



HAL
open science

Etude et modélisation de l'influence des phénomènes de coupe sur les performances du forage vibratoire

Nicolas Guibert

► **To cite this version:**

Nicolas Guibert. Etude et modélisation de l'influence des phénomènes de coupe sur les performances du forage vibratoire. Mécanique [physics.med-ph]. Université Joseph-Fourier - Grenoble I, 2008. Français. NNT: . tel-00360827

HAL Id: tel-00360827

<https://theses.hal.science/tel-00360827>

Submitted on 12 Feb 2009

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.

THESE
présentée par

Nicolas GUIBERT

Pour obtenir le grade de

DOCTEUR
DE L'UNIVERSITE JOSEPH FOURIER – GRENOBLE 1

Discipline : *Génie Mécanique*
Soutenue publiquement le 16 Septembre 2008

**Etude et modélisation de l'influence des phénomènes
de coupe sur les performances du forage vibratoire**

Composition du jury :

M. Benoît FURET , Professeur, IRCCyN, IUT de Nantes.....	Président
M. Gérard COFFIGNAL , Professeur, LMSP, ENSAM Paris.....	Rapporteur
M. Olivier CAHUC , Maître de Conférences, HDR, LMP, Université de Bordeaux 1.....	Rapporteur
M. Henri PARIS , Professeur, G-SCOP, Université J. Fourier de Grenoble.....	Directeur
M. Joël RECH , Maître de Conférences, LTDS, ENISE.....	Directeur
M. Stéphane GUERIN , CETIM Saint-Étienne.....	Examineur

Thèse préparée au sein du
Laboratoire G-SCOP (Sciences pour la Conception, l'Optimisation et la Production de Grenoble)
et du
LTDS (Laboratoire de Tribologie et Dynamique des Systèmes), centre de Saint-Étienne

Remerciements

Ces travaux de thèse ont été réalisés au sein du Laboratoire G-SCOP, anciennement Laboratoire 3S. Je tiens à remercier l'ensemble de l'équipe dirigeante du laboratoire pour son (c'est l'équipe) très bon accueil au sein de cette structure.

Je remercie M. Benoît FURET, pour l'honneur qu'il m'a fait en acceptant de présider ce jury de thèse. Après les multiples repas de conférences passés ensemble aux quatre coins de la France, le vouvoiement de rigueur lors de la soutenance ne fut pas des plus évidents à respecter.

Je remercie tout autant M. Olivier CAHUC et M. Gérard COFFIGNAL pour leur délicat travail de rapporteur qu'ils ont dû réaliser en plein mois de Juillet, pendant que certains en profitaient pour faire une bonne pause.

J'adresse tout particulièrement ma reconnaissance à mes deux directeurs de thèse : MM. Henri PARIS et Joël RECH.

Henri a su me motiver à poursuivre mes études après mon M2R en me proposant un sujet de thèse vraiment passionnant. Pendant ces trois années de travail, il a toujours été présent pour répondre à mes nombreuses questions, analyser des résultats et me conseiller pour la suite des travaux.

Joël m'a guidé dans mon travail expérimental. Il a toujours les bonnes idées au bon moment. Il m'aurait fallu 3 ans de plus pour toutes les exploiter...

Mes remerciements vont également au CETIM, représenté par MM. Stéphane GUERIN et Bruno DAVIER, qui a soutenu cette étude techniquement et financièrement.

Je n'oublie pas l'aide technique et scientifique importante de nombreux industriels : MM. Philippe LEMAIRE (Groupe TIVOLY), Lionel DUMAS (Groupe TIVOLY) et Bertrand DEBETHUNE (OUTILTEC) et M. Enrico D'ERAMO (ASCOMETAL)

Le très gros travail expérimental mené pour cette étude n'aurait jamais pu être réalisé sans l'importante aide de l'ensemble de l'équipe du « Pole Productique » de l'ENISE : Florian DUMONT, pour qui le perçage vibratoire n'a plus de secret, Christophe CLAUDIN pour ces nombreux conseils sur le perçage, Laurent GRENIER, Patrick, Patrice, Ludgi et bien d'autres.

Pour faire une bonne thèse, rien de mieux que des bons collègues thésards !

Merci à Nico pour les innombrables discussions, repas, soirées, apéros et j'en passe. 7 ans d'études communes à se voir 5 jours par semaine, ça crée de liens. Nos chemins se sont malheureusement séparés depuis peu. Tu es maintenant bien ancré sur Grenoble et moi je me suis exilé à St Etienne... Il va falloir que ça change ! Je ne t'ai pas encore montré tous les

sommets de Belledonne et Alban a besoin de deux coachs pour bien commencer sa vie de Grenoblois montagnard pure souche ! Merci pour tous ces bons moments passés ensemble et à très vite à Grenoble.

Merci à Luc, Vincent, Maria, Rosalinda, Matthieu, Alexis, Vinz Gaudin, Maxime, Pauline, Jean Pierre, Muriel, Olivier pour toutes les pauses café à rallonge lors du bon vieux temps au Laboratoire 3S, Susann, Greg, Serap, Mohsen, Mojtaba, Rahi, Hayder pour les pauses cafés du nouveau temps au laboratoire G-SCOP.

Comme dans la vie, il n'y a pas que le boulot, je tiens à remercier mes chers colocs de ces trois années de thèse. Scalou qui s'est toujours demandé comment on pouvait faire pour travailler 3 ans sur le perçage. Gasp, éternel moqueur, qui n'en manque pas une pour critiquer mes petits trous. Enfin, Mat qui a pris le train en marche mais qui fait des efforts pour comprendre le pourquoi du comment de la vibration du foret... En contre partie, je dois faire semblant de m'intéresser aux petites plantes des montagnes. Merci les gars pour ces supers moments passés ensemble, les sorties en montagne ou sous terre qui me faisaient bien oublier mes petits trous ! Dure, la reprise du boulot le lundi matin...

Je ne peux remercier mes colocs sans penser à tous mes potes du GUCEM : Jean-Manu et Emilie, Celine et Alexis, Mimie, Clotaire, Gab, Man, Sylvain, Scal et momo, Dany et momo, Titouan, Laurent, Anne, Do, Foué, Celine, Fab, Anissa et bien d'autres encore. Vous êtes tous géniaux. Vous m'avez fait découvrir la montagne et fait vivre des sensations inoubliables tous les WE pendant 4 ans. Je n'ai qu'une chose à dire : encore, encore et encore...

Je ne peux oublier le soutien de toute la famille Guibert. Mes grands parents qui m'ont soutenus financièrement et moralement pendant toutes mes études, mon père, encore déçu que mon choix se soit tourné vers la génie mécanique et non vers la mécanique pure et dure, ma mère qui a adopté Grenoble aussi bien que moi et enfin, mes deux sœurs, malheureusement trop loin de moi pendant toutes ces études. Et si on se donnait tous rendez vous à Grenoble dans quelques années pour rattraper le temps perdu...

