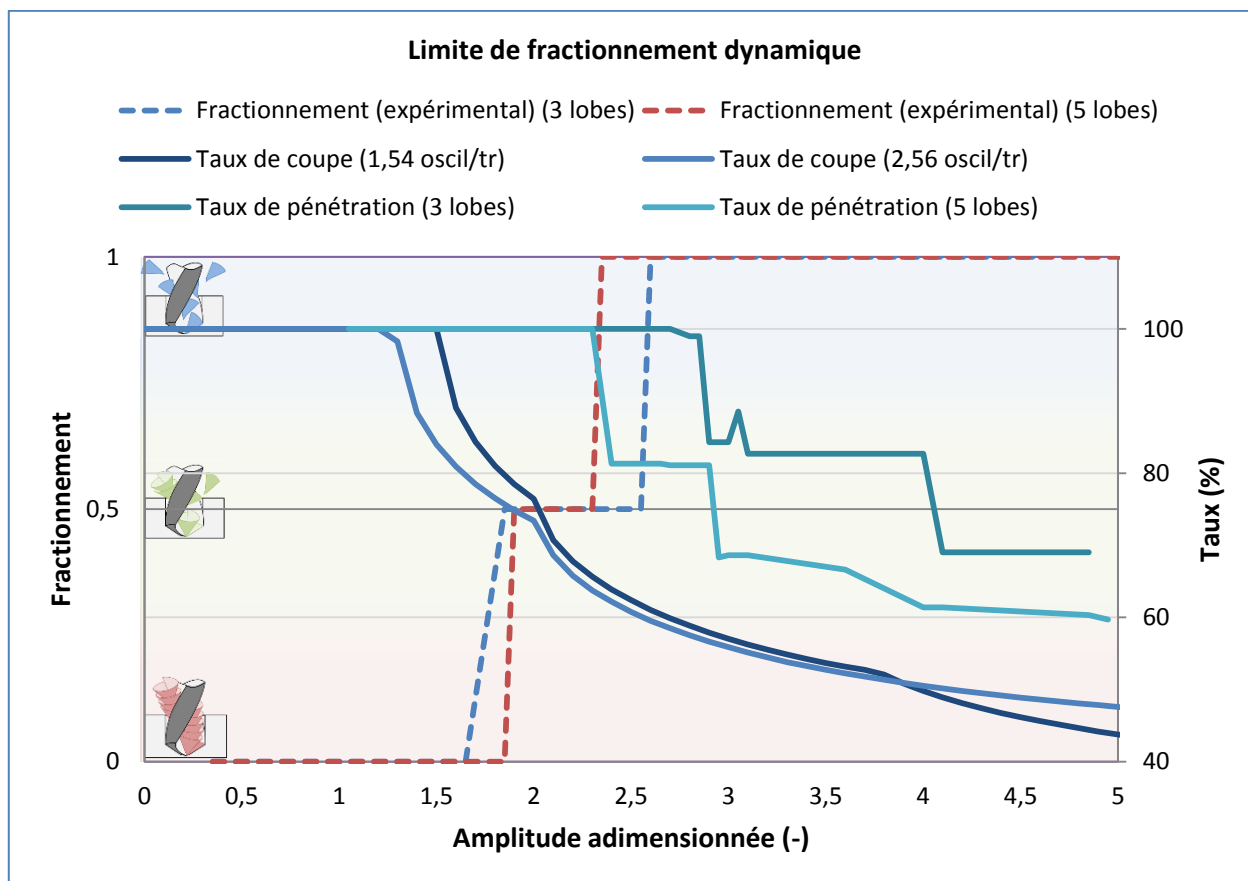


Figure IV-40 : Limite de fractionnement issue du modèle dynamique.

La Figure IV-40 représente la limite de fractionnement constatée expérimentalement au regard de l'amplitude adimensionnée mesurée. La figure illustre également le taux de coupe et le taux de pénétration calculés respectivement sur les critères de hauteur de coupe et de section de pénétration obtenues par la modélisation dynamique.

On observe que le critère de taux de pénétration devient inférieur à 100 % et que le fractionnement est effectif pour une même valeur d'amplitude adimensionnée. Le taux de pénétration semble donc bien traduire la fragmentation systématique des copeaux obtenue par le procédé.

Or dans les hypothèses formulées, la hauteur de pénétration traduit un contact entre l'outil et la matière. La hauteur de coupe correspond à une hauteur de matière coupée et donc formant le copeau. Or le fait que la hauteur de pénétration traduise mieux le fractionnement des copeaux que la hauteur de coupe remet en question cette hypothèse. Ces résultats montrent donc que l'hypothèse d'une coupe « parfaite » (sans phénomènes d'indentation, de talonnage, de retour élastique ou de refus de coupe, écrouissage) ne permet pas de décrire le comportement de la coupe en perçage assisté par vibrations. L'introduction d'une hauteur de refus de coupe empirique nous permet d'expliquer les taux d'effort et le fractionnement constatés expérimentalement.

IV-2-6. Bilan de la comparaison

Les différents essais réalisés avaient pour but d'évaluer la capacité du modèle à prédire le comportement du procédé. Nous avons ainsi confronté les résultats de la simulation avec les données collectées au cours des essais. Nous avons évalué la simulation sur les 3 critères mesurables que sont l'effort axial, les déplacements des composants et le fractionnement des copeaux.

Les mesures d'efforts comparées aux efforts simulés ont montré que le modèle permet une bonne estimation de l'effort. Le module « Sollicitation » permet de reconstruire l'effort axial en bout d'outil avec une erreur maximale de 30% et un écart moyen de 16 %. Le modèle permet également une très bonne estimation des taux d'effort avec une erreur moyenne de 6 %. Il apparaît cependant que le talonnage et les

phénomènes d'interférence présents sous la partie centrale de l'outil ne sont pas suffisamment bien pris en compte, ce qui restreint le domaine de validité du modèle.

Les mesures de déplacement ont permis d'évaluer la capacité de prédiction des déplacements des éléments de l'ensemble usinant. Il en ressort que le module « dynamique » permet d'estimer les déplacements avec une erreur maximale de 20 % et une erreur moyenne de 5 %.

La seule prise en compte du comportement dynamique du système usinant ne suffit pas pour expliquer totalement la fragmentation des copeaux. L'hypothèse de la coupe « parfaite » ne permet pas non plus la prédiction de la fragmentation des copeaux. Le modèle de coupe proposé dans ces travaux considère que la majeure partie de la matière devant l'outil va former le copeau et qu'une plus petite partie s'écoule sous l'arête de coupe et ne subit qu'une déformation élastique. On distingue ainsi la coupe et la pénétration de l'outil. Le modèle permet d'expliquer la répartition dans le temps de l'effort axial. On constate également que le taux de pénétration dans la matière semble plus à même de piloter le fractionnement que le taux de coupe. Avec les hypothèses formulées, cela n'a pas de sens physique. Il apparaît donc que la modélisation nécessite la prise en compte des autres phénomènes de déformation. Il apparaît également que les efforts simulés sont, à certains instants, entachés d'une erreur importante qui peut s'expliquer également par la mauvaise prise en compte de ces phénomènes de déformation. La modélisation du phénomène de coupe nécessite donc d'être étudiée plus finement afin de comprendre les mécanismes de déformation de la matière, notamment sous le centre de l'outil.

Néanmoins, le modèle présente l'intérêt de pouvoir prédire la fragmentation des copeaux avec une erreur largement réduite par rapport aux modèles purement cinématiques que l'on trouve dans la littérature. Surtout, la limite de fractionnement ainsi déterminée est conservatrice dans la mesure où elle assure le fractionnement des copeaux, contrairement à la limite cinématique. Ce modèle constitue donc une amélioration significative des modèles existants (Figure IV-41).

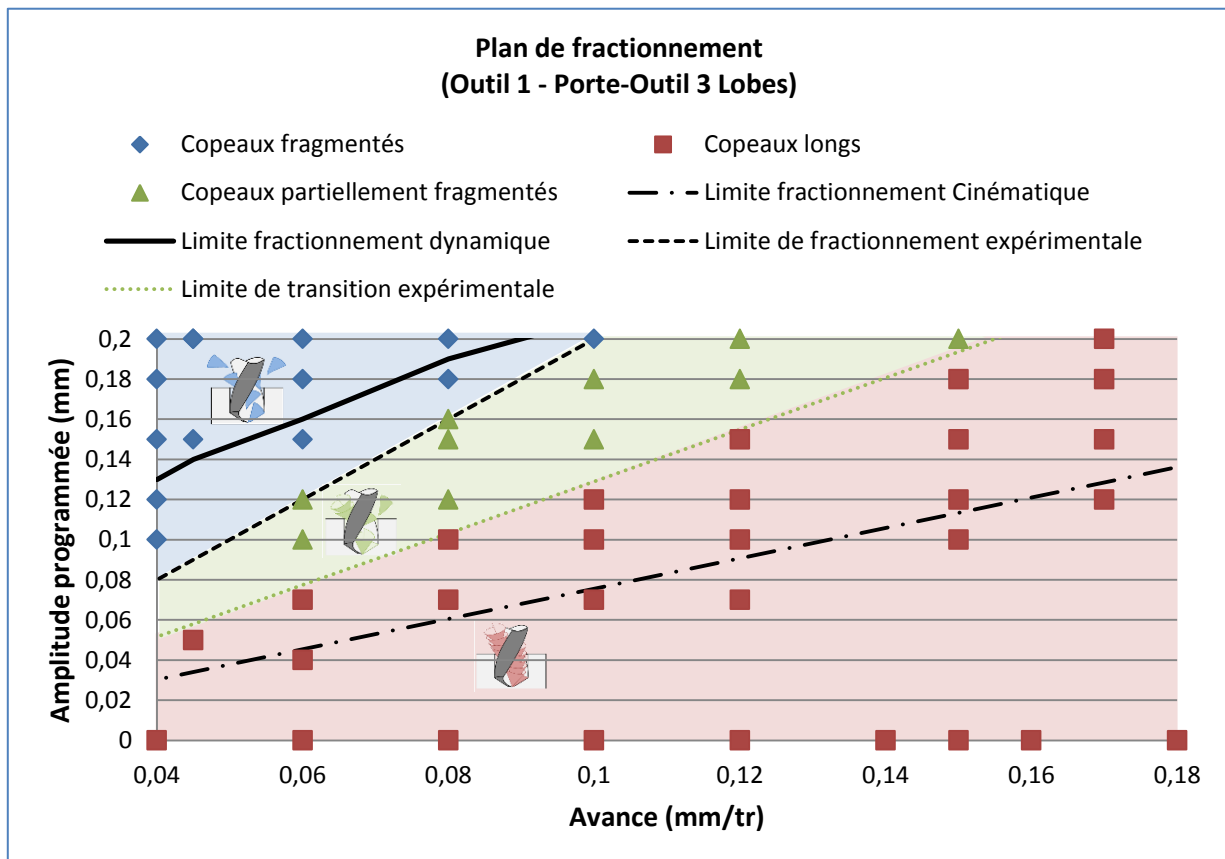


Figure IV-41 : Plan de fractionnement pour l'outil 1 et le porte-outil à 3 lobes.

IV-3. Evaluation de la capacité de transposition du modèle

Le modèle développé dans le cadre de ce travail permet de tenir compte de l'environnement Pièce-Outil-Machine dans la simulation du procédé de perçage assisté par vibrations. Nous avons vu que, dans un environnement contrôlé de laboratoire, il est possible d'identifier les paramètres décrivant l'environnement. Le modèle permet alors de simuler le comportement du procédé avec une précision acceptable.

Or, dans un cas industriel, il n'est pas forcément possible de mener des essais pour l'identification complète de l'environnement Pièce-Outil-Machine sur la machine de production et/ou sur pièce réelle. Le travail sur pièce réelle comporte un risque de détérioration qui ne peut être envisagé sur des pièces à fortes valeurs ajoutées. Il est alors nécessaire d'identifier les interactions Outil-Matière sur une éprouvette représentative. L'identification se fait alors dans un environnement « Machine » différent de la chaîne de production sur laquelle on cherche à mettre en place le dispositif. Le modèle ne devient intéressant que si les résultats sont transposables d'un environnement « Machine » à l'autre.

En théorie, l'identification des interactions Outil-Matière se fait de façon indépendante de la composante Machine de l'environnement. La modification de la Machine ne devrait nécessiter qu'une identification du comportement dynamique de cette dernière. Le modèle devrait permettre de prédire le comportement du procédé dans le nouvel environnement.

Dans l'optique d'une utilisation industrielle du modèle, il est nécessaire de vérifier la capacité de transposition du modèle d'un environnement à un autre. Nous chercherons dans cette partie à vérifier l'adaptabilité du modèle. Nous effectuerons pour cela une modification de l'élément Machine. Nous vérifierons ensuite par la comparaison entre les mesures et les simulations, la capacité de transposition du modèle proposé.

IV-3-1. Modification de l'environnement

Le passage du laboratoire à la chaîne de production implique un changement du composant Machine de l'environnement du procédé. Afin de vérifier la capacité de transposition du modèle, nous modifierons le comportement dynamique du système usinant.

A. Modification de la dynamique de l'ensemble Machine

Afin de modifier l'environnement du procédé, nous modifions l'élément Machine. On fait le choix de modifier le comportement dynamique en se plaçant dans le cas d'une configuration d'usinage plus souple. Il est possible d'agir simplement sur la dynamique de la pièce par le bridage de cette dernière. Une configuration en porte-à-faux permet de modifier la raideur équivalente du montage de la pièce (Figure IV-42).

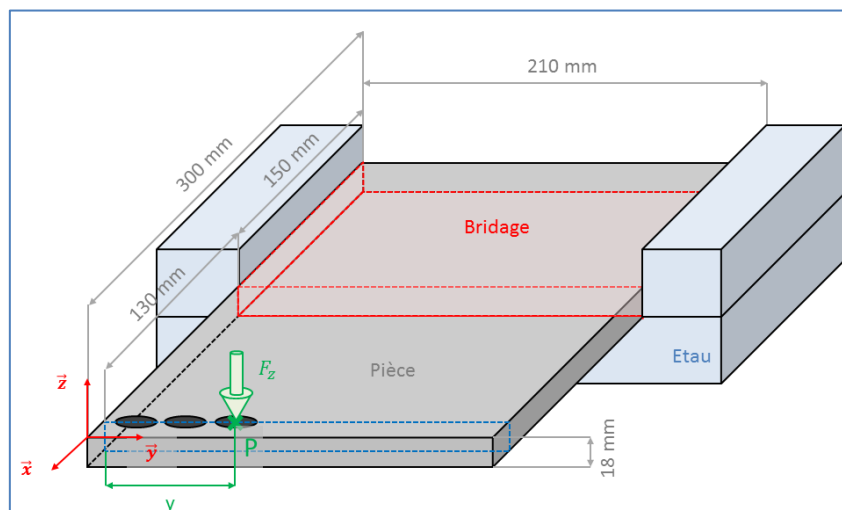


Figure IV-42 : Montage de la pièce en porte-à-faux.

B. Evaluation de la raideur

Dans cette configuration l'estimation de la raideur apparente de la pièce est délicate. En effet, on sollicite deux modes de déformation de la pièce : la flexion et la torsion. Pour évaluer la raideur de la pièce en fonction du point d'application, nous faisons appel au calcul numérique. Pour simplifier, on considère la demi-pièce libre comme encastree au niveau de liaison avec l'autre moitié (Figure IV-43). On étudie ensuite le déplacement de la pièce au point d'application de la force (P) en fonction de la position (y).

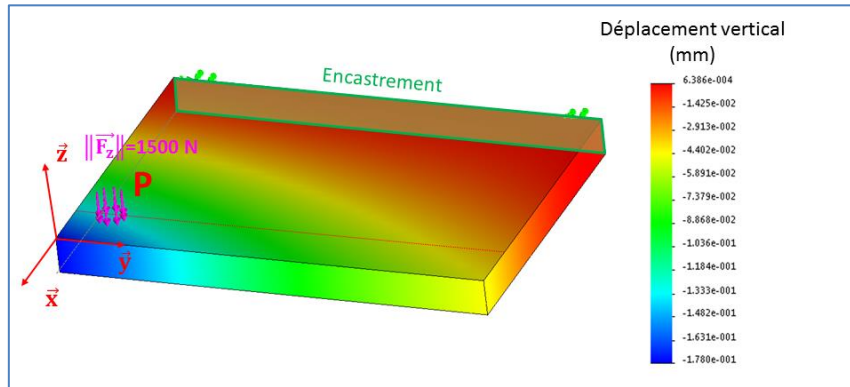


Figure IV-43 : Simulation numérique des déplacements de la pièce.

La raideur de la pièce en fonction de la position de perçage évolue de la façon suivante :

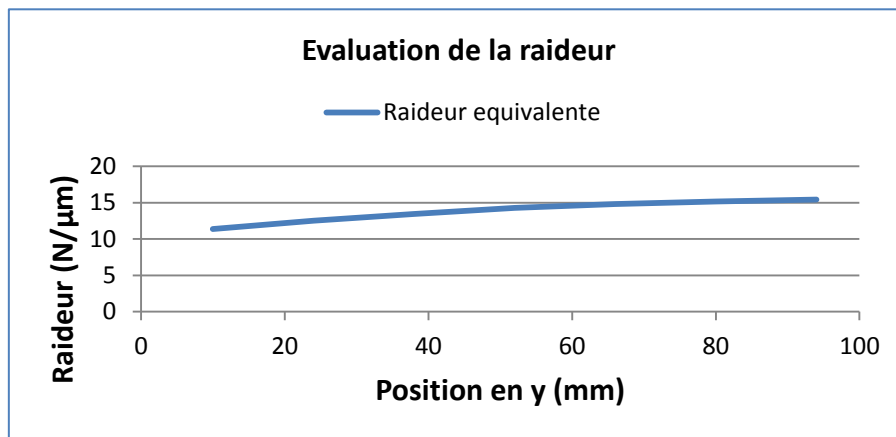


Figure IV-44 : Evolution de la raideur en fonction de la position.

Il est donc possible de mettre en place une configuration « Machine », où il est possible de régler la raideur de l'un des composants. Dans la configuration la plus souple, nous avons ainsi :

Propriété	Valeur	Unité
Masse	2.5	(kg)
Raideur	11	(N/μm)

Tableau IV-3 : Masse et raideur de la pièce souple.

C. Détermination de l'amortissement.

Avant de procéder à l'essai nous réalisons un essai au marteau d'impact sur la pièce afin d'évaluer son amortissement. Nous disposons pour cela la pièce dans le montage d'usinage de telle façon que la moitié de la pièce soit prise dans l'étau, et l'autre moitié en porte-à-faux. Nous disposons ensuite un accéléromètre et un capteur à courant de Foucault sur la pièce à une distance de 130 mm du bord de l'étau (Figure IV-45). Ces deux instruments nous permettent ainsi de mesurer respectivement les vibrations et les déplacements de la pièce sur la ligne de perçage (Figure IV-46). Nous venons ensuite impacter la pièce sur la ligne de perçage.

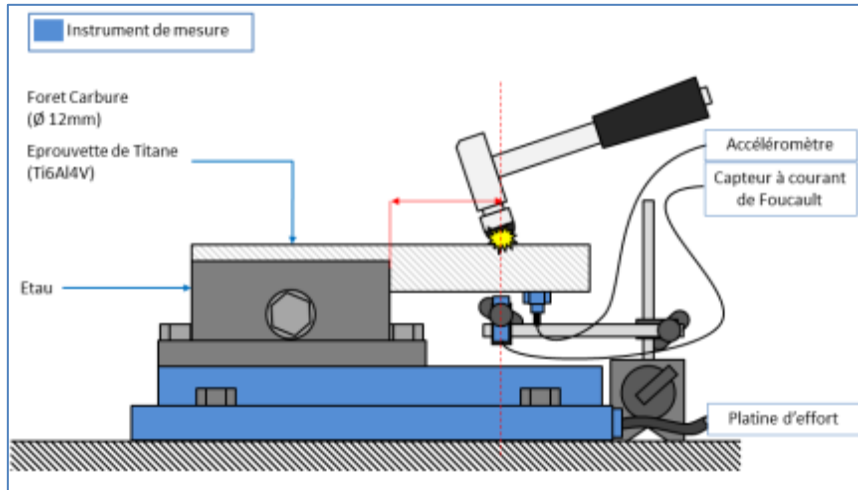


Figure IV-45 : Montage pour le sonnage de la pièce souple.

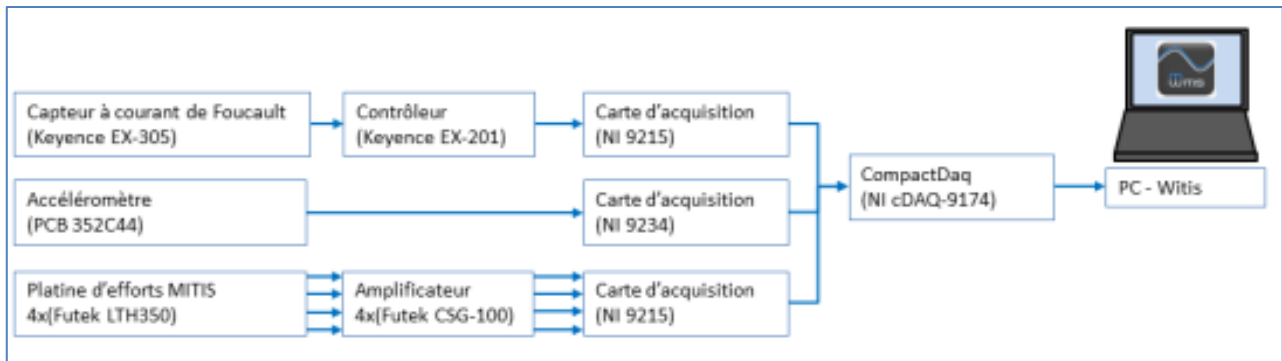


Figure IV-46 : Chaîne d'acquisition pour le sonnage de la pièce souple.

Le spectre du signal de l'accéléromètre nous permet d'identifier les fréquences propres de la pièce (Figure IV-47).

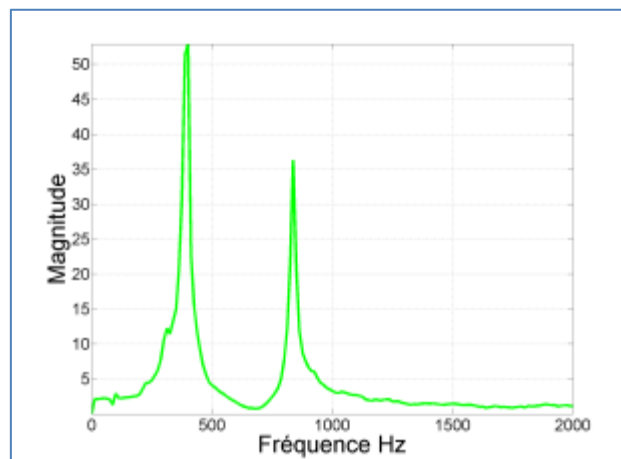


Figure IV-47 : Spectre du signal de l'accéléromètre.

La Figure IV-47 représente le spectre en fréquence du signal enregistré par l'accéléromètre. On relève 2 pics de fréquence. Ces 2 pics correspondent à 2 modes propres différents de la pièce (Tableau IV-3-4). La connaissance de la masse de la pièce en porte-à-faux nous permet d'estimer les raideurs correspondant à chaque mode. On constate alors que le premier pic semble correspondre au mode de déformation en flexion identifié par la théorie des poutres. Le second pic correspond à un second mode de déformation de la pièce.

Mode	Propriété	Valeur	Unité
Flexion	Fréquence	396	(Hz)
	Raideur associée	15	(N/ μ m)
Torsion	Fréquence	838	(Hz)
	Raideur associée	69	(N/ μ m)

Tableau IV-3-4 : Identification des fréquences propres de la pièce souple.

Le traitement du signal temporel, nous permet d'estimer l'amortissement (Figure IV-48).

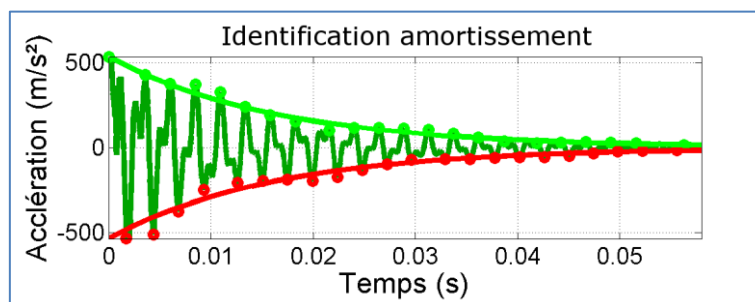


Figure IV-48 : Identification de l'amortissement par la valeur du décrétement logarithmique.

L'analyse du décrétement logarithmique nous donne une valeur du taux d'amortissement de 0.03. A partir de cette valeur, il nous est possible de déterminer la valeur de l'amortissement de la pièce. Nous disposons alors de l'ensemble des paramètres décrivant le comportement dynamique de la pièce. Dans la configuration la plus souple, nous avons ainsi :

Propriété	Valeur	Unité
Masse	2.5	(kg)
Raideur (torsion + flexion)	11	(N/ μ m)
Amortissement	0.3	(N.s/mm)

Tableau IV-3-5 : Paramètres dynamiques de la pièce souple.

IV-3-2. Résultats de la simulation

Les observations faites dans la comparaison entre le modèle développé et l'expérience ont permis d'établir que le fractionnement des copeaux est prévisible grâce au critère de taux de pénétration. S'il est inférieur à 100 %, c'est qu'il y a fractionnement des copeaux. Afin de déterminer les configurations opératoires permettant le fractionnement des copeaux, nous regardons l'évolution du taux de pénétration. Nous effectuons pour cela une série de simulations dans l'environnement précédemment identifié (cf. Tableau IV-3-5 et Chapitre III) dans le domaine d'étude exposé dans le Tableau IV-3-6. Nous limiterons l'étude à l'outil 1.

	Propriété	Valeur	Unité
Paramètres conventionnels	Fréquence de rotation (N)	663	(tr/min)
	Avance (f)	De 0,05 à 0,1	(mm/tr)
Paramètres vibratoires	Nombre d'oscillations (W)	1,54 ou 2,56	(-/tr)
	Amplitude des oscillations (A)	De 0.2 à 0.25	(mm)

Tableau IV-3-6 : Domaine d'étude de la simulation dynamique sur pièce souple.

Tout d'abord, l'évolution du taux de pénétration pour le porte-outil à 3 lobes est analysée (Figure IV-49). Figure IV-49).

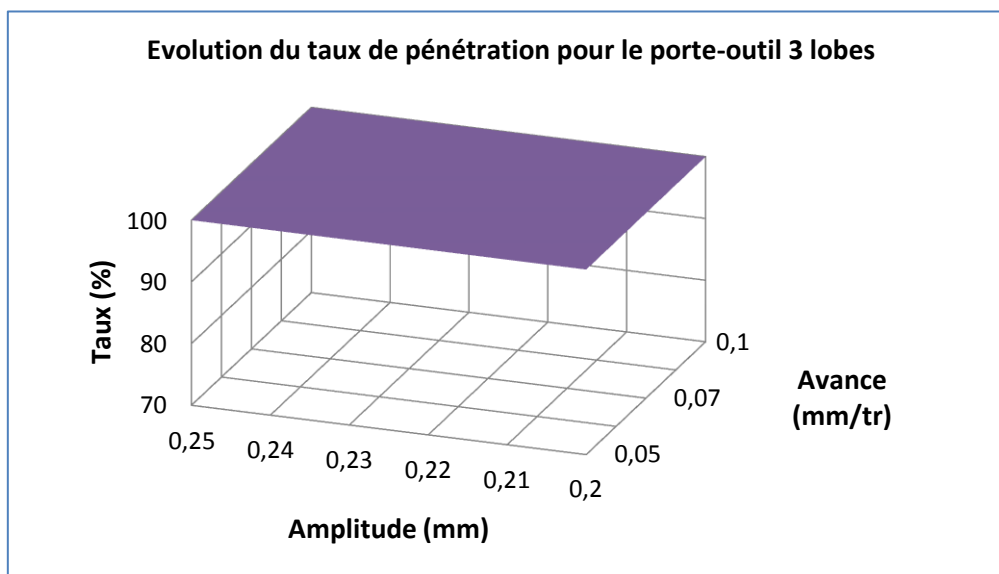


Figure IV-49 : Evolution du taux de pénétration pour le porte-outil à 3 lobes.