Ma dernière pensée est pour ma petite Astrid, partie réaliser son rêve avec son frère : traverser l'Himalaya à pied en autonomie. Elle n'a pas pu me soutenir pour cette fin de thèse mais je sais que du haut des ses cimes son cœur battait pour moi. Merci pour ton soutien pendant les moments difficiles, merci de m'avoir suivi dans toutes mes sorties en montagne, merci pour ta tendresse et ton amour. Bon courage pour la fin de ton aventure et à très vite sur la ligne d'arrivée pour commencer notre rêve...

Table des matières

INTRODUCTION	1
CHAPITRE I. ETAT DE L'ART	7
I.1. Les problèmes actuels des opérations de perçage	8
I.1.1. Le problème de l'évacuation du copeau	8
I.1.2. Grandeurs et paramètres liés à la coupe en perçage	10
a) Modèle géométrique d'un foret hélicoïdal	10
b) Les principaux paramètres d'un foret influent sur l'évacuation des copeaux	11
c) Des outils spécifiques pour les perçages très longs	14
I.1.3. Les solutions existantes pour améliorer l'évacuation des copeaux	16
a) Le cycle de déburrage	16
b) La lubrification interne haute pression	17
c) La micro-pulvérisation	18
d) Le perçage par la technique de fraisage par interpolation hélicoïdale	20
e) Vers un usinage à sec	20
I.1.4. Conclusion	21
I.2. L'utilisation des vibrations pour améliorer la fragmentation des copeaux	21
I.2.1. Des vibrations haute fréquence pour fragmenter le copeau	21
a) Principe de fonctionnement	22
b) Réduction des efforts de coupe	23
c) Amélioration de la qualité des perçages	24
d) Inconvénient de ces technologies	24
I.2.2. Des vibrations basse fréquence pour fragmenter le copeau	24
a) Création d'une coupe discontinue par saut de l'outil hors matière	24
b) Les procédés de perçage vibratoire avec vibrations forcées	27
c) Les procédés de perçage vibratoire auto-entretenu	31
d) Historique du perçage vibratoire auto-entretenu	33
I.3. Le phénomène de broutement	38
I.3.1. Les origines du broutement	38

Table des matières

I.3.2.	Modélisation dynamique du système usinant	39
I.3.3.	Résolution du broutement pour étudier la stabilité du système usinant	40
a)	Résolution par méthode analytique.....	40
b)	Résolution du broutement par étude numérique	47
I.3.4.	Influence de l'amortissement de la tête sur la stabilité des vibrations	48
I.4.	Utilisation de la théorie des lobes de stabilité pour étudier l'influence des paramètres de réglage de la tête	49
I.4.1.	Influence de la vitesse de rotation.....	50
I.4.2.	Influence de la masse	51
I.4.3.	Influence de la raideur	51
I.4.4.	Une variation des paramètres de tête pour ajuster le domaine de vibrations de l'outil	52
I.5.	Modélisation des efforts de coupe en perçage	52
I.5.1.	Les différentes échelles d'étude.....	53
a)	Approches liées à l'échelle microscopique	53
b)	Approches liées à l'échelle mésoscopique.....	54
c)	Approches liées à l'échelle macroscopique	54
I.5.2.	Les différentes méthodes de modélisation des efforts	54
a)	Les méthodes empiriques.....	54
b)	Les méthodes analytiques	55
c)	Les méthodes numériques.....	55
d)	Choix du type de modèle pour l'étude du perçage vibratoire	56
I.5.3.	Les approches permettant d'étudier l'influence du couple Outil/Matière.....	57
a)	Les deux niveaux d'approche	57
b)	Le principe de l'approche globale : Couple Outil Matière (COM), NFE 66-520	59
c)	Le principe de l'approche locale : Couple Arête Matière (CAM)	59
I.6.	Bilan de l'état de l'art	60
 CHAPITRE II. SIMULATION NUMERIQUE DU PERÇAGE VIBRATOIRE.....		62
II.1.	Prévision du perçage vibratoire par simulation numérique.....	63
II.1.1.	Objectif du simulateur	63
II.1.2.	Principe de fonctionnement du simulateur.....	64
a)	Résolution numérique du modèle de la tête de perçage vibratoire.....	64
b)	Le principe d'intégration de Newmark	64
c)	Le principe d'optimisation de Newton.....	65
d)	Application de cette méthode d'intégration au simulateur de perçage vibratoire	67
II.2.	Un modèle de coupe permettant de prendre en compte le changement du phénomène de coupe le long de l'arête de l'outil	69
II.2.1.	Découpage d'un foret hélicoïdal en trois zones principales.....	69

Table des matières

a)	La zone centrale de l'outil (<i>zone 3</i>).....	70
b)	La zone de coupe secondaire (<i>zone 2</i>)	71
c)	La zone de coupe principale (<i>zone 1</i>).....	71
d)	Expression de l'effort de coupe total	71
II.2.2.	Modèle d'effort de coupe pour la zone de coupe principale (<i>zone 1</i>)	71
II.2.3.	Modèle d'effort de coupe pour la zone de coupe secondaire (<i>zone 2</i>)	73
II.2.4.	Modèle d'effort de coupe pour la zone d'extrusion (<i>zone 3</i>)	73
II.2.5.	Etablissement d'un modèle de talonnage adapté au perçage vibratoire	74
a)	Localisation du talonnage en perçage	74
b)	Modèles d'effort de talonnage	75
II.2.6.	Etablissement d'un modèle d'enlèvement de matière.....	77
a)	Construction d'un vecteur surface	77
b)	Détermination de l'épaisseur instantanée de copeau h	78
c)	Détermination de l'épaisseur instantanée de copeau fictif due au talonnage h'	80
II.3. Méthodologie d'identification des coefficients des différents modèles de coupe.....		80
II.3.1.	Application de la méthode CAM pour identifier les coefficients du modèle d'effort de coupe pour le couple foret Mitsubishi/Acier 35MnV7.....	81
a)	Protocole expérimental	81
b)	Calcul des coefficients des modèles de coupe	83
II.3.2.	Application de la méthode CAM au couple foret Tivoly 389 / Acier 35MnV7.....	91
II.3.3.	Application de la méthode au couple foret Tivoly 2 / Acier 35MnV7.....	94
II.3.4.	Méthode d'identification des coefficients du modèle de talonnage	96
II.3.5.	Bilan.....	97
II.4. Exploitation des résultats de simulation.....		97
a)	Présentation des résultats	97
b)	Les limites actuelles du simulateur	100
c)	Exploitation du simulateur	101
II.5. Bilan.....		101
 CHAPITRE III. EXPLORATION EXPERIMENTALE		 102
III.1. Protocole expérimental mis en place pour étudier le perçage vibratoire.....		103
III.1.1.	Le contexte industriel de l'étude.....	103
III.1.2.	Caractéristiques mécaniques de l'acier utilisé	103
III.1.3.	Moyens techniques utilisés pour les essais de perçage	105
a)	Tête N°1.....	105
b)	Tête N°2.....	106
III.1.4.	Caractéristiques des outils utilisés	108
III.1.5.	Etablissement d'un cycle d'usinage adapté au perçage vibratoire	108
III.1.6.	Etude d'un perçage vibratoire auto-entretenu et validation du simulateur.....	109