On observe que sur l'ensemble du domaine d'étude, le taux de pénétration est de 100 %. Ce qui signifie que le porte-outil équipé d'une came à 3 lobes et d'amplitude maximale de 0,25 mm ne permet pas d'obtenir le fractionnement des copeaux dans des conditions cohérentes avec le domaine de fonctionnement de l'outil. Le porte-outil équipé d'une came à 5 lobes est plus rigide. Il devrait ainsi limiter les pertes d'amplitude par rapport au porte-outil à 3 lobes. La simulation permet de prédire le taux de pénétration pour le porte-outil à 5 lobes (Figure IV-50).

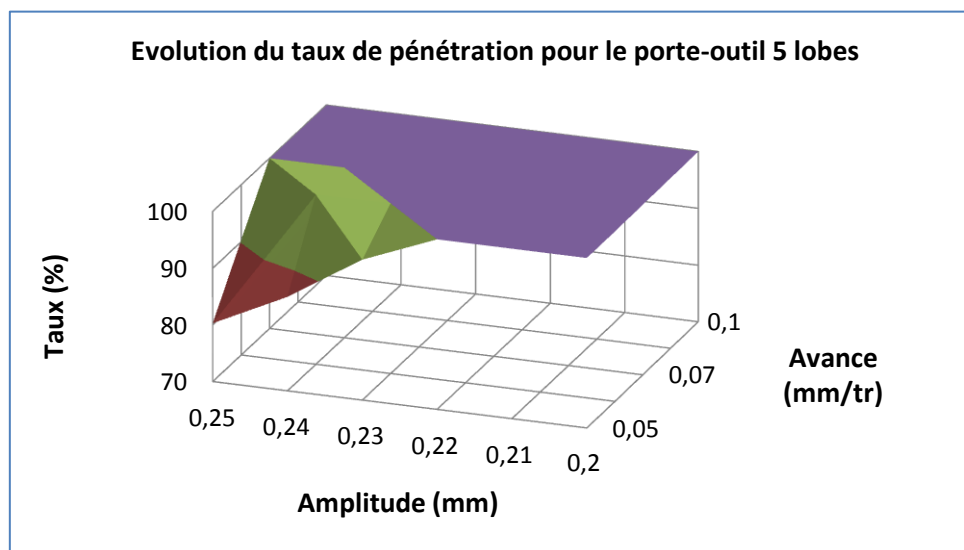


Figure IV-50 : Evolution du taux de pénétration en fonction pour le porte-outil à 5 lobes.

On observe que, dans le cas du porte-outil à 5 lobes, il existe des configurations permettant d'obtenir un taux de pénétration inférieur à 100 %. Ce porte-outil permet d'obtenir le fractionnement systématique des copeaux en réglant l'amplitude des oscillations au maximum et en choisissant de petites avances. L'information délivrée par le graphique peut être rapportée au critère de fractionnement des copeaux de la façon suivante :

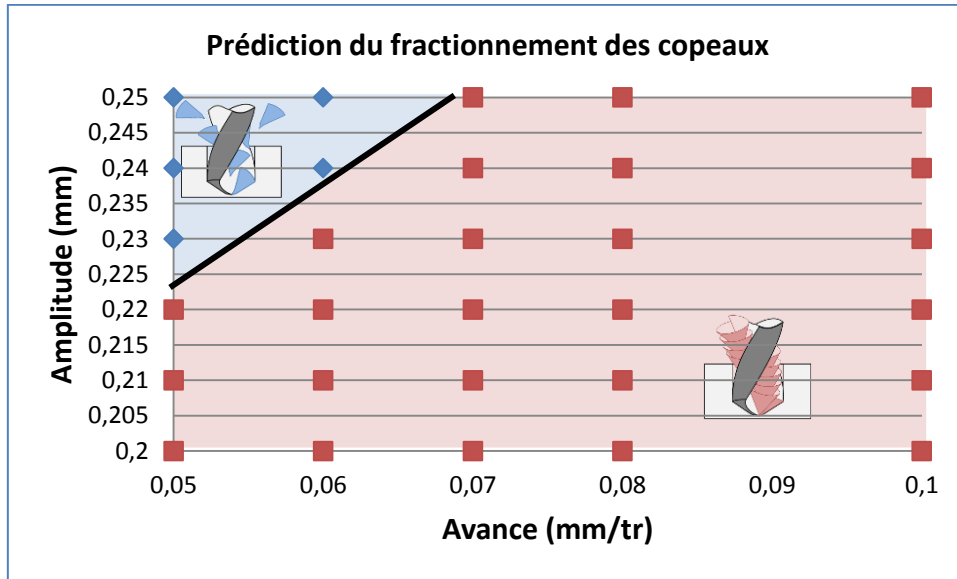


Figure IV-51 : Prédiction du fractionnement des copeaux avec le porte-outil à 5 lobes.

IV-3-3. Comparaison et analyse

Afin de vérifier les prédictions du modèle, des essais sont réalisés sur pièce souple avec l'outil 1 et le porte-outil à 5 lobes réglé à une amplitude de 0,25 mm (Figure IV-52). Les copeaux sont recueillis pour déterminer leur fractionnement effectif. Par ailleurs, les efforts sont mesurés. Dans cette configuration l'effet d'amortissement lié à la distance entre le point d'application de l'effort et le point de mesure est plus important. Cependant, dans les configurations étudiées l'effort amorti par la pièce reste inférieur à 10 N, on peut donc considérer cette perte comme non significative. Enfin, les déplacements de l'outil par rapport au stator de la broche ($Z_{4|1}$) sont également mesurés. Par contre, du fait de la réalisation de perçages débouchants et de la déformation complexe de la pièce, le déplacement de la pièce dans l'axe du perçage ne peut être mesuré. La qualité de la simulation de ce déplacement ne peut donc pas être évaluée.

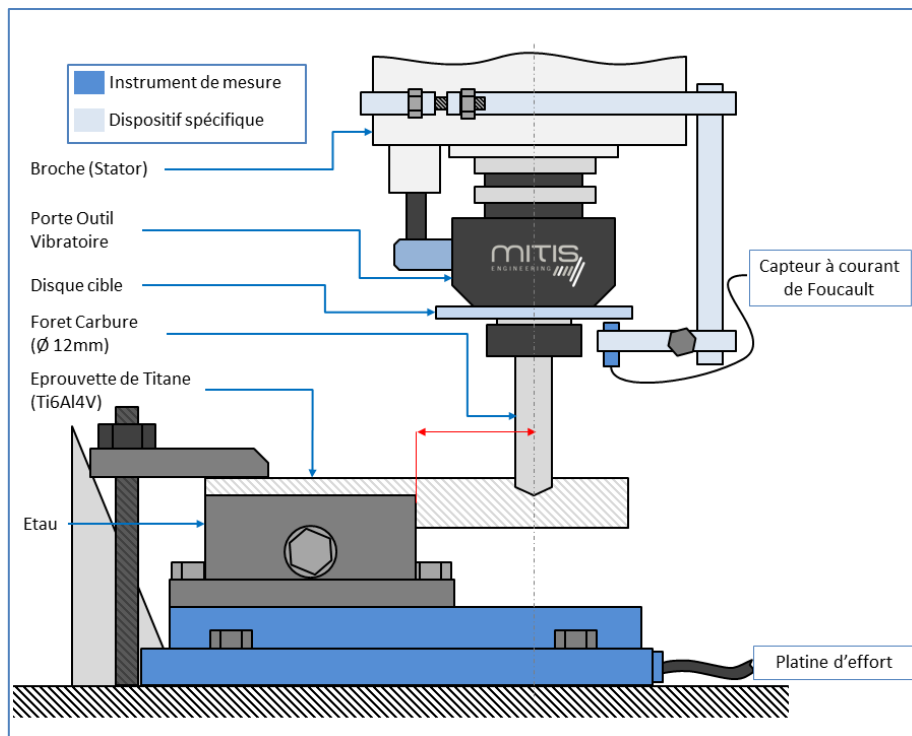


Figure IV-52 : Configuration expérimentale pour les essais sur pièce souple.

	Propriété	Valeur	Unité
Pièce	Matériaux	Alliage de titane Ti6Al4V	
	Condition de lubrification	Soufflage d'air par le centre outil	
Outil	Diamètre	12	(mm)
	Référence	Outil 1	
Machine	Machine-Outil	MoriSeiki NVX5080	
	Porte-Outil	PG 8040 - 5 lobes	
	Montage d'usinage	Montage en porte-à-faux dans l'étau sur platine d'effort	
Paramètres conventionnels	Fréquence de rotation (N)	663	(tr/min)
	Avance (f)	De 0,05 à 0,08	(mm/tr)
Paramètres vibratoires	Nombre d'oscillations (W)	2,56	(-/tr)
	Amplitude des oscillations (A)	0.25	(mm)

Tableau IV-3-7 : Configurations expérimentales étudiées.

A. Fractionnement

A partir des résultats obtenus, la limite de fractionnement constatée est comparée avec la limite de fractionnement estimée par le modèle dynamique. (Figure IV-53).

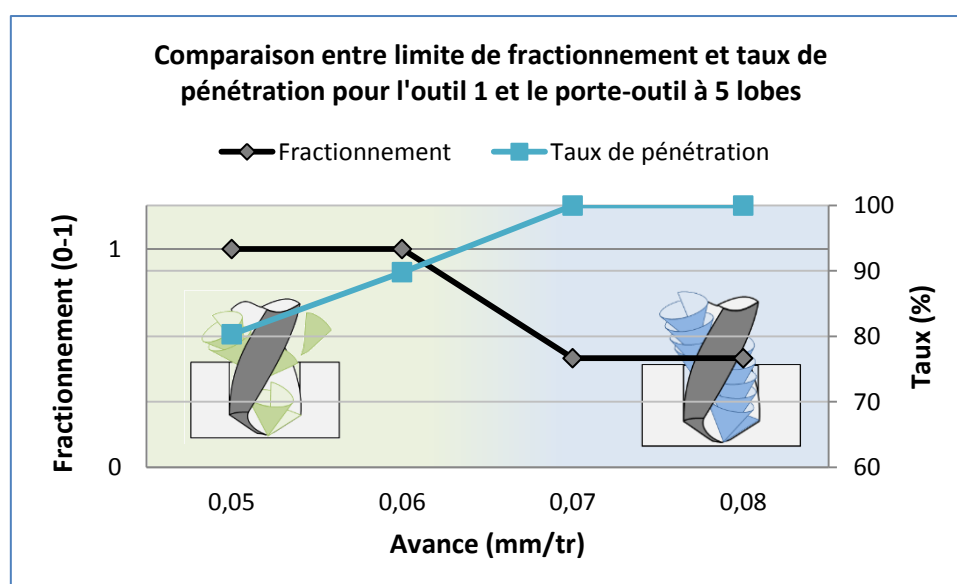


Figure IV-53 : Comparaison entre la limite de fractionnement prédite et la limite de fractionnement constatée.

La Figure IV-53 représente l'évolution du critère de fractionnement constatée expérimentalement et celle du taux de pénétration simulé en fonction de l'amplitude réglée sur le porte-outil. Conformément aux prédictions, le fractionnement ne s'obtient que pour des valeurs d'avance inférieures à 0,07 mm/tr. Le modèle développé a donc pu correctement proposer des paramètres opératoires permettant le fractionnement effectif des copeaux.

B. Effort

La mesure d'effort permet d'évaluer les capacités prédictives du module « sollicitation ». La superposition des mesures et des simulations est représentée ci-dessous :

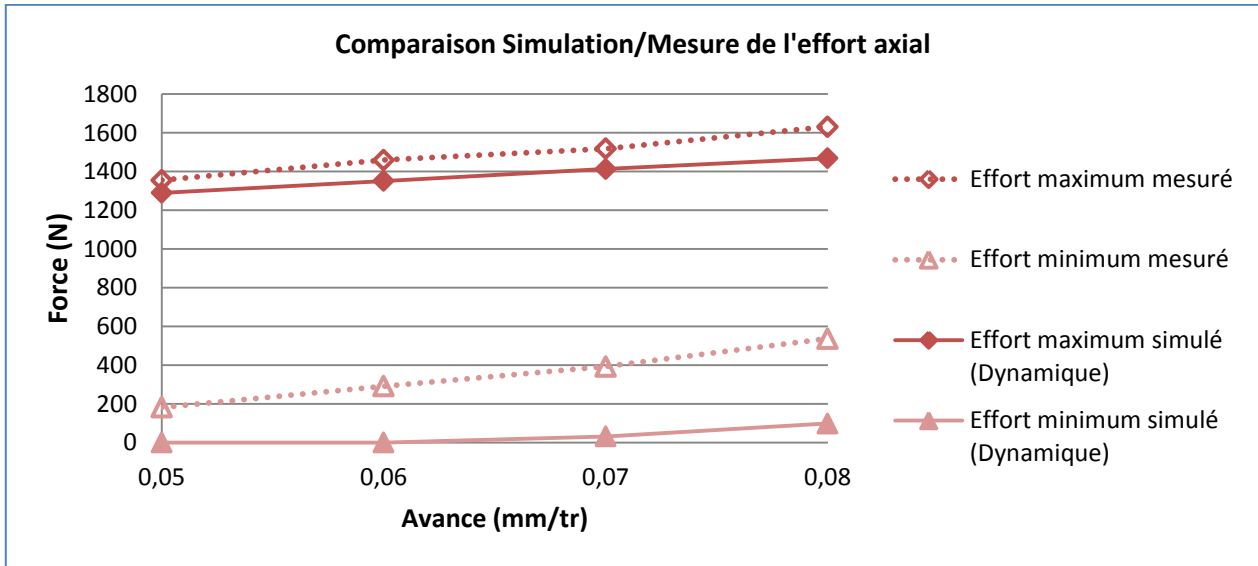


Figure IV-54 : Comparaison des résultats d'effort pour l'outil 1.

La Figure IV-54 représente l'évolution des valeurs extrémales de l'effort mesuré et de l'effort simulé pour l'outil 1. On observe une bonne corrélation des résultats de la simulation avec les données expérimentales. On remarque que l'écart sur les valeurs maximales est inférieur à 13 % (de la valeur de l'effort maximum mesuré). L'écart sur les valeurs minimales est plus important. Il atteint ainsi une erreur maximale de 26 % (de la valeur de l'effort minimum mesuré). On constate que l'effort simulé est systématiquement inférieur à l'effort mesuré. Ces résultats montrent que le modèle d'effort développé permet une bonne estimation des efforts dans une configuration « souple ».

On observe également que l'effort minimal est toujours supérieur à zéro. L'interruption de la coupe et la fragmentation des copeaux ne se traduisent pas par une interruption des efforts.

C. Déplacement

Le capteur à courant de Foucault permet de mesurer l'oscillation de l'outil par rapport au stator broche ($Z_{4|1}$). Il est donc possible de comparer la mesure et la simulation de ce déplacement (Figure IV-55).

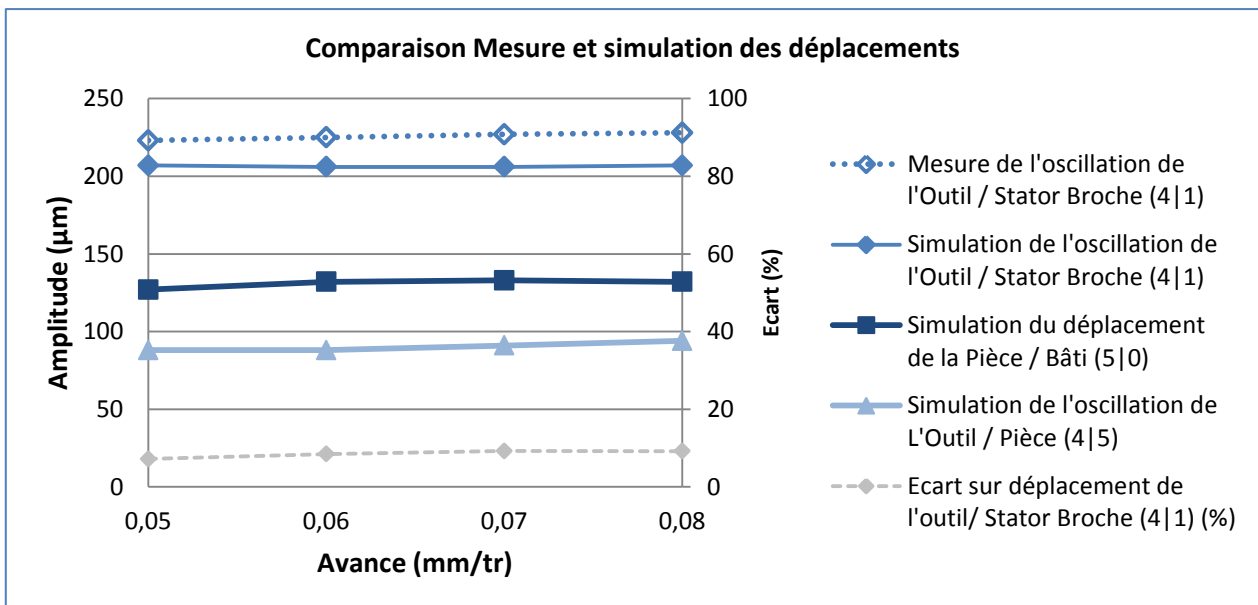


Figure IV-55 : Comparaison de la mesure et de la simulation des déplacements en configuration souple.

La Figure IV-55 représente la simulation des déplacements de l'outil par rapport au stator broche, de la pièce par rapport au bâti et de l'outil par rapport à la pièce. Seul le premier déplacement peut être

confronté à la mesure. On observe dans ce cas-là une bonne estimation du déplacement de l'outil (prenant en compte le comportement de la broche et du porte-outil) avec une erreur inférieure à 10%. Ce graphique permet également de constater que pour une amplitude fixe de 0.25 mm, les déplacements des différents composants n'évoluent que très légèrement avec l'avance et donc avec l'effort. La perte d'amplitude entre l'outil et la matière est d'environ 60%. La variation de l'amplitude adimensionnée n'est donc due qu'à la variation de l'avance (Figure IV-56). Il est à noter que l'amplitude adimensionnée minimale entre la pièce et l'outil pour assurer le fractionnement est du même ordre de grandeur que dans le cas plus rigide étudié précédemment (environ 2,8).

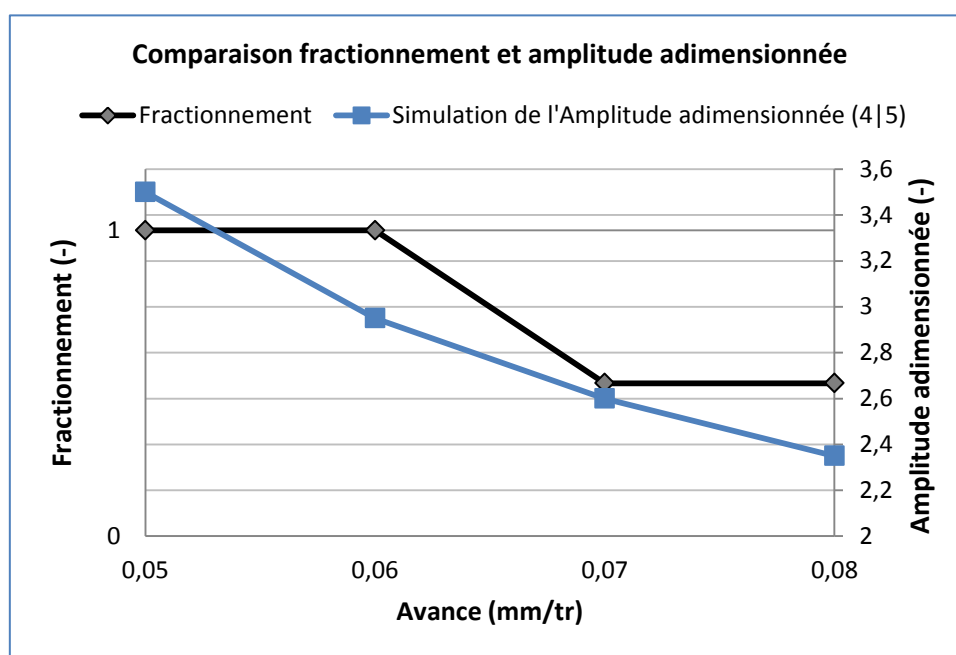


Figure IV-56 : Superposition fractionnement et amplitude adimensionnée.

IV-3-4. Conclusion sur la transposition du modèle

Au travers de cette deuxième campagne expérimentale, la capacité de transposition des résultats d'un environnement « Machine » à un autre a été évaluée. En agissant sur le montage de la pièce, la rigidité de l'ensemble « Machine » a été réduite pour travailler dans une configuration plus souple. L'identification a permis de tenir compte du comportement dynamique de l'environnement modifié. On observe ainsi que les données de simulation et les résultats expérimentaux sont très proches. Le modèle développé est en mesure de prévoir le fractionnement des copeaux dans un environnement Machine plus souple.

Le modèle est donc apte à transposer les observations faites dans un environnement « Machine » vers un autre. D'un point de vue industriel, le modèle permet donc d'adapter les observations faites en laboratoire d'essais vers les moyens de production industriels, en ayant identifié le comportement dynamique des deux « Machines ».

IV-4. Bilan de la campagne expérimentale

Dans ce chapitre, les capacités du modèle ont été évaluées. Nous avons pour cela mené trois campagnes d'essais distinctes :

Nous avons tout d'abord effectué des essais exploratoires préliminaires afin de quadriller le comportement du procédé lorsque l'on fait varier l'avance et l'amplitude des oscillations. Cela a permis de quantifier l'écart entre les modèles purement cinématiques développés jusqu'à présent et le comportement constaté expérimentalement. Nous avons également cherché à vérifier l'hypothèse selon laquelle cet écart est dû au comportement dynamique du système usinant. Les pertes d'amplitude entre l'outil et la pièce ont ainsi été quantifiées.

Au travers des résultats de la deuxième campagne, nous avons mis en évidence le fait que l'hypothèse de coupe « parfaite » ne permet pas de décrire convenablement la coupe en perçage assisté par vibrations. La modélisation des efforts et la prise en compte de la dynamique du système usinant permettent la prédiction des pertes d'amplitude constatées expérimentalement. Il apparaît cependant que le modèle d'effort manque de justesse lorsque l'amplitude devient grande devant l'avance. Enfin, le fractionnement des copeaux est prédictible au regard du critère de taux de pénétration de l'outil dans la matière. Ce constat implique que l'hypothèse faite sur le comportement de la coupe est erronée. Mais nous constatons que le modèle dynamique développé permet de prédire le comportement du procédé avec une précision accrue par rapport au modèle cinématique considérant une coupe « parfaite ».

La dernière campagne d'essais a permis d'étudier la viabilité du modèle dans le cas d'un environnement machine plus souple. Le montage d'une pièce en porte-à-faux a permis d'agir sur la raideur du système liant la pièce à l'outil. Les résultats obtenus montrent que le modèle permet de s'adapter à ce nouvel environnement. Il est ainsi possible de prédire les conditions permettant le fractionnement des copeaux. Ce point permet de transposer les résultats observés dans un environnement vers un autre. Il est ainsi possible d'étudier les interactions outil-matière dans une cellule d'essais et de transposer les résultats vers un moyen de production industriel.

Au travers des différents résultats présentés, il apparaît certaines limites au modèle développé. Les voies d'amélioration identifiées sont les suivantes :

- une étude plus approfondie de la coupe en perçage assisté par vibrations pour identifier le comportement de la matière lors de la coupe, afin d'analyser les phénomènes de déformations élastique et plastique provoqués par la coupe. Cela permettrait d'identifier les conditions exactes de fractionnement des copeaux ;
- une seconde étude sur les interactions Outil-Matière au centre de l'outil permettrait de mieux cerner les modes de déformations de la matière. Dans notre modèle, nous considérons que les phénomènes de talonnage et d'indentation génèrent des efforts supplémentaires mais ne déforment pas la matière. Une telle étude permettrait d'identifier la déformation subit par la matière ;
- enfin, le module critique du modèle est celui permettant l'estimation des efforts axiaux. C'est ce module qui génère l'erreur la plus importante dans le modèle. Il serait donc intéressant pour améliorer le modèle, de développer un modèle d'effort plus adapté au perçage assisté par vibrations forcées. Cependant cette étude nécessite la parfaite compréhension des phénomènes de coupe, de talonnage et d'indentation en perçage assisté par vibrations.

En conclusion, le modèle présenté dans ce mémoire permet une amélioration significative de la prédiction du comportement du procédé de perçage assisté par vibrations forcées. Par la prise en compte de l'environnement Pièce-Outil-Machine dans lequel est mis en œuvre le procédé, il est possible de définir des conditions opératoires assurant le fractionnement des copeaux, et ce de manière conservative. Le modèle permet également de considérer le comportement propre à un outil dans un matériau donné ainsi que le comportement dynamique de la machine. Le modèle permet ainsi d'être adapté à des configurations plus proches de l'environnement industriel envisagé pour la mise en œuvre du procédé vibratoire.

Conclusions et perspectives

Conclusions

L'objectif de ces travaux était de développer une modélisation du procédé de perçage assisté par vibrations permettant la détermination des paramètres opératoires optimaux pour la mise en œuvre du procédé. Afin d'accompagner les méthodes empiriques employées actuellement dans l'industrie et ainsi réduire le nombre d'essais nécessaires.

Le procédé de perçage assisté par vibrations a fait l'objet de nombreux travaux de recherche. Ces études permettent de mettre en avant les apports de ce procédé. Des modèles ont été développés pour prédire le comportement de ce procédé en fonction des conditions opératoires. Ces modèles sont principalement basés sur des considérations purement cinématiques. Or, des études ont montré que cette approche ne permet pas de répondre à tous les cas d'application. Dans le cas d'outils de gros diamètres, où les efforts sont importants, ou bien dans le cas de montages et/ou de machines plus souples, l'écart entre la modélisation et l'expérience augmente de façon significative. Cet écart est dû à une perte d'amplitude apparente entre l'outil et la pièce. Il apparaît donc nécessaire de tenir compte du comportement dynamique du système usinant.

Le Chapitre II présente en détail le modèle développé. Celui-ci permet de lier le comportement du procédé aux paramètres opératoires tout en tenant compte de l'environnement « Pièce-Outil-Machine ». La structure modulaire du modèle permet de réaliser des simulations purement cinématiques ou des simulations dynamiques tenant compte des spécificités de l'outil et de la matière.

Le module « Cinématique » permet de reconstruire les trajectoires en fonction des conditions opératoires. Il permet d'établir la géométrie effective de coupe de l'outil. Le module « Coupe » modélise l'enlèvement de matière. La coupe n'est plus considérée comme « parfaite » (absence de phénomènes d'indentation, de talonnage, de retour élastique ou de refus de coupe). On considère que la coupe ne s'amorce pas en dessous d'une épaisseur minimale de coupe appelée hauteur de refus de coupe. On considère alors qu'une partie du flux de matière devant l'outil est déformée plastiquement formant le copeau et une seconde partie est déformée élastiquement en raison du refus de coupe. La surface laissée en fond de trou ne correspond plus nécessairement à la trajectoire de l'outil. Le module « Talonnage » permet de déterminer le volume d'interférence entre la surface en fond de trou et la dépouille de l'outil. Il est ainsi possible de quantifier et de localiser l'apparition de ce phénomène. Le module « Sollicitations » permet de reconstruire l'effort axial en fonction des conditions de coupe et de talonnage. Les efforts et les déplacements intervenant lors du perçage assisté par vibrations ne permettent plus de considérer le système usinant comme infiniment rigide. Le module « Dynamique » permet de considérer 4 souplesses dans la chaîne cinématique reliant l'outil à la matière. Dans le cas particulier de cette étude, on considère ainsi que les roulements du porte-outil, les roulements de la broche, la platine de mesure d'effort et la pièce introduisent des souplesses. Le module permet de déterminer les déplacements effectifs en fonction des paramètres dynamiques de ces 4 éléments. Le bouclage du modèle permet alors de corriger la trajectoire dans le module « Cinématique ». Le modèle dans son ensemble permet donc l'estimation des trajectoires dynamiques, de l'effort axial généré et de la morphologie résultante des copeaux. Ces trois indicateurs permettent d'évaluer le comportement du procédé.