Table des matières

a)	Mesure d'effort de coupe par platine d'effort Kistler	109
b)	Mesure de l'amplitude des vibrations par capteur de déplacement sans contact	112
c)	Comparaison simulation/expérimentation	116
III.2.	Validation expérimentale de l'influence des paramètres de réglage sur la stabilité de coupe .	118
III.2.1.	Mise en place d'un protocole expérimental	118
III.2.2.	Résultats obtenus	118
a)	Influence de la vitesse de rotation	119
b)	Influence de la masse mobile	121
c)	Variation de la raideur	123
d)	Influence de l'avance de l'outil.....	123
e)	Bilan.....	124
III.3.	Influence de la géométrie des outils hélicoïdaux	125
III.3.1.	Présentation de l'étude.....	125
III.3.2.	Campagne d'essai N°1 : influence de l'affûtage et du revêtement	126
a)	Les outils utilisés	126
b)	Le protocole mis en place	126
c)	Les domaines de vibration des outils	128
d)	Influence de l'affûtage	130
e)	Influence du revêtement.....	132
III.3.3.	Campagne d'essai N°2 : influence de l'angle en dépouille.....	136
a)	Protocole expérimentale.....	136
b)	Influence de l'angle en dépouille	137
c)	Simulation du phénomène de talonnage	138
III.3.4.	Synthèse sur la géométrie optimale de l'outil	140
III.4.	Influence de la géométrie des outils $\frac{3}{4}$ sur la génération des vibrations	141
III.4.1.	Extension du perçage vibratoire au forage vibratoire aux outils $\frac{3}{4}$	141
III.4.2.	Protocole expérimental pour étudier l'influence de la géométrie de l'outil.....	141
a)	Les outils utilisés	141
b)	Des zones de vibration différentes pour chaque outil	143
c)	Influence de la conicité du patin	144
d)	Influence de la forme du patin	145
III.4.3.	Les limites du forage vibratoire	145
a)	Faible augmentation de la vitesse d'avance	145
b)	Divergence possible de l'amplitude de vibration.....	146
c)	Limitation de la profondeur de forage	146
III.5.	Bilan.....	146

CHAPITRE IV. UTILISATION DU PERÇAGE VIBRATOIRE POUR AMELIORER LA PRODUCTIVITE	148
IV.1. Comparaison des productivités des différentes technologies de perçage dans l'acier 35MnV7	149
IV.1.1. Les performances actuelles du perçage avec foret hélicoïdal	149
a) Protocole expérimental	149
b) Présentation des résultats	151
c) Bilan.....	153
IV.1.2. Etude de productivité pour une application industrielle ciblée	154
a) Le contexte industriel de l'usinage de vilebrequin.....	154
b) Comparaison des temps d'usinage	154
IV.1.3. Bilan.....	156
IV.2. Performance du perçage vibratoire avec forets hélicoïdaux.....	157
IV.2.1. Choix de l'outil	157
IV.2.2. La qualité des perçages obtenus en perçage vibratoire	158
IV.2.3. Le perçage vibratoire de trous débouchants.....	160
a) Etude d'un trou débouchant sur une surface plane.	160
b) Etude du croisement d'un trou existant.....	162
c) Conclusion	163
IV.2.4. Influence de l'usure sur la vibration de l'outil en perçage vibratoire.....	163
a) Présentation du protocole.....	163
b) Analyse des résultats.....	165
c) Comparaison de la durée de vie avec les autres procédés de perçage.....	170
d) Conclusion	170
IV.2.5. Influence de la lubrification en perçage vibratoire.....	171
a) Influence de la pression de lubrification.	171
b) Influence de la lubrification sur le domaine de vibrations et sur les efforts de coupe.	172
c) Influence sur la durée de vie de l'outil.....	172
d) Bilan.....	173
IV.2.6. Influence de la précontrainte du ressort sur le perçage de trous de gros diamètre	173
IV.3. Performances du forage vibratoire avec forets $\frac{3}{4}$.....	174
IV.3.1. Etude de la durée de vie	174
a) Conditions de l'essai	174
b) Une durée de vie très faible	174
IV.3.2. Bilan du forage vibratoire avec forets $\frac{3}{4}$	177
IV.4. Bilan.....	178
 CONCLUSION	 179

Table des illustrations

CHAPITRE I

Figure I.1: Formation et évacuation du copeau pour les principales technologies de coupe [Sandvik, 1997].	8
Figure I.2: Evacuation des copeaux par la goujure de l'outil [Claudin, 2006] [Ke, 2005].	9
Figure I.3: Destruction d'un outil suite à un bourrage de copeaux.	9
Figure I.4: Arêtes et surfaces de coupe.	10
Figure I.5: Modèle géométrique d'un foret hélicoïdal.	11
Figure I.6: Principales caractéristiques géométriques d'un foret hélicoïdal [Tivoly].	11
Figure I.7: Les différentes formes de goujure.	12
Figure I.8: Composition d'un foret $\frac{3}{4}$.	15
Figure I.9: Quelques exemples de géométries d'un foret $\frac{3}{4}$ disponibles dans la gamme d'outil de l'entreprise Outiltec [Outiltec, 2002].	16
Figure I.10: Cycle de déburrage.	17
Figure I.11: Un foret avec trou de lubrification central [Sandvik, 1997].	17
Figure I.12: Principe de fonctionnement du système de micro-pulvérisation développé par Vogel.	19
Figure I.13: Système rotatif de micro-pulvérisation.	20
Figure I.14: Comparaison entre un copeau de perçage traditionnel et un perçage assisté par ultrason.	22
Figure I.15: Tête de perçage vibratoire avec excitateur piezo-électrique [Azarhoushang, 2007].	22
Figure I.16: Comparaison de l'effort de coupe en perçage traditionnel et en perçage assisté par vibrations haute fréquence.	23
Figure I.17: Mécanisme de régénération de surface.	25
Figure I.18: Déphasage des vibrations dû au phénomène de broutement.	25
Figure I.19: Graphique de fragmentation du copeau en perçage vibratoire [Deyuan, 1999].	26
Figure I.20: Comparaison de la taille des copeaux entre perçage traditionnel et perçage vibratoire.	27
Figure I.21: Machine à vibreur hydraulique.	27

Table des illustrations

Figure I.22: Têtes de perçage vibratoire à vibrations forcées créées par un mécanisme à cames.	30
Figure I.23: Procédé de perçage vibratoire haute fréquence avec couplage basse fréquence [Ishikawa, 1998].	30
Figure I.24: Les différentes configurations des têtes de perçage auto-entretenu.	32
Figure I.25: Le prototype de la tête de perçage.	33
Figure I.26: La première version de tête de perçage auto-entretenu.	34
Figure I.27: Modèle breveté de la tête de perçage vibratoire auto-entretenu développé par E. Kamnev [Kamnev, 2003]	35
Figure I.28: Vue en trois dimensions de la tête de perçage optimisée.	37
Figure I.29: Modèle dynamique de la tête de perçage.	39
Figure I.30: Expression de l'épaisseur instantanée du copeau.	41
Figure I.31: Schéma bloc de l'expression de la formation du copeau.	41
Figure I.32: Les lobes d'instabilité définis par Altintas [Altintas, 2000].	47
Figure I.33: Evolution du coefficient d'amortissement dynamique avec la fréquence de vibration.	49
Figure I.34: Représentation des lobes d'instabilité en fonction des paramètres de réglage	50
Figure I.35: Influence de la masse et de la raideur sur les lobes d'instabilité.	51
Figure I.36: Les différentes approches de la modélisation des efforts de coupe [Chérif, 2003].	53
Figure I.37: Les deux niveaux d'approche pour un perçage avec un foret de 16 mm de diamètre [Claudin, 2006]	58
Figure I.38: Evolution de l'effort de pénétration en fonction de la pénétration du cône de l'outil pour un perçage avec un foret de 5 mm de diamètre et une avance de 0,15 mm/tr.	60

CHAPITRE II

Figure II.1: Principe de fonctionnement du simulateur numérique.	68
Figure II.2: Géométrie d'un foret hélicoïdal.....	69
Figure II.3: Les trois zones d'un foret hélicoïdal.	70
Figure II.4: Représentation de l'aire du copeau dans la zone 1.	72
Figure II.5: Angle en dépouille en perçage traditionnel.	74
Figure II.6: Phénomène de talonnage en perçage vibratoire.....	75
Figure II.7: Méthode expérimentale dite de l'avance nulle.....	76
Figure II.8: Représentation de l'arête de coupe virtuelle.....	77
Figure II.9: Modélisation de l'enlèvement de matière pour l'arête de coupe.....	79
Figure II.10: Modélisation de l'enlèvement de matière pour l'arête fictive de talonnage.	80
Figure II.11: Localisation des trois zones de coupe sur le foret Mitsubishi.....	82
Figure II.12: Effort de pénétration de l'outil pour différentes avances.....	83
Figure II.13: Détermination du rayon de la zone d'extrusion.....	84
Figure II.14: Evolution du rayon d'extrusion en fonction de l'épaisseur instantanée de copeau.....	85

Table des illustrations

Figure II.15: Evolution de l'effort d'extrusion dans la zone 3.....	85
Figure II.16: Evolution de l'effort de poussée dans la zone 2.....	86
Figure II.17: Evolution en fonction de la vitesse de coupe du coefficient spécifique de coupe K_2 dans la zone 2.....	87
Figure II.18: Evolution de l'effort de poussée dans la zone 1.....	88
Figure II.19: Evolution en fonction de la vitesse de coupe du coefficient spécifique de coupe K_1 dans la zone 1 pour une épaisseur du copeau de 0,1 mm.....	89
Figure II.20: Comparaison entre l'effort simulé et l'effort mesuré pour les différentes zones de l'outil.....	90
Figure II.21: Evolution de l'effort de pénétration en fonction du rayon engagé dans la matière.....	91
Figure II.22: Localisation des trois zones de coupe sur le foret Tivoly N°389.....	92
Figure II.23: Effort de pénétration de l'outil pour différentes avances pour le foret Tivoly N°389....	92
Figure II.24: Comparaison entre l'effort simulé et l'effort mesuré pour les différentes zones de l'outil pour le foret Tivoly N°389.....	93
Figure II.25: Localisation des trois zones de coupe sur la foret Tivoly N°2.....	94
Figure II.26: Effort de pénétration de l'outil pour différentes avances pour le foret Tivoly N°2.....	95
Figure II.27: Comparaison entre l'effort simulé et l'effort mesuré pour les différentes zones de l'outil pour le foret Tivoly N°2.....	96
Figure II.28: Résultats de simulation pour la configuration suivante : masse de 3,25 kg, raideur de 590 N/mm, vitesse de rotation de 7 500 tr/min et avance de 0,075 mm/tr.....	98
Figure II.29: Comparaison effort de talonnage / effort de coupe.....	99

CHAPITRE III

Figure III.1: Localisation des perçages dans un vilebrequin.....	103
Figure III.2: Mesure de la dureté Rockwell HR30N sur le lopin de 35MnV7.....	104
Figure III.3: Présentation d'une éprouvette de 35MnV7 de 100 mm de hauteur.....	104
Figure III.4: Centre d'usinage Hermle C800V.....	105
Figure III.5: Composition de la tête N°1.....	106
Figure III.6: Composition de la tête N°2.....	107
Figure III.7: La chaîne d'acquisition d'effort de coupe.....	110
Figure III.8: Exemple d'enregistrement de l'effort de coupe mesuré par la platine Kistler dans le cas d'un perçage traditionnel et d'un perçage vibratoire.....	111
Figure III.9: Traitement de l'effort de coupe en perçage vibratoire.....	112
Figure III.10: Positionnement du capteur de déplacement inductif.....	113
Figure III.11: Enregistrement du déplacement de la tête au cours d'un perçage vibratoire.....	113
Figure III.12: Traitement du signal de déplacement.....	114
Figure III.13: Reconstruction de la surface usinée et de l'épaisseur instantanée de copeau.....	115

Table des illustrations

Figure III.14: Comparaison simulation/ expérimentation.	117
Figure III.15: Début du 1 ^{er} lobe d'instabilité pour les différentes configurations avec une avance de 0,05 mm/tr.	119
Figure III.16: Zone de vibrations du foret Mitsubishi pour une masse mobile de 1,78 Kg et une raideur de 250 N/mm.	120
Figure III.17: Taille d'un copeau de perçage vibratoire pour deux fréquences de vibration.	121
Figure III.18: Configuration expérimentale des essais avec trous pré-perçés.	127
Figure III.19: Enregistrement d'un perçage vibratoire d'une éprouvette pré-percée.	128
Figure III.20: Zone de vibration pour les neuf forets Tivoly pour une avance de 0,05 mm/tr, une masse mobile de 2,45 Kg et une raideur de 260 N/mm dans le 1 ^{er} temps d'usinage (Figure III.18)	129
Figure III.21: Zone de vibration pour les neuf forets Tivoly pour une avance de 0,05 mm/tr, une masse mobile de 2,45 Kg et une raideur de 260 N/mm dans le 2 ^{ème} temps d'usinage (Figure III.18).	129
Figure III.22: Enregistrement d'un perçage vibratoire avec l'outil N°1 à une vitesse de 3 500 tr/min et une avance de 0,04 mm/tr.	131
Figure III.23: Enregistrement d'un perçage vibratoire avec l'outil N°16 à une vitesse de 5 000 tr/min et une avance de 0,04 mm/tr.	131
Figure III.24: Comparaison des efforts de poussée pour un foret revêtu et un foret non revêtu.	133
Figure III.25: Tribomètre du laboratoire LTDS [Bonnet, 2008].	134
Figure III.26: Evolution du coefficient de frottement lors de l'essai de tribologie.	135
Figure III.27: Géométrie des forets Sirius.	137
Figure III.28: Zone de vibration pour les deux forets Sirius pour une avance de 0,05 mm/tr.	137
Figure III.29: Influence du phénomène de talonnage sur le caractère vibratoire de la tête de perçage.	139
Figure III.30: Les trois géométries de patin testées.	142
Figure III.31: Domaine de vibration des cinq outils ¾ testés en forage vibratoire.	143
Figure III.32: Enregistrement de l'effort de poussée en forage vibratoire.	143
Figure III.33: Effort de poussée en forage vibratoire pour les cinq outils dans une plage de vitesse de 7 000 tr/min à 8 500 tr/min.	144