Le modèle ne fonctionne correctement que si l'on parvient à caractériser l'environnement. Dans le chapitre III, une méthode d'identification est présentée. La géométrie de l'Outil est identifiée par l'analyse des fichiers de conception de l'outil. On récupère ainsi les angles caractéristiques normalisés.

Les interactions entre l'Outil et la Matière sont identifiées au cours d'essais en perçage assisté par vibrations. La mesure du déplacement de la pièce et de l'outil permet de reconstruire le mouvement relatif de l'outil par rapport à la pièce et de tenir compte de la dynamique de la Machine. Au travers de l'analyse de la mesure de l'effort axial, il est possible d'identifier la hauteur de refus de coupe et les paramètres

empiriques du module « Sollicitations ». La méthode nécessite la réalisation d'une petite série de perçages sur avant-trou avec l'outil et une éprouvette représentative du matériau de la pièce. La dynamique de la Machine est identifiée au travers de deux essais distincts. Une identification au marteau d'impact permet d'obtenir une réponse en fréquence des différents éléments constituant le système usinant. Il est alors possible d'identifier l'amortissement et le comportement en fonction des fréquences des sollicitations. L'évaluation de la raideur est réalisée lors d'essais en perçage afin de se rapprocher au maximum des conditions de mise en œuvre du procédé. Cette méthode permet d'identifier les paramètres dynamiques décrivant le comportement de la Machine. Par ces trois manipulations, les spécificités de l'environnement du procédé sont caractérisées.

Afin d'évaluer les capacités du modèle, le chapitre IV présente la comparaison entre les résultats simulés et expérimentaux dans le cadre de l'environnement présenté au chapitre III. La comparaison entre la simulation et l'expérience donne globalement de bons résultats. Le modèle est en mesure d'estimer les mouvements des différents composants de l'ensemble Machine afin de calculer une trajectoire outil plus proche de la trajectoire réelle. Le module de sollicitation donne une bonne estimation de l'effort axial en bout d'outil. Cependant, l'erreur a tendance à augmenter dans le cas de fortes amplitudes, limitant son domaine de validité. Enfin le module de coupe permet de prédire de façon robuste le fractionnement des copeaux, paramètre clé dans le choix des conditions de coupe optimales. Cette campagne d'essais a permis de valider le modèle dynamique développé.

Le chapitre IV présente également une deuxième confrontation entre le simulateur et l'expérience dans un environnement « Pièce-Outil-Machine » modifié. Le montage d'une pièce souple permet de modifier l'élément « Machine ». Après identification des paramètres dynamiques de la partie modifiée, il apparaît que le modèle permet de prédire les conditions opératoires permettant le fractionnement des copeaux. Le modèle développé permet donc de prédire le comportement du procédé dans cette configuration critique. La capacité de transposition des résultats d'un environnement « Machine » vers un autre permet de réadapter les paramètres identifiés en laboratoire vers les machines de production. Le modèle est donc en mesure de s'adapter à des environnements « Pièce-Outil-Machine » différents. Ce résultat autorise une application industrielle rapide du modèle.

Perspectives

Le modèle développé permet donc de prédire le comportement du procédé plus précisément que les modèles purement cinématiques. Il serait cependant possible de l'améliorer davantage. Pour cela, il apparaît intéressant d'explorer de nouvelles pistes :

- Durant les essais réalisés sur avant-trous, il apparaît un écart entre le taux de coupe calculé sur la hauteur de coupe et le taux d'effort calculé à partir de l'effort axial mesuré. Cet écart traduit un comportement complexe de la coupe en perçage assisté par vibrations. L'hypothèse d'un refus de coupe nous permet d'expliquer la différence de taux de coupe entre l'effort axial et la hauteur de coupe. Cependant, le critère de fractionnement des copeaux fait apparaître une limite à cette hypothèse. Il paraît donc nécessaire d'étudier les mécanismes de coupe en perçage assisté par vibrations pour une compréhension plus fine du comportement de la coupe pour différents matériaux. Cela afin d'identifier les phénomènes physiques simplifiés dans l'approche choisie, et d'affiner leur prise en compte dans la modélisation. De même, l'influence de la géométrie locale des arêtes de coupe (et donc de l'usure d'outil) sur ces mécanismes doit être considérée ;
- Dans le modèle présenté, nous ne présentons pas de moyen de mesure du talonnage. Nous ne sommes donc pas en mesure de vérifier les données issues du module « talonnage ». De plus, on considère que le talonnage ne déforme pas la surface en fond de trou. Ces hypothèses restent à valider ou à infirmer. Il apparaît donc nécessaire d'étudier les interactions entre la matière et les parties non actives de l'outil ;

- Le module « Sollicitations » apparaît être le module limitant le plus le domaine de validité du modèle. Une voie d'amélioration serait donc le développement d'un modèle d'effort adapté au perçage assisté par vibrations où les conditions de coupe ont une plage de variation très importante ;
- Dans l'optique d'une utilisation industrielle de la méthode, il serait préférable d'identifier le comportement dynamique du moyen de production au moyen d'un essai « non destructif ». Il serait donc intéressant de développer un nouveau moyen et/ou un nouveau protocole permettant l'excitation de la structure et l'identification de la dynamique de l'ensemble Machine qui ne nécessite pas la réalisation d'un essai de perçage.
- L'amélioration du modèle dynamique pourrait également se faire par l'intégration de nouvelles souplesses. Le procédé de perçage assisté par vibrations présente un intérêt certain dans le cas de perçages profonds en se passant de cycles de déburrage non-productifs. Dans ce cas, il serait pertinent de prendre en compte la déformation de l'outil long en compression et en torsion. L'intégration du comportement de l'ensemble des composants permettrait l'identification du comportement dynamique dans certaines plages de fréquences provoquant des résonances.
- A contrario, dans les plages de basses fréquences, où le comportement peut être qualifié de quasi-statique, une simplification du modèle pourrait être envisagée. L'effet de raideur étant prédominant sur les effets d'amortissement et d'inertie, il serait envisageable de simplifier la schématisation dynamique à une raideur équivalente.
- L'intégration de souplesse en torsion nécessiterait la détermination du couple en bout d'outil. Il serait donc intéressant de modéliser et de mesurer ce couple axial afin d'assurer un suivi plus complet de l'opération.
- De par sa construction le modèle permet d'utiliser comme entrées des données expérimentales. La capitalisation et l'analyse massive de données expérimentales offrent la possibilité d'améliorer continuellement le modèle par apprentissage. A son tour, le modèle permet l'interprétation des mesures pour une meilleure compréhension. Ces interactions entre modèle et base de données expérimentales peuvent contribuer à améliorer l'analyse des mesures et améliorer le modèle pour parvenir à une prédiction plus fine du comportement du procédé.
- Enfin, les sorties du modèle pourraient être utilisées comme signaux de référence pour permettre un suivi et un contrôle (monitoring) des opérations de perçage et fiabiliser ainsi totalement leur mise en œuvre.

Références

- Adachi K., Yoshikawa A., Sakurai K., 2004.** *A Study on Burr Low Frequency Vibratory Drilling.* Materials Forum, 28, pp.178–183.
- AFNOR, 2000.** *Couple outil-matière.* Norme NF E66-520-8.
- Albert G., 2010.** *Identification et modélisation du torseur des actions de coupe en fraisage.* Thèse de doctorat. Université de Bordeaux.
- Azarhoushang B., Akbari J., 2007.** *Ultrasonic-assisted drilling of Inconel 738-LC.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 47(7-8), pp.1027–1033.
- Bagur F., 2008.** *Matériaux pour outils de coupe.* Les Techniques de l'Ingénieur, bm7080, pp.1–16.
- Batzer S.A., Haan D.M., Rao P.D., Olson W.W., Sutherland J.W., 1998.** *Chip morphology and hole surface texture in the drilling of cast Aluminum alloys.* Journal of Materials Processing Technology, 79(1-3), pp.72–78.
- Batzer S.A., Gousskov A.M., Voronov S.A., 1999.** *Modeling the Vibratory drilling process.* ASME Design Engineering Technical Conferences. Las Vegas, Nevada, pp. 1–14.
- Bissey S., 2005.** *Développement d'un modèle d'efforts de coupe applicable à des familles d'outils : cas du fraisage des aciers traités thermiquement.* Thèse de doctorat. Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers.
- Bisu C.F., 2007.** *Etude des vibrations auto-entretenues en coupe tridimensionnelle : nouvelle modélisation appliquée au tournage.* Thèse de doctorat. Université de Bordeaux.
- Bondarenko D., 2010.** *Etude mésoscopique de l'interaction mécanique outil/pièce et contribution sur le comportement dynamique du système usinant.* Thèse de doctorat. Institut Polytechnique de Grenoble, Université Technique Bauman de Moscou.
- Bondarenko D., Paris H., Gousskov A.M., 2009.** *Influence du talonnage sur la stabilité du système usinant.* 19ème Congrès Français de Mécanique. Marseille, pp. 24–28.
- Bonnet C., 2010.** *Compréhension des mécanismes de coupe lors du perçage à sec de l'empilage Ti6Al4V/Composite fibre de carbone.* Thèse de doctorat. École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers.
- Bono M.J., Ni J., 2001.** *The Indentation Zone of a Twist Drill.* North American Manufacturing Research Conference. Gainesville.
- Brezinski C., 2006.** *Méthodes numériques de base : Algèbre numérique.* Les Techniques de l'Ingénieur, af1220, pp.1-22.
- Brinksmeier E., Janssen R., 2002.** *Drilling of multi-layer composite materials consisting of carbon fiber reinforced plastics (CFRP), titanium and aluminum alloys.* CIRP Annals-Manufacturing Technology, 51(1), pp.87–90.

- Brinksmeier E., Pecat, O., Rentsch R., 2015.** *Quantitative analysis of chip extraction in drilling of Ti6Al4V.* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 64(1), pp.93–96.
- Calamaz M., 2008.** *Approche expérimentale et numérique de l'usinage à sec de l'alliage aéronautique TA6V.* Thèse de doctorat. Université de Bordeaux.
- Chanal H., Duc E., Ray P., 2006.** *A study of the impact of machine tool structure on machining processes.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 46(2), pp.98–106.
- Chang S.S.F., Bone G.M., 2010.** *Burr height model for vibration assisted drilling of aluminum 6061-T6.* Precision Engineering, 34(3), pp.369–375.
- Chang S.S.F., Bone G.M., 2005.** *Burr size reduction in drilling by ultrasonic assistance.* Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 21(4-5), pp.442–450.
- Chang S.S.F., Bone, G.M. 2009.** *Thrust force model for vibration-assisted drilling of aluminum 6061-T6.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 49(14), pp.1070–1076.
- Charron J., 2003.** *Mesures sans contact - Généralités.* Les Techniques de l'Ingénieur, r1330, pp.1-4.
- Cheng K., 2009.** *Machining Dynamics – Fundamentals Applications and Practices.* Springer Series in Advanced Manufacturing.
- Claudin C., 2006.** *Influence des conditions opératoires sur le procédé de perçage : Application aux structures mécano-soudées en acier bas carbone.* Thèse de doctorat. Ecole Nationale Supérieur d'Arts et Métiers.
- Claudin C., Poulachon G., Lambertin M., 2008.** *Correlation between drill geometry and mechanical forces in MQL conditions.* Machining Science and Technology, 12(1), pp.133–144.
- Collignan A., 2011.** *Méthode d'optimisation et d'aide à la décision en conception mécanique : application à une structure aéronautique.* Thèse de doctorat. Université de Bordeaux.
- Dargnat F., 2006.** *Modélisation semi-analytique par approche énergétique du procédé de perçage de matériaux monolithiques.* Thèse de doctorat. Université de Bordeaux.
- Denkena B., Boehnke D. & Dege J.H., 2008.** *Helical milling of CFRP-titanium layer compounds.* CIRP Journal of Manufacturing Science and Technology, 1(2), pp.64–69.
- Ducobu F., Filippi E., Rivière-Lorphèvre E., 2009.** *Modélisation de l'influence de la profondeur de coupe en micro-coupe orthogonale.* 19ème Congrès Français de Mécanique. Marseille, pp. 24–28.
- Dumas C., Caro S., Chérif M., Garnier S., Furet B., 2010.** *A methodology for joint stiffness identification of serial robots.* 2010 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, Tapei, pp.464–469.
- El-Wardany T.I., Gao D., Elbestawi M.A., 1996.** *Tool condition monitoring in drilling using vibration signature analysis.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 36(6), pp.687–711.
- Eynian M., Altintas Y., 2009.** *Chatter Stability of General Turning Operations With Process Damping.* Journal of Manufacturing Science and Engineering, 131(4) : 041005-041005-10.
- Felder E., 2006.** *Modélisation de la coupe des métaux.* Les Techniques de l'Ingénieur, bm7041, 33(0).

- Felder E., 2008.** *Procédés d'usinage - Présentation.* Les Techniques de l'Ingénieur, bm7000, pp.1–14.
- Gagnol V., 2006.** *Modélisation du comportement dynamique des électrobroches UGV.* Thèse de doctorat. Université Blaise Pascal - Clermont II.
- Geldart M., Webb P., Larsson H., Backstrom M., Gindy N., Rask K., 2003.** *A direct comparison of the machining performance of a variac 5 axis parallel kinetic machining centre with conventional 3 and 5 axis machine tools.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 43(11), pp.1107–1116.
- Germain D., 2011.** *Développement d'un modèle d'efforts de coupe intégrant le contact en dépouille: application au tournage de super finition du cuivre Cu-c2.* Thèse de doctorat. Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers.
- Girard A., 1997.** *Dynamique des structures - Techniques d'analyse et d'essai.* Les Techniques de l'Ingénieur, b5150, pp. 1-21.
- Gousskov A.M., Voronov S.A., Batzer S.A., 2000.** *Chatter synchronization in vibratory drilling.* Dynamics, Acoustics and Simulations/ASME, 68, pp.263–270.
- Guibert N., 2008.** *Etude et modélisation de l'influence des phénomènes de coupe sur les performances du forage vibratoire.* Thèse de doctorat. Université Joseph Fourier - Grenoble 1.
- Guibert N., Paris H., Rech J., Claudin C., 2009.** *Identification of thrust force models for vibratory drilling.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 49(9), pp.730–738.
- Guibert N., Paris H., Rech J., 2008.** *A numerical simulator to predict the dynamical behavior of the self-vibratory drilling head.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 48(6), pp.644–655.
- Hoppe S., 2003.** *Experimental and numerical analysis of chip formation in metal cutting.* Thèse de doctorat. Institut de Technology de Rhénanie-Westphalie, Aachen.
- Jallageas J., K'nevez J.Y., Chérif M., Cahuc C., 2013.** *Modeling and optimization of vibration-assisted drilling on positive feed drilling unit.* International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 67(5-8), pp.1205–1216.
- Jallageas J., Chérif M., K'nevez J.Y., Cahuc C., 2011.** *Modélisation du perçage vibratoire sur UPA.* 20ème Congrès Français de Mécanique. Besançon, pp. 1–6.
- Jallageas J., 2013.** *Optimisation du perçage de multi-matériaux sur unité de perçage automatique (UPA).* Thèse de doctorat. Université de Bordeaux.
- Jallageas J., Chérif M., Cahuc C., K'nevez J.Y., 2014.** *Système vibratoire.* Demande de brevet : WO 2014125182 A1.
- Jrad M., 2007.** *Modélisation du perçage à grande vitesse: approches analytique, numérique et expérimentale.* Thèse de doctorat. Université de Metz.
- Ke F., Ni J., Stephenson D.A., 2006.** *Chip thickening in deep-hole drilling.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 46(12-13), pp.1500–1507.