CHAPITRE IV

Figure IV.1: Photos des neuf outils utilisés.	150
Figure IV.2: Domaine d'utilisation des outils en perçage traditionnel.	152
Figure IV.3: Diamètres des perçages effectués dans le domaine de fonctionnement de chaque outil.	152
Figure IV.4: Comparaison des domaines d'utilisation des différentes techniques de perçage.	157
Figure IV.5: Enregistrement d'un perçage vibratoire sur une profondeur de 100 mm avec une vitesse de 9 500 tr/min et une avance de 0,075 mm/tr.	158

Table des illustrations

Figure IV.6: Mesure de rugosité avec le rugosimètre équipé d'un palpeur spécial "mesures profondes"	159
Figure IV.7: Eprouvette fraisée pour essais de trous débouchants.	161
Figure IV.8: Enregistrement de l'effort de coupe lors d'un perçage vibratoire sur trou débouchant.	161
Figure IV.9: Bavure suite à un perçage vibratoire débouchant sur une surface plane.	162
Figure IV.10: Configuration de l'essai de croisement.	162
Figure IV.11: Enregistrement de l'effort de poussée lors du croisement de trous pré-perçés.	163
Figure IV.12: Evolution des paramètres de coupe en fonction de la distance usinée.	167
Figure IV.13: Evolution de l'effort de poussée en fonction de la distance usinée.	167
Figure IV.14: Evolution de la qualité de perçage en fonction de la distance usinée.	168
Figure IV.15: Evolution de l'usure des becs avec la distance usinée.	169
Figure IV.16: Influence de la lubrification sur un perçage vibratoire réalisé avec un foret carbure dans la configuration suivante: masse de 3,25 kg, raideur de 590 N/mm, vitesse de 9 500 tr/min et avance de 0,075 mm/tr	172
Figure IV.17: Evolution des paramètres de coupe en fonction de la distance usinée.	175
Figure IV.18: Evolution de l'effort de poussée en fonction de la distance usinée.	175
Figure IV.19: Evolution de l'usure de l'outil en fonction de la distance usinée.	176
Figure IV.20: Observation de l'écaillage de l'arête de coupe.	177

Introduction

La recherche de la productivité et de la qualité dans le domaine de l'usinage est un problème qui existe depuis longtemps. De nombreuses techniques permettent d'augmenter la productivité d'une opération d'usinage : réduire le temps d'enlèvement de copeau en augmentant la vitesse de coupe et/ou la vitesse d'avance, réduire les temps improductifs en optimisant les trajectoires d'outils, réduire le coût outil de chaque opération...

Depuis quelques années, un nouveau facteur entre en compte dans la productivité d'une opération d'usinage : son impact environnemental. De nombreuses lois et certifications visant à réduire l'impact environnemental d'une opération d'usinage ont vu le jour. Chaque entreprise est dorénavant tenue de recycler l'ensemble des déchets résultant de l'usinage d'une pièce. Les deux principaux déchets d'une opération d'usinage sont les copeaux et le liquide de coupe abondamment utilisé pour augmenter les performances des outils. Le recyclage du liquide de coupe est une opération très coûteuse. En effet, celui-ci se compose d'un mélange d'eau, d'huile et de poussière d'usinage. Il faut séparer ces différents composants et les recycler séparément. Afin de limiter ces importantes dépenses, de nombreuses entreprises cherchent à limiter voir même éliminer leur consommation de fluide de coupe en réalisant leurs opérations d'usinage à sec, sans toutefois augmenter le temps d'usinage.

Les constructeurs d'outils ont développé de nouveaux outils permettant un usinage à sec. Il est dorénavant possible de réaliser une très grande partie des opérations de tournage et de fraisage à sec. Le perçage n'a pas profité de ces avancées technologiques. Ce type d'opération reste encore délicat à réaliser à sec. Les travaux de cette thèse s'orientent donc vers la recherche et le développement d'une nouvelle technique de perçage permettant la réalisation de perçage profond à sec.

La principale difficulté d'une opération de perçage se situe au niveau de la fragmentation et de l'évacuation des copeaux due au confinement de la zone de coupe. Contrairement aux autres techniques d'usinage où le copeau peut s'évacuer librement, en perçage, le copeau n'a qu'une direction possible pour sortir du trou. Il doit s'insérer dans les goujures du foret et les remonter complètement pour être évacué. Une mauvaise évacuation des copeaux a pour conséquence une détérioration importante de la surface usinée

ainsi qu'une dégradation importante de l'outil utilisé. Il existe différentes techniques permettant d'assurer le fractionnement et l'évacuation des copeaux. Les différentes techniques dépendent du type de machine utilisée pour réaliser le perçage :

- **Réalisation de perçages sur machine standard (Figure 1).** Il s'agit de centres d'usinage numériques basiques ou de machines conventionnelles. Ces machines ne possèdent pas de système de lubrification par la broche. Pour ces types d'usinages, dès que le perçage devient long (supérieur à cinq fois le diamètre de l'outil), il faut avoir recours à des cycles de débouillage couplés à une lubrification externe de l'outil pour fragmenter et évacuer le copeau. Les perçages sont limités en terme de profondeur et les outils utilisés dépendent de la taille du perçage.

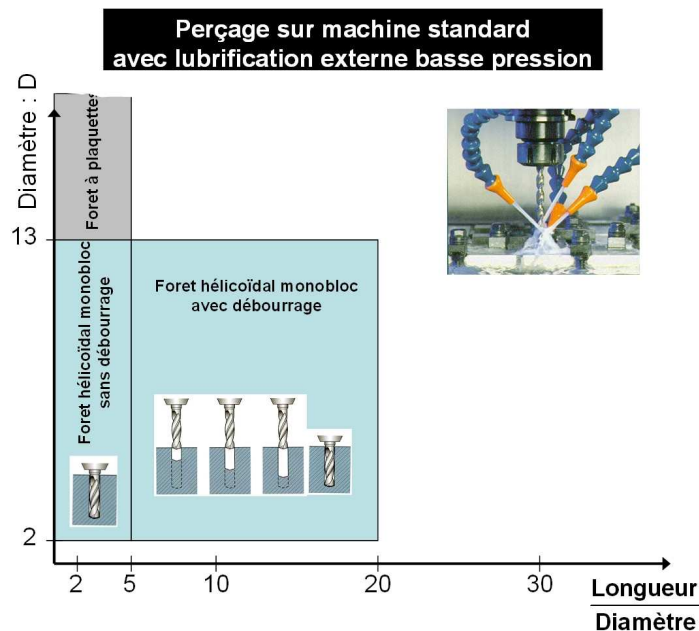


Figure 1: Les possibilités de perçage sur machine standard avec lubrification externe.

- **Réalisation de perçages sur machine spéciale avec lubrification centrale haute pression (Figure 2).** Il s'agit de centres d'usinage ou de machines de forage possédant un système de lubrification centrale haute pression par la broche. Les outils utilisés dépendent de la longueur du perçage et du diamètre du trou à réaliser. Pour les trous de faibles diamètres et de faibles longueurs, l'utilisation de forets hélicoïdaux en carbure monobloc donne les meilleurs résultats. Pour des perçages plus longs, il faut avoir recours à des forets $\frac{3}{4}$. Ces forets ne possèdent qu'une seule arête de coupe et un goujure parfaitement droite. Une guidage de l'outil est nécessaire tout au long du perçage du fait de la dissymétrie des efforts de coupe. La longueur de perçage avec forets $\frac{3}{4}$ est beaucoup moins limitée que la longueur de perçage avec foret hélicoïdal. On ne parle plus d'opérations de perçage mais plutôt d'opérations de forage avec foret $\frac{3}{4}$ (la limite entre perçage et forage se situe environ lorsque le rapport L/D est supérieur à 20). Pour les perçages de gros diamètres, des forets à plaquettes (trous courts) ou des forets à tête Ejector (forets creux à plaquettes permettant une évacuation des copeaux par le centre de l'outil) sont plus adéquates. Les machines et les outils

sont généralement plus complexes que pour les perçages réalisés sur machine standard. La lubrification centrale haute pression est de plus très consommatrice de liquide de coupe (environ 40 litres de liquide par minute). Les performances sont néanmoins à la hauteur des moyens mis en place pour ces perçages.

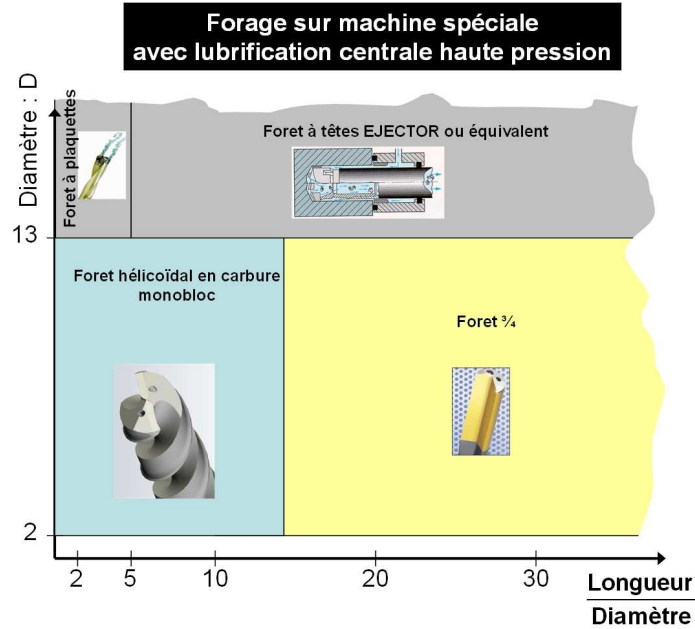


Figure 2: Les possibilités de perçage sur machine spéciale avec lubrification centrale.

- **Le perçage à sec (Figure 3).** Il est possible de percer des trous sans apport de lubrification interne ou externe. A l'heure actuelle, seuls les trous de très faibles profondeurs (inférieurs à 2 fois le diamètre) sont réalisables avec des forets hélicoïdaux. Les autres types d'outils (outils 3/4, outils à plaquettes, tête Ejector) ne sont pas utilisables à sec. Les performances de cette technique sont donc très limitées.

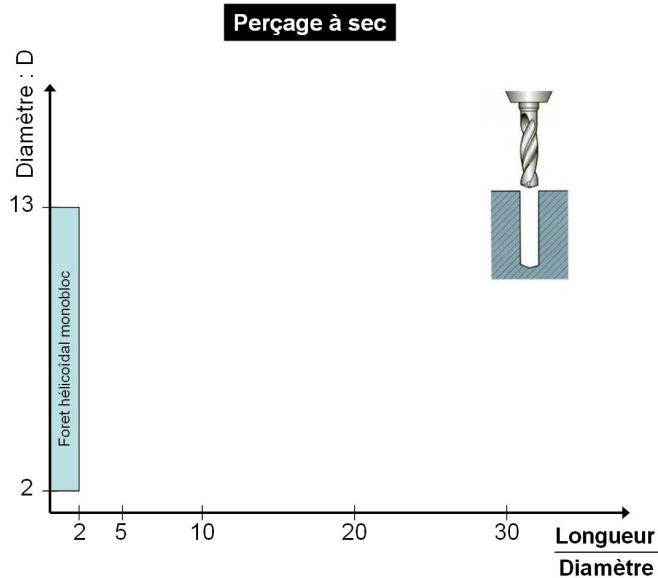


Figure 3: Les possibilités de perçage à sec.

Ces méthodes auparavant très utilisées ne sont aujourd'hui plus satisfaisantes. La première (cycles de déburrage) est très improductive du fait d'un temps d'usinage trop long, la deuxième (lubrification centrale haute pression) est trop chère du fait du coût lié à l'installation de la pompe haute pression et du recyclage du liquide de coupe. Enfin, la troisième (perçage à sec avec forets standards) est trop limitée en terme de longueur de perçage.

Il est donc maintenant nécessaire de repenser le process de perçage en lui-même. La solution peut venir de l'ajout d'un mouvement de vibration axiale au foret. Cette vibration a pour effet de fragmenter le copeau et donc d'améliorer fortement son évacuation.

Il existe deux approches possibles. La première consiste à profiter de l'énergie de la coupe pour générer et entretenir les vibrations axiales du foret. Le dispositif simple est inséré dans un porte-outil spécifique. Il se manipule comme un porte-outil standard. Le principal inconvénient de cette solution est de dimensionner la tête de perçage vibratoire de manière à avoir une vitesse de coupe compatible avec la durée de vie de l'outil et la présence de vibrations auto-entretenues. La deuxième solution consiste à exciter le foret par un dispositif externe. Cette solution présente l'avantage de mieux maîtriser les paramètres d'excitation mais exige un apport d'énergie sur une partie tournante d'un porte-outil.