- Ke F., Ni J., Stephenson, D.A., 2005.** *Continuous chip formation in drilling.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 45(15), pp.1652–1658.
- Laporte S., Gueydon E., Auffret A., de Castelbajac C., 2014.** *A New Robotic Vibration-Drilling Process.* SAE International Journal of Materials and Manufacturing, 8(1), pp.2014–01–2258.
- Laporte S., 2005.** *Comportement et endommagement de l'outil en perçage à sec : applications aux assemblages aéronautiques.* Thèse de doctorat. Université de Bordeaux.
- Laporte S., de Castelbajac C., 2013.** *Major Breakthrough in Multi Material Drilling, Using Low Frequency Axial Vibration Assistance.* SAE International Journal of Materials and Manufacturing, 6, pp.1–12.
- Ledref J., 2014.** *Contribution à la modélisation du perçage assisté par vibration et à l'étude de son impact sur la qualité d'alésage. Application aux empilages mutli-matériaux.* Thèse de doctorat. Institut National Polytechnique de Toulouse.
- Lonfrier J., 2013.** *Cartographie synthétique des connaissances en perçage vibratoires dans le but de proposer un modèle d'aide à la détermination des paramètres du procédé.* Mémoire d'ingénieur. Conservation National des Arts et Métiers.
- Lonfrier J., de Castelbajac C., 2014.** *A Comparison between Regular and Vibration-Assisted Drilling in CFRP/Ti6Al4V Stack.* SAE International Journal of Materials and Manufacturing, 8(1), pp.2014–01–2236.
- Masciantonio U., Moraru G.F., 2014.** *Dispositif d'usinage vibratoire.* Demande de brevet : WO2014195647A1.
- Mathew J., Ramakrishnan N., Naik N.K., 1999.** *Investigations into the effect of geometry of a trepanning tool on thrust and torque during drilling of GFRP composites.* Journal of Materials Processing Technology, 91(1), pp.1–11.
- Mauch C., Lauderbaugh L., 1990.** *Modeling the Drilling Process-An Analytical Model to Predict Thrust Force and Torque.* Computer Modeling and Simulation of Manufacturing Processes, ASME PED, 48, 59-65.
- Mellinger J.C., Ozdoganlar O.B., DeVor R.E., Kapoor S.G., 2003.** *Modeling Chip-Evacuation Forces in Drilling for Various Flute Geometries.* Journal of Manufacturing Science and Engineering, 125(3), p.405.
- Merchant M.E., 1945.** *Mechanics of the Metal Cutting Process. I : Orthogonal Cutting and a Type 2 Chip.* Journal of Applied Physics, 16(5), p.267.
- Micro-Epsilon, 2015.** *Capteurs de déplacement, de distance et de position.* Micro-Epsilon website : <http://www.micro-epsilon.fr/displacement-position-sensors/index.html>. Consulté le 4 juin 2015.
- Le Moal G., 2012.** *Multisensor monitoring of aeronautical drilling / countersinking operations.* Thèse de doctorat. Ecole Nationale Supérieur d'Arts et Métiers.
- Moraru G.F., 2002.** *Etude du comportement du système "pièce-outil-machine" en régime de coupe vibratoire.* Thèse de doctorat. Ecole Nationale Supérieur d'Arts et Métiers, Université Polytechnique de Bucarest.

- Moraru G.F., 2014.** *Usinage assisté par vibrations*. Formation doctorale : Techniques d'usinage avancées. Arts et Métiers ParisTech, Cluny.
- Moraru G.F., Brun Picard D., 2005.** *Dispositif de perçage à oscillations axiales*. Demande de brevet : FR2892959A1.
- Moraru G.F., Veron P., Rabate, P., 2009.** *Tête de perçage à vibrations axiales*. Demande de brevet : FR2944722A1.
- Moreau M.R., 1992.** *Force et Couple*. Les Techniques de l'Ingénieur, r1820, pp. 1- 19.
- Naisson P., 2011.** *Développement de portes outils, d'outils et de modèles pour la maîtrise du perçage vibratoire*. Thèse de doctorat. Université de Grenoble.
- Neugebauer R., Stoll A., 2004.** *Ultrasonic application in drilling*. In Journal of Materials Processing Technology. pp. 633–639.
- Noels L., 2004.** *Contributions aux algorithmes d'intégration temporelle conservant l'énergie en dynamique non-linéaire des structures*. Thèse de doctorat. Université de Liège.
- Okamura K., Sasahara H., Segawa, T., Tsutsumi M., 2006.** *Low-Frequency Vibration Drilling of Titanium Alloy*. JSME International Journal Series C, 49(1), pp.76–82.
- Oxley P.L.B., Young H.T., 1989.** *The mechanics of machining: an analytical approach to assessing machinability*. Ellis Horwood Publisher, pp. 136-182.
- Paris H., Brissaud D., Gousskov A.M., Guibert N., Rech J., 2008.** *Influence of the ploughing effect on the dynamic behaviour of the self-vibratory drilling head*. CIRP Annals-Manufacturing Technology, 57(1), pp.385–388.
- Paris H., Rech J., 2010.** *Perçage vibratoire autoentretenu*. Les Techniques de l'Ingénieur, bm7089, pp.0–13.
- Pecat O., Brinksmeier E., 2014a.** *Low Damage Drilling of CFRP/Titanium Compound Materials for Fastening*. Procedia CIRP, 13, pp.1–7.
- Pecat O., Brinksmeier E., 2014b.** *Tool wear analysis in low frequency vibration assisted drilling of CFRP/Ti6Al4V stack material*. In Procedia CIRP, 14, pp. 142–147.
- Pecat O., Meyer I., 2013.** *Low Frequency Vibration Assisted Drilling of Aluminium Alloys*. In WGP-Jahreskongress 2013. Erlangen, pp. 131–138.
- Peigné G., 2003.** *Etude et simulation des effets dynamiques de la coupe sur la stabilité de la coupe et la qualité géométrique de la surface usinée : application au fraisage de profil*. Thèse de doctorat. Institut National Polytechnique de Grenoble.
- Peigné G., 2006.** *Roulement à bague, à déplacement axial et outillage de façonnage équipé d'un tel roulement*. Brevet : FR2902848B1.
- Poutord A., Rossi F., Poulachon G., M'Saoubi R., Abrivard G., 2013.** *Study of the local forces along a drill edge – comparison of two methodologies*. 21ème Congrès Français de la Mécanique. Bordeaux. pp. 1–6.

- Pujana J., Rivero A., Celaya A., Lopez de Lacalle L.N., 2009.** *Analysis of ultrasonic-assisted drilling of Ti6Al4V.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 49(6), pp.500–508.
- Rabate P., Moraru G.F., Brun Picard D., 2006.** *Dispositif de perçage à vibrations axiales auto-entretenues.* Brevet : FR2901163B1.
- Rabreau C., Tlalolini D., Ritou M., Le Loch S., Furet B. 2015.** *Experimental Investigation of the Dynamic Behavior of High Speed Machining Spindles with an Electromagnetic Excitation Device.* 8th International Conference on Leading Edge Manufacturing in 21st Century. Kyoto, pp. 18–22.
- Roudgé M., 2011.** *Modélisation expérimentale par les réseaux de neurones du perçage multi-matériaux.* Thèse de doctorat. Université de Bordeaux.
- Sadek A., Attia M.H., Meshreki M., Shi B. 2013.** *Characterization and optimization of vibration-assisted drilling of fibre reinforced epoxy laminates.* CIRP Annals-Manufacturing Technology, 62(1), pp.91–94.
- Sandvik-Coromant, 2001.** *Perçage.* Les Techniques de l'Ingénieur, bm7088, pp.0–20.
- Sandvik-Coromant, 2014.** *Savoir-faire en perçage.* Sandvik-Coromant Web site : http://www.sandvik.coromant.com/fr-fr/knowledge/drilling/application_overview/Pages/default.aspx. Consulté le 11 mars 2014.
- Schur S., 2008.** *Mit axialem Pulsieren zu höherem Vorschub.* WB Werkstatt + Betrieb, (0), pp.0–3.
- SECO-Tools, 2013.** *Bienvenue dans la gamme Holemaking.* Catalogue Produits SECO-Tools, pp.1–499.
- Seguy S., Insperger T., Arnaud L., Dessein G., Peigné G., 2010.** *On the stability of high-speed milling with spindle speed variation.* International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 48, pp.883-895
- Tichkiewitch S., Moraru G.F., Brun Picard D. Gousskov A.M., 2002.** *Self-Excited Vibration Drilling Models and Experiments.* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 51(1), pp.311–314.
- Toews H., Compton W., Chandrasekar S., 1998.** *A Study of the Influence of Superimposed Low-Frequency Modulation on the Drilling Process.* Precision Engineering, 22(1), pp.1–9.
- Wiryacosol S., Armarego E.J.A., 1979.** *Thrust and Torque Prediction in Drilling From a Cutting Mechanics Approach.* CIRP Annals-Manufacturing Technology, pp.87–91.
- Yang J.A., Jaganathan V., Du R., 2002.** *A new dynamic model for drilling and reaming processes.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 42(2), pp.299–311.
- Yaqub S., 2011.** *Proposition d'une démarche pour identifier les efforts de coupe en présence de talonnage.* Thèse de doctorat. Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers.
- Zhang D., Wang L., 1998.** *Investigation of chip in vibration drilling.* International Journal of Machine Tools and Manufacture, 38(3), pp.165–176.

Annexe 1 : Capacité de la platine de mesure d'effort axial

La platine de mesure d'efforts utilisée dans ces travaux est un produit spécifique conçu par la société MITIS. Son comportement et sa précision ne sont donc pas connus. Il est donc nécessaire de les identifier pour garantir les résultats de mesure.

A1-1 : Protocole de qualification

Afin de vérifier les résultats donnés par la platine de mesure d'efforts, nous avons réalisé une mesure simultanée avec une platine au comportement connu (Kistler 9353B). Une seconde platine est donc introduite au moyen d'un montage spécifique entre la platine et la pièce percée (Figure A1-1). Nous disposons ainsi de deux platines de mesure des efforts montées en série au cours de cette campagne d'essai (Figure A1-2).

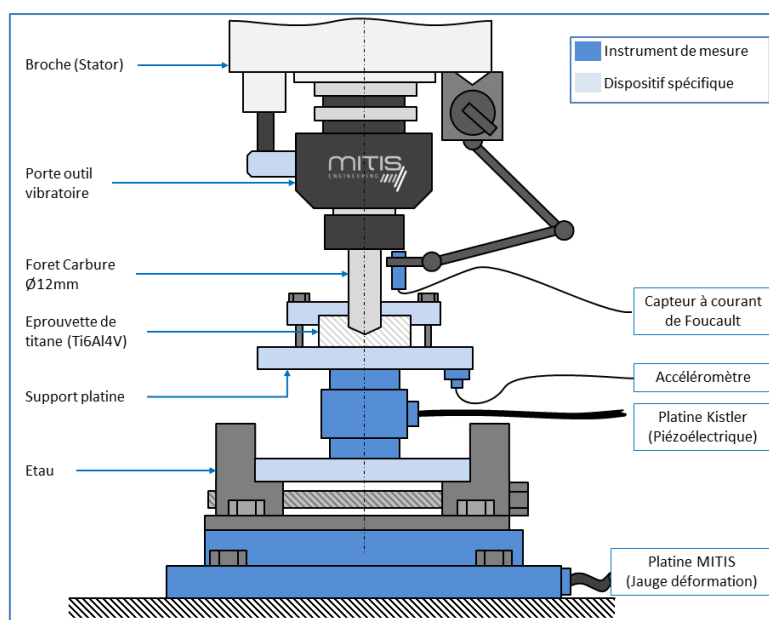


Figure A1-1 : Montage expérimentale pour la qualification de la platine

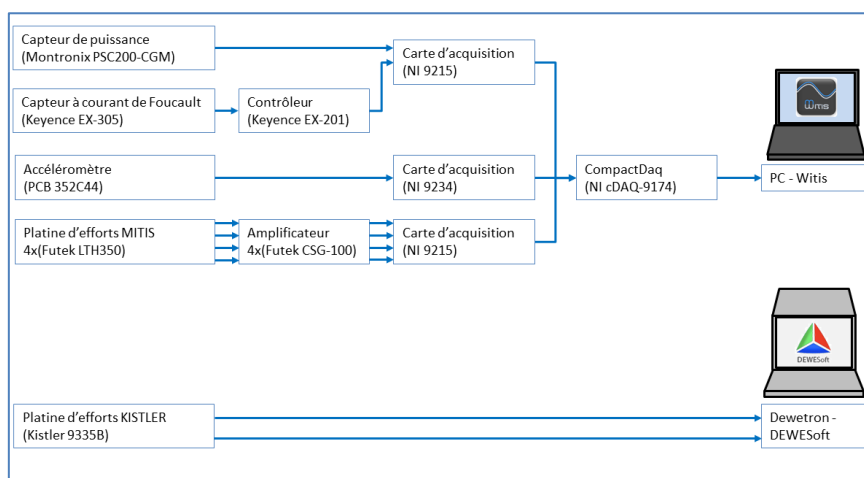


Figure A1-2 : Chaîne d'acquisition pour la qualification de la platine.