Le travail de cette thèse consiste à développer la première technique : le perçage vibratoire auto-entretenu. Des études préalables ont déjà été menées au sein du laboratoire 3S [**Kamnev, 2003**], [**Lesage, 1997**], [**Paris, 2005**]. Ces études ont abouti à une première modélisation de ce procédé de perçage, à l'établissement de prototypes de tête et à la mise en place d'un simulateur de perçage vibratoire. Des lacunes subsistaient sur la maîtrise complète de ce nouveau procédé de perçage. Les modèles mis en place n'étaient pas véritablement adaptés au perçage vibratoire, ce qui avait pour conséquences de rendre le simulateur peu fiable. De plus, les quelques campagnes expérimentales menées n'avaient pas permis de maîtriser correctement les prototypes afin de démontrer les performances apportées par la vibration.

L'objectif de cette thèse est donc de poursuivre les travaux commencés dans le but de :

- Mettre en place une modélisation adaptée aux spécificités du perçage vibratoire. Cette modélisation concernera entre autre un modèle d'effort de coupe prenant en compte les différents phénomènes de coupe se produisant le long de l'arête de l'outil et incluant la prise en compte du phénomène de talonnage.
- Mettre en place un simulateur de perçage vibratoire fiable prenant en compte les nouveaux modèles développés.
- Maîtriser expérimentalement les têtes de perçage vibratoire afin de démontrer que cette technologie permet de réaliser des trous à sec, de toute profondeur quelque soit le diamètre (Figure 4), sur machine standard tout en conservant des performances et une productivité (temps de perçage, qualité des trous obtenus, durée de vie des outils...) acceptables pour une utilisation industrielle.

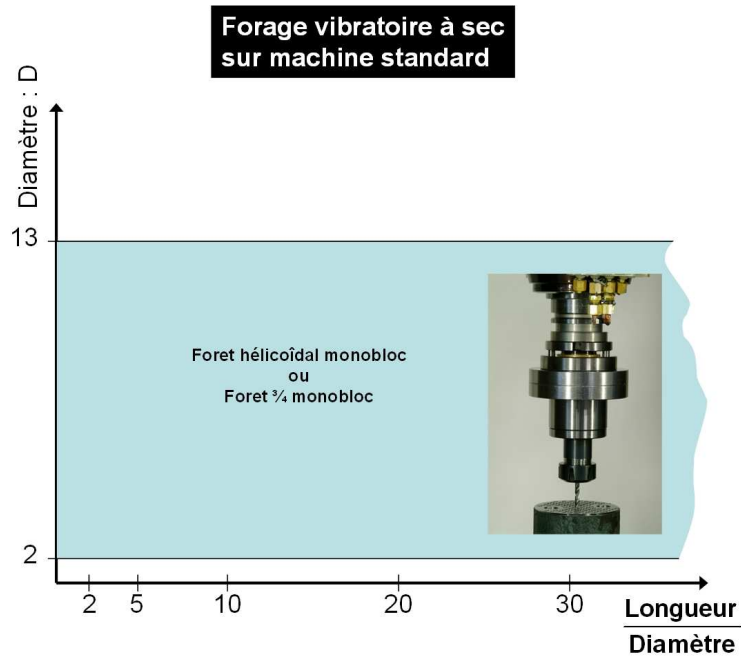


Figure 4: Les objectifs du perçage vibratoire auto-entretenu à sec.

Ce mémoire est divisé en quatre chapitres qui tentent de couvrir toutes les directions de recherche explorées pendant les trois années d'études consacrées à ces travaux.

Le premier chapitre permet de dresser un tableau des avancées actuelles en matière d'études sur les opérations de perçage. Il évoquera les principales lacunes du perçage traditionnel (fractionnement du copeau, évacuation des copeaux...) et présentera les dernières technologies mise en place pour palier à ces principaux problèmes. Une partie de ce chapitre sera consacrée à l'étude théorique du phénomène de broutement (vibrations auto-entretenues naturelle générées au cours de l'usinage) exploité dans notre cas pour créer les vibrations de la tête de perçage vibratoire auto-entretenu.

Le deuxième chapitre présente un simulateur de perçage vibratoire ayant pour but de prévoir le comportement dynamique de la tête de perçage en fonction des paramètres de coupe et des paramètres de réglage. Ce simulateur nécessite la mise en place d'un modèle d'effort de coupe spécifique au perçage vibratoire, prenant en compte le changement de phénomène de coupe le long de l'arête et notamment le phénomène de talonnage sur la face en dépouille de l'outil. Ce modèle fait intervenir une dizaine de coefficients différents. Une méthode expérimentale d'identification de ces coefficients sera présentée. Pour finir, une analyse des résultats de simulation permettra de mettre en évidence les limites actuelles de la simulation numérique du perçage vibratoire.

Le troisième chapitre sera consacré à l'exploration expérimentale du perçage vibratoire auto-entretenu. Différents essais de perçage vibratoire seront menés à partir de deux têtes de perçage spécialement conçues pour réaliser des campagnes expérimentales. Ces campagnes expérimentales permettront de mettre au point une méthodologie d'identification des différents réglages de la tête de

perçage vibratoire aboutissant à une large zone de vibrations dans laquelle la fragmentation du copeau est satisfaisante. Ces essais permettront aussi de mettre en évidence l'influence de la géométrie des forets hélicoïdaux et $\frac{3}{4}$ sur le domaine de vibration de la tête.

Le quatrième chapitre abordera les performances apportées par les vibrations par rapport à un perçage traditionnel. Différentes études présenteront les capacités de la tête à réaliser des perçages longs à sec en conservant une bonne qualité de perçage et une durée de vie satisfaisante. L'objectif de ces essais étant de fournir les preuves de la faisabilité de cette nouvelle technologie pour une utilisation industrielle.

Les nombreuses perspectives de ces travaux concluront ce mémoire.

Chapitre I. Etat de l'art

Le perçage a toujours été une opération d'usinage compliquée et difficile à réaliser en raison des difficultés dues à la fragmentation du copeau. La géométrie des outils et le confinement de la zone de coupe rendent l'évacuation des copeaux très délicate d'autant plus qu'une mauvaise évacuation peut entraîner une destruction très rapide de l'outil et de la pièce usinée. Deux méthodes sont principalement mises en place pour faire face à cette difficulté : la mise en place de cycles de déburrage et l'utilisation d'une lubrification haute pression. Ces méthodes ne sont pas satisfaisantes. La première est très improductive, la deuxième a un coût d'investissement élevé et un impact néfaste sur l'environnement.

De nouvelles techniques ont vu le jour récemment. Ces techniques modifient le procédé de perçage en ajoutant un mouvement de vibration axiale au mouvement de rotation de l'outil. Ce mouvement de vibration permet une meilleure fragmentation du copeau, donc une amélioration de son évacuation. La génération de ces vibrations est très variable d'une technologie à une autre. Certains procédés utilisent des sources d'énergie pour générer des vibrations forcées, d'autres utilisent l'énergie dégagée par la coupe qui génère des vibrations naturelles (le broutement). L'objectif de toutes ces méthodes est de pouvoir réaliser des opérations de perçage à sec sans risque de dégradation de la pièce et de l'outil.