A1-2 : Résultats

A l'issue des essais, il est possible de comparer les signaux de mesures issus des deux platines (Figure A1-3).

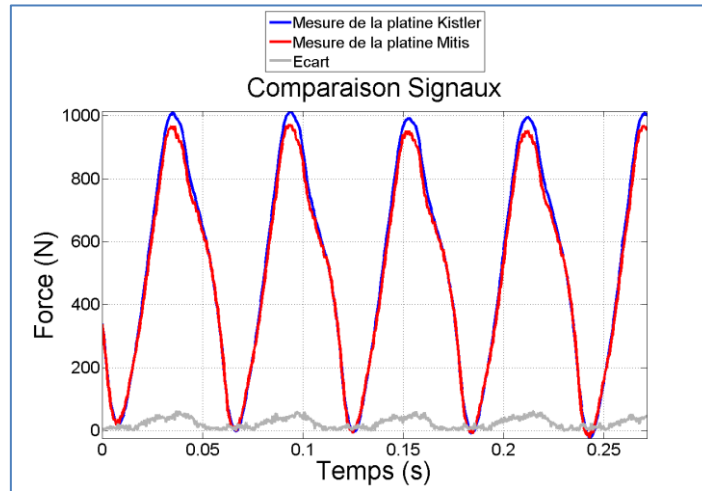


Figure A1-3 : Comparaison des mesures d'efforts des deux platines.

La Figure A1-3 représente l'évolution des signaux d'efforts issus des deux platines en fonction du temps. On remarque que les deux platines délivrent un signal de forme similaire. On constate cependant, un écart sur les extrema des signaux. En regardant cet écart au travers de l'ensemble des essais menés (Figure A1-4), on observe qu'il reste inférieur à 7 % de la valeur maximale de l'effort axial mesuré par la platine Kistler.

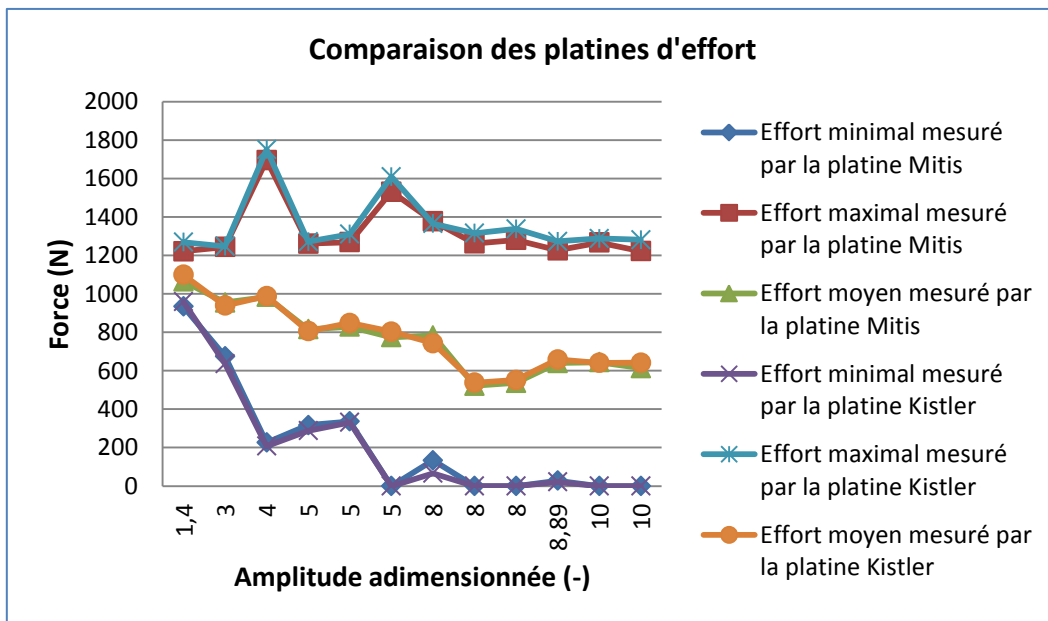


Figure A1-3 : Evolution des extrema pour les deux platines

Ces essais permettent de qualifier la capacité de la mesure d'efforts par la platine MITIS. Le signal délivré est similaire à ceux délivrés par la platine Kistler qui fait référence dans le domaine de la mesure d'effort en usinage. On constate un écart maximal de 7% sur l'ensemble des essais réalisés. Cela permet de valider le moyen de mesure utilisé dans nos travaux.

Annexe 2 : Condition de fonctionnement de l'outil 1

La méthodologie « Couple Outil-Matière » nous permet de qualifier le domaine de fonctionnement optimal d'un outil en perçage conventionnel (AFNOR 2000). On considère que la coupe se passe dans les meilleures conditions lorsque l'énergie spécifique est réduite.

A2-1 : Protocole expérimental

Afin de déterminer les énergies spécifiques de coupe, en perçage conventionnel, nous mesurons l'effort axial et la puissance consommée par la broche (Figure A2-2). Nous disposons pour cela une platine d'effort dans le montage d'usinage, et un capteur de courant sur l'alimentation électrique de la broche (Figure A2-1). On réalise ainsi différents essais en faisant varier l'avance et la vitesse de coupe.

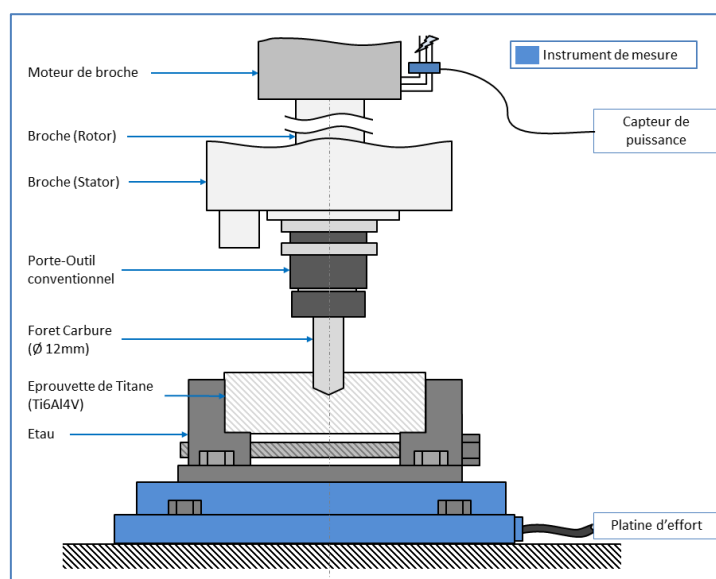


Figure A2-1 : Montage expérimental pour l'identification des conditions de coupe.

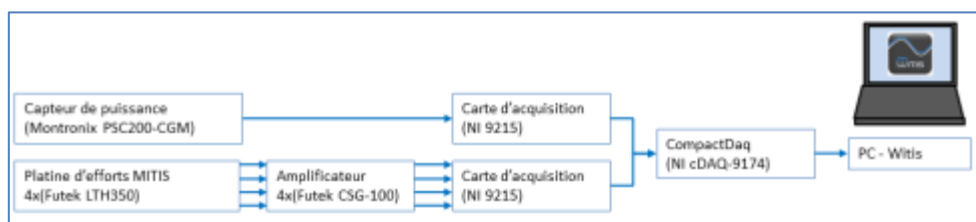


Figure A2-2 : Chaîne d'acquisition pour l'identification des conditions de coupe.

A2-2 : Résultats

A l'issu des essais, les mesures de puissance et d'effort axial moyennées nous permettent de déterminer :

- L'énergie spécifique calculée à partir de l'effort axial ;
- L'énergie spécifique de coupe calculée à partir de la puissance.

L'analyse de ces deux énergies spécifiques permet de déterminer des conditions opératoires minimisant l'énergie nécessaire à la coupe conformément au COM.

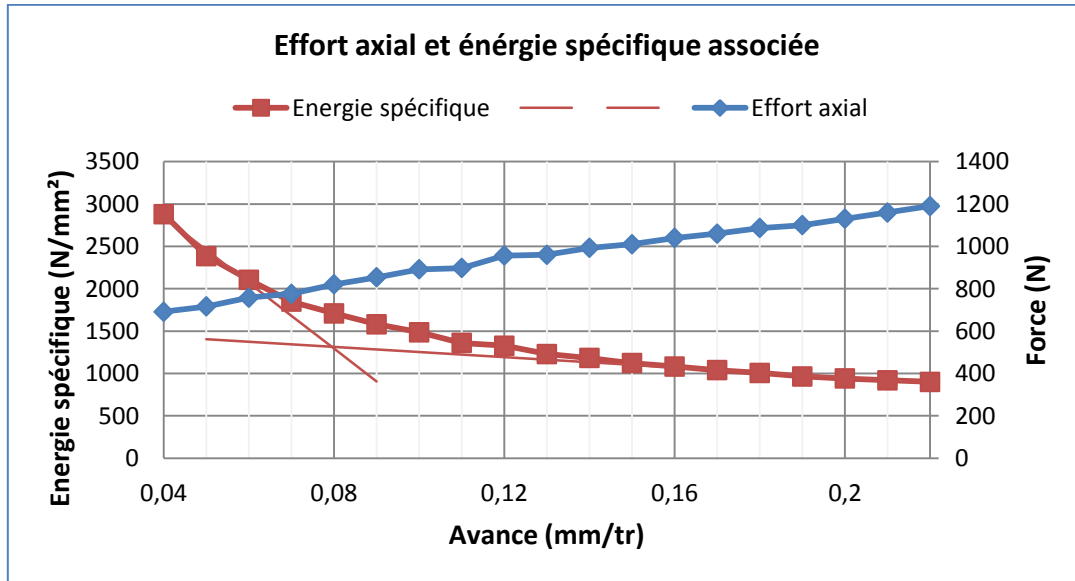


Figure A2-3 : Identification de l'avance.

La Figure A2-3 représente l'évolution de l'effort et de l'énergie spécifique associée en fonction de l'avance. On constate que l'effort augmente avec l'avance, il évolue de façon quasi linéaire. L'énergie spécifique diminue lorsque l'on augmente l'avance. La pente de la courbe d'énergie est fortement négative pour des valeurs d'avance faibles, la pente est ensuite plus douce pour des valeurs d'avance supérieures. Pour minimiser l'énergie spécifique, l'avance doit être supérieure au point d'inflexion de la courbe. On identifie ainsi une avance minimale de 0,08 mm/tr. L'effort axial croît avec l'augmentation de l'avance. Une valeur trop haute peut entraîner un niveau de sollicitation présentant un risque d'endommagement en rupture de l'outil. Nous resterons donc dans une plage comprise entre 0,08 et 0,15 mm/tr.

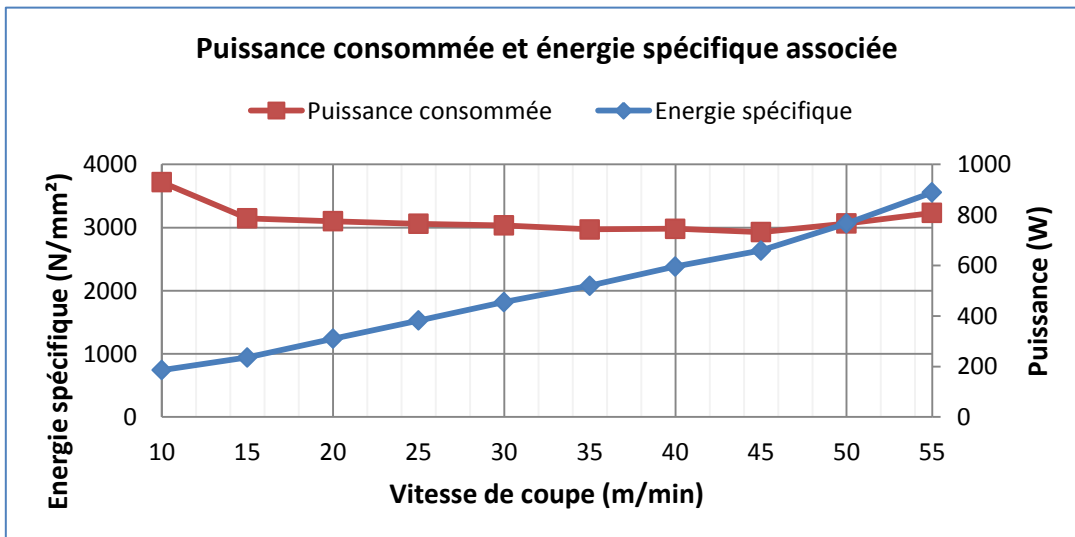


Figure A2-4 : Identification de la vitesse de coupe

La Figure A2-4 représente l'évolution de la puissance consommée par la broche et l'énergie spécifique associée en fonction de la vitesse de coupe. La vitesse de coupe optimale est celle qui limite l'énergie spécifique de coupe. Sur la figure, il ne se dégage pas de vitesse de coupe particulière. Cependant, on observe une plage de vitesse entre 25 et 45 m/min pour laquelle l'énergie est un peu plus basse. Pour aller plus loin, la vitesse optimale serait celle qui maximise la durée de vie de l'outil. Cependant des essais de durée de vie peuvent être longs et fastidieux. En supposant que la vitesse d'usure croît avec la vitesse de coupe, nous ferons le choix de rester dans les valeurs basses de la plage de vitesse, entre 25 et 35 m/min.

Annexe 3 : Identification de la raideur statique des porte-outils

Pour évaluer la raideur statique du porte-outil et de la broche, on réalise un essai de compression de l'ensemble. Pour cela, on mesure les déplacements du porte-outil et les efforts encaissés lors de phase de compression et de détente du porte-outil. Le porte-outil est monté en broche, ce qui permet d'utiliser la machine pour imposer un déplacement. De l'autre côté la platine de mesure est installée sur la table de la machine. Un dispositif spécifique est installé entre le porte-outil et la platine. Celui-ci est composé d'un plateau adaptable en pince disposé sur une butée à billes faisant pression sur un plateau monté sur des rondelles Belleville (Figure A3-1). Pour récupérer le déplacement du porte-outil, un capteur à courant de Foucault est disposé en face du plateau monté en pince. Celui-ci mesure alors le déplacement de l'ensemble « porte-outil + broche ». Pour ne garder que le déplacement du porte-outil, un second capteur inductif est disposé de façon à mesurer le déplacement entre le rotor et le stator de la broche. La soustraction de ce déplacement à la mesure du déplacement du plateau permet d'isoler la contribution du porte-outil.

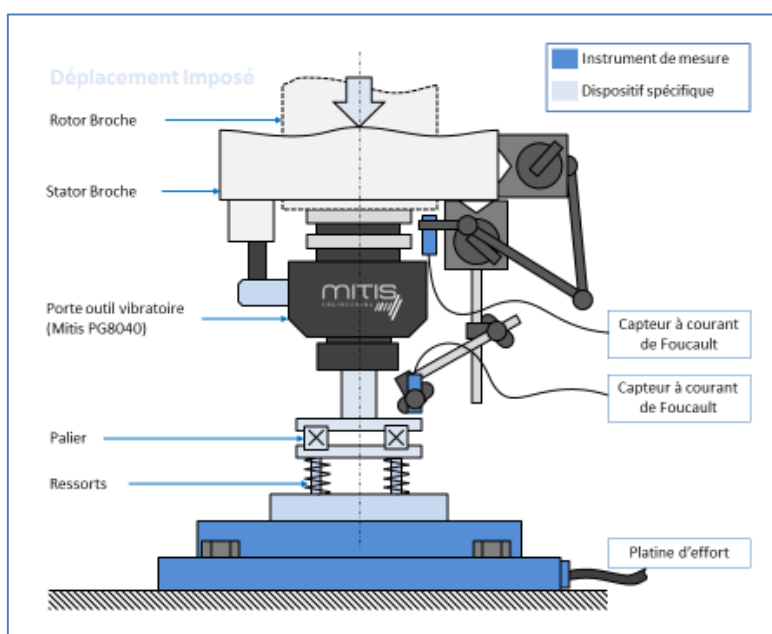


Figure A3-1 : Montage pour l'identification de la raideur de la broche et du porte-outil en statique.

Dans le protocole d'essai, l'ensemble est piloté en déplacement. Pour limiter les risques d'endommagement, les essais ont été réalisés progressivement par palier. Une phase de descente par palier de la broche (phase de compression) et une phase de remontée (phase de détente) également par palier sont programmées. A l'issue de l'essai, nous obtenons ainsi une mesure de l'effort encaissé par le système (Figure A3-2) et deux mesures de déplacement correspondant au déplacement de la broche et du porte-outil (Figure A3-3).

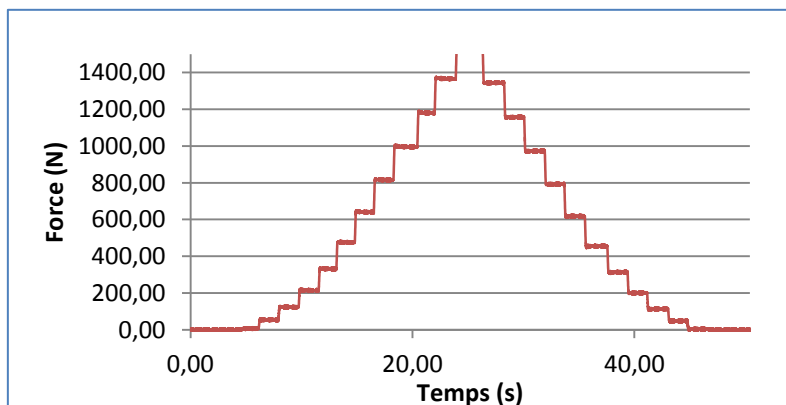


Figure A3-2 : Effort mesuré lors d'un essai d'identification de la raideur en statique.

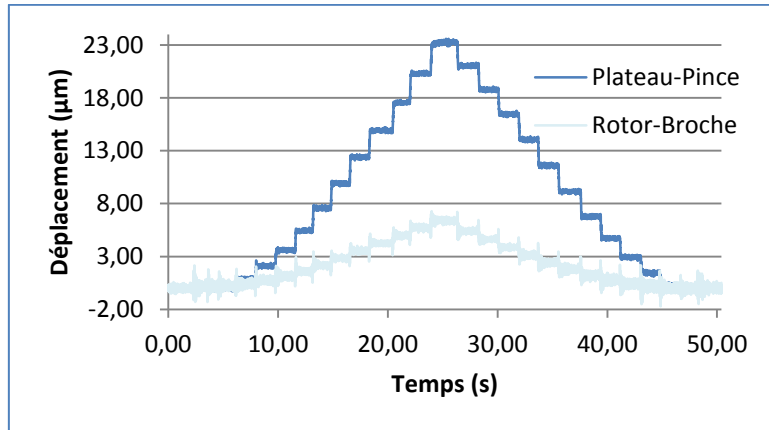


Figure A3-3 : Déplacements mesurés d'un essai d'identification de la raideur en statique.

La reconstruction du déplacement par la soustraction de la mesure des deux capteurs nous permet d'identifier la déformation du porte-outil seul. En traçant les efforts encaissés en fonction de la déformation (Figure A3-4), il est possible d'évaluer la raideur du porte-outil.

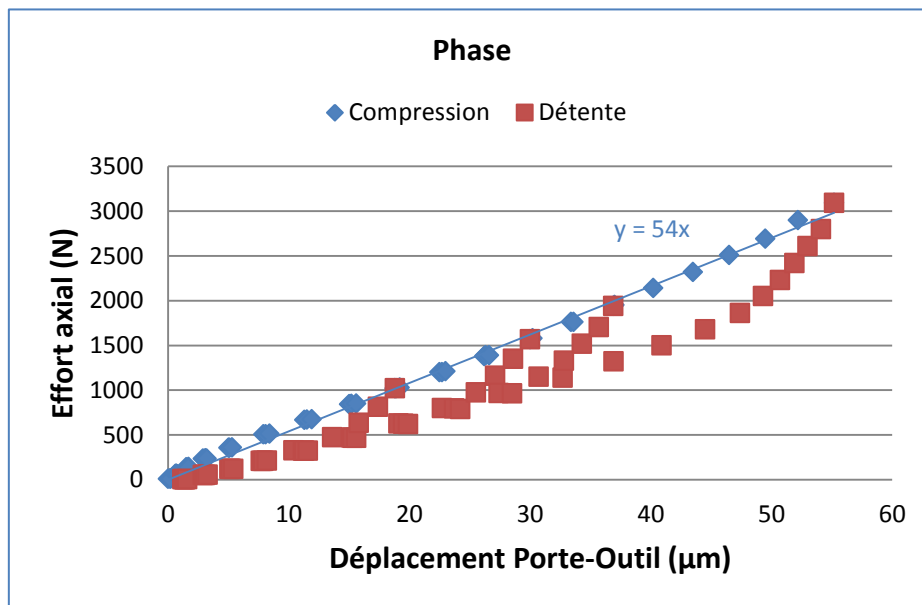


Figure A3-4 : Estimation de la raideur statique du porte-outil.

La Figure A3-4 représente le tracé des valeurs de l'effort moyen à chaque palier en fonction de la déformation moyenne à chaque palier. La figure représente l'évolution de l'effort pour 4 séries d'essais. On constate que les points correspondant à la phase de compression suivent une tendance linéaire. La pente est dans ce cas, pour un porte-outil avec un roulement à 5 lobes, de 54 N/µm. On remarque également à travers l'hystérésis formée par la phase de détente que le comportement diffère entre les phases de compression et de détente. Le comportement apparaît donc être plus complexe qu'un ressort subissant un cycle de compression détente. Une investigation plus poussée pour identifier le comportement en compression des dispositifs.

En traitant la mesure de déplacement donnée par le capteur disposé entre le rotor et le stator de la broche, il est également possible d'identifier la raideur de la broche (Figure A3-5).

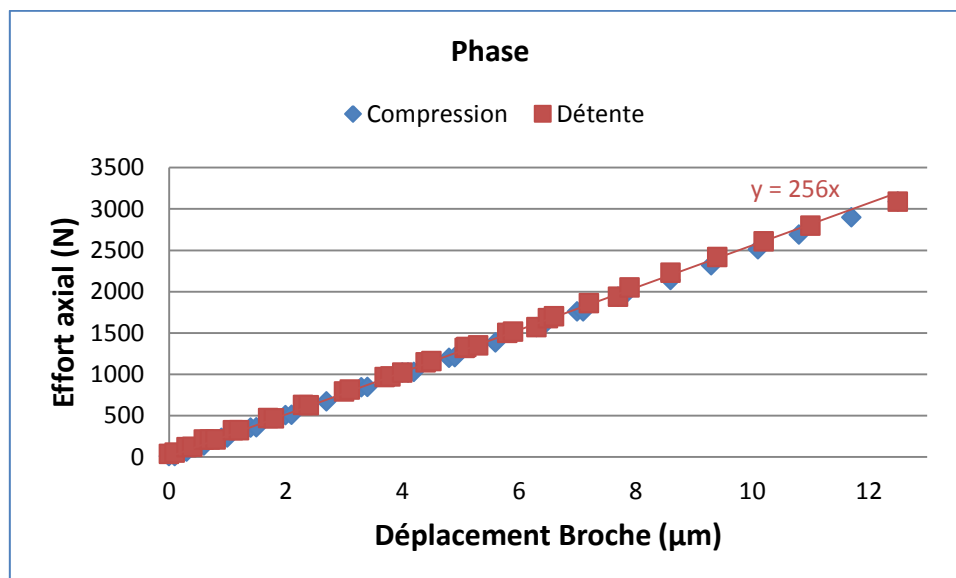


Figure A3-5 : Estimation de la raideur de la broche en statique.

La Figure A3-5 représente le tracé de l'effort encaissé par le système en fonction du déplacement de la broche pour la phase de compression (rouge) et de détente (rouge). On observe dans ce cas-là que l'ensemble des points suit une tendance linéaire. Nous identifions une raideur de 256 N/µm.

Au travers de ce premier essai, il nous est possible d'évaluer la raideur statique du porte-outil employé et de la broche. Les valeurs de raideur observées sont très importantes, mais pas suffisantes au regard des efforts et déplacement pour pouvoir considérer le système infiniment rigide. On remarque ainsi que le porte-outil est environ 5 fois plus souple que la broche de la machine employée pour nos essais. Le porte-outil présente donc une souplesse qui vient diminuer la raideur équivalente du système usinant et qu'il faut donc prendre en compte dans la modélisation.

Cet essai nous permet une première estimation des valeurs de raideur des sous-systèmes mais il est mené en statique. Or, le comportement en rotation du système peut être très différent. Les résultats obtenus ici ne sont donc pas nécessairement applicables dans le modèle dynamique proposé. Il nous faut mener une identification des paramètres dynamiques lorsque la broche et le porte-outil tournent.

Annexe 4 : Table de notation des copeaux

La norme NF-E66-502 propose une table de classification des copeaux qu'il est possible d'obtenir en perçage (Tableau IV-8).



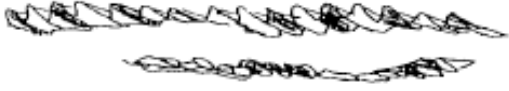














	A	B	C	D
	élémentaire	court	mi-long	long
1	 A.1 Fragmenté en sifflet	 B.1 Fragmenté en sifflet	 C.1 Accordéon (écrasé)	 D.1 Accordéon (écrasé)
2	 A.2 Torsadé	 B.2 Attaché en sifflet	 C.2 Torsadé	 D.2 Torsadé
3	 A.3 Détaché	—	—	—
4	 A.4 En lamelle	—	 C.4 Plat	 D.4 Plat
5	 A.5 Ouvert	—	—	—
6	 A.6 Conique	 B.6 Hélicoïdal	 C.6 Hélicoïdal	 D.6 Hélicoïdal

Tableau IV-8 : Morphologie des copeaux en perçage.

**MODELISATION DU PROCEDE DE PERÇAGE ASSISTE PAR VIBRATIONS FORCEES :
PRISE EN COMPTE DE L'ENVIRONNEMENT « PIERCE-OUTIL-MACHINE »**

RESUME : Le perçage assisté par vibrations est un procédé assurant la maîtrise dimensionnelle des copeaux pour gagner en fiabilité sur les opérations de perçage. L'ajout d'une oscillation axiale pilotée en amplitude et en fréquence introduit deux nouveaux paramètres à déterminer en adéquation avec les paramètres conventionnels que sont l'avance et la vitesse de coupe. Le paramétrage d'une telle opération n'est donc pas trivial. Afin de fournir un outil d'optimisation du paramétrage du procédé, une nouvelle modélisation prenant en compte l'environnement « Pièce-Outil-Machine » est proposée. L'intégration de la géométrie de l'outil, des spécificités des interactions entre l'Outil et la Matière, et du comportement dynamique de la Machine permet s'adapter aux conditions de mise en œuvre du procédé. Une méthode d'identification dissociée des éléments de l'environnement « Pièce-Outil-Machine » permet de caractériser les spécificités de chacun de ces éléments. Cette modélisation est validée par une campagne d'essai. La modèle développé dans ces travaux permet donc de prédire le comportement du procédé en vue d'une optimisation des paramètres opératoires.

Mots clés : Perçage assisté par vibrations ; Modélisation de procédé ; Dynamique de la coupe ; Coupe des métaux ; Perçage ; Formation du copeau.

**MODELING OF FORCED VIBRATIONS ASSISTED DRILLING PROCESS :
CONSIDERATION OF THE “TOOL-WORKPIECE-MACHINE” ENVIRONMENT**

ABSTRACT : Vibrations assisted drilling is a process which ensures chip shape control in order to increase reliability during drilling operations. The adding of axial oscillation, controlled with amplitude and frequency, introduce two new parameters which must determinate according to the conventional parameters (feed and speed rotation). The optimal setting of vibrations assisted drilling is not obvious. To provide an optimization-tool of the process, a new model which take into account the “Tool-Workpiece-Machine” environment, is proposed. Drill geometry, Tool-Workpiece interactions and dynamic behavior of the Machine are incorporated in the model. Tis specificity allows adjusting behavior of the process with the case of application. An identification methodology is presented to characterize the environment. Simulation's results and experimental results are compared to validate the model. This model thus allows predicting process behavior in order to optimize the operational parameters.

Keywords : Vibrations assisted drilling; Process modeling; Machining dynamics; Machining; Drilling; Chip formation.