I.1. Les problèmes actuels des opérations de perçage

Les principales techniques d'usinage ont vu leur productivité s'améliorer de par les nombreuses innovations apportées ces dernières années sur les outils de coupe. La productivité du perçage n'a pas augmenté de la même façon. En effet, il subsiste un problème majeur qui n'est pas encore complètement résolu : la fragmentation et l'évacuation du copeau.

I.1.1. Le problème de l'évacuation du copeau

Bien que le mécanisme de formation du copeau soit similaire pour tous les procédés d'usinage par outils coupants, le cas du perçage se différencie des autres techniques par une évacuation des copeaux plus difficile due au confinement de la zone de coupe. Contrairement à d'autres techniques d'usinage (par exemple le tournage ou le fraisage à la Figure I.1) où le copeau peut s'évacuer librement, en perçage, le copeau n'a qu'une direction possible pour sortir du trou. Il doit s'insérer dans la goujure du foret et la remonter complètement pour être évacué.



Figure I.1: Formation et évacuation du copeau pour les principales technologies de coupe [Sandvik, 1997].

Les dimensions limitées de la goujure sont le résultat d'un compromis entre la résistance du foret et la capacité à évacuer le copeau dans de bonnes conditions. Plus la goujure est large, plus la raideur est faible. Cette difficulté d'évacuation du copeau est d'autant plus marquée que le trou réalisé est long. Le copeau doit parcourir la totalité de la goujure (Figure I.2) avant d'être évacué vers l'extérieur. Il est donc en permanence en contact avec l'outil et le flanc du trou qui vient d'être usiné. Les frottements entre ces interfaces peuvent être importants du fait de la géométrie complexe des goujures de l'outil. De plus, les copeaux et la pièce usinée sont constitués du même matériau. La chaleur dégagée par la coupe a beaucoup de mal à s'évacuer vers l'extérieur de la pièce en raison du confinement de la zone de coupe. La

température de l'outil et celle des copeaux peuvent devenir très élevées entraînant des micro-soudures entre les copeaux et le flanc du trou. Il se produit alors un phénomène de grippage.

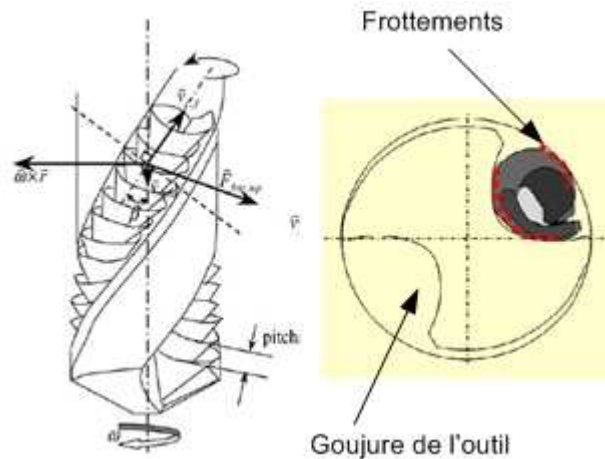


Figure I.2: Evacuation des copeaux par la goujure de l'outil [Claudin, 2006] [Ke, 2005].

Ces deux phénomènes (grippage et frottement) ont tendance à ralentir les copeaux et font baisser le débit d'expulsion des copeaux. Le débit de production de copeaux au niveau de la zone de coupe devient alors supérieur au débit d'évacuation, le foret n'est plus capable d'évacuer la totalité des copeaux qui viennent se coincer entre la goujure et le flanc du trou. Il se produit dans ce cas le phénomène de bourrage de copeaux. Ce phénomène va entraîner une surpression locale et une augmentation importante de la température de la zone de coupe. L'usure des arêtes de coupe va s'accélérer considérablement ; la conséquence est la rupture rapide de l'outil.

Ce phénomène de bourrage est rare lorsque le perçage est court (rapport Longueur/Diamètre < 3 ; appelé rapport L/D dans la suite de ce mémoire). Dès que le trou devient plus profond, le bourrage, et donc la rupture de l'outil, peut se produire en une fraction de seconde. Le perçage est souvent l'une des dernières opérations effectuées sur la pièce qui a déjà acquis une forte valeur ajoutée du fait des usinages précédents. Le bris d'un outil dû au bourrage entraîne une détérioration importante de la surface usinée et, de ce fait, un non respect des cotes demandées (Figure I.3). Une très grande fiabilité de l'opération de perçage est donc nécessaire. Cette fiabilité ne pourra être obtenue que si l'évacuation des copeaux est constante tout au long de l'usinage.

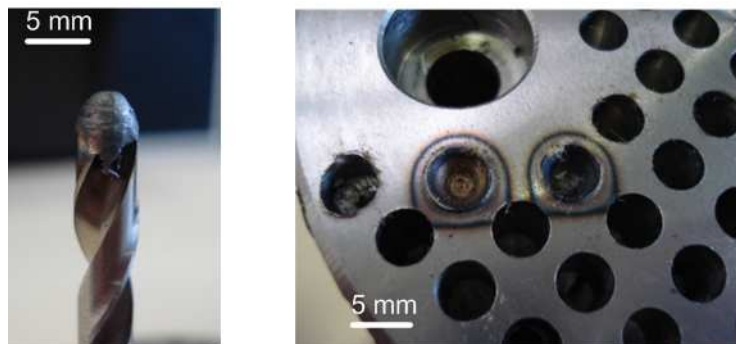


Figure I.3: Destruction d'un outil suite à un bourrage de copeaux.

I.1.2. Grandeurs et paramètres liés à la coupe en perçage

a) Modèle géométrique d'un foret hélicoïdal

Tout comme le fraisage ou le tournage, le perçage est un procédé d'usinage par enlèvement de matière. Le phénomène mécanique qui se produit au niveau de la zone de coupe est similaire pour ces trois procédés d'usinage. L'enlèvement de matière est réalisé par la conjonction de deux mouvements relatifs donnés à une arête tranchante : un mouvement de coupe et un mouvement d'avance. L'arête tranchante, aussi appelée arête de coupe, va provoquer une compression puis un cisaillement de la matière en deux parties : la surface usinée d'un côté et, de l'autre, le copeau enlevé.

L'arête de coupe est obtenue par l'intersection d'une face principale constituant le corps de l'outil et d'une face en dépouille [Dargnat, 2006](Figure I.4) :

- **La face de coupe** définit la surface de l'outil sur laquelle va glisser le copeau enlevé par l'arête de coupe. Cette face de coupe s'étend sur l'ensemble de l'outil pour former la goujure. L'orientation de la face de coupe est définie par l'angle de coupe γ . L'influence de l'angle γ sur le déroulement du copeau est forte. γ peut varier le long de l'arête de coupe.
- **La face en dépouille.** Elle forme un angle α avec la surface usinée. Cet angle évite l'interaction, appelée talonnage, entre l'outil et la surface usinée. L'angle de dépouille α peut varier le long de l'arête de coupe.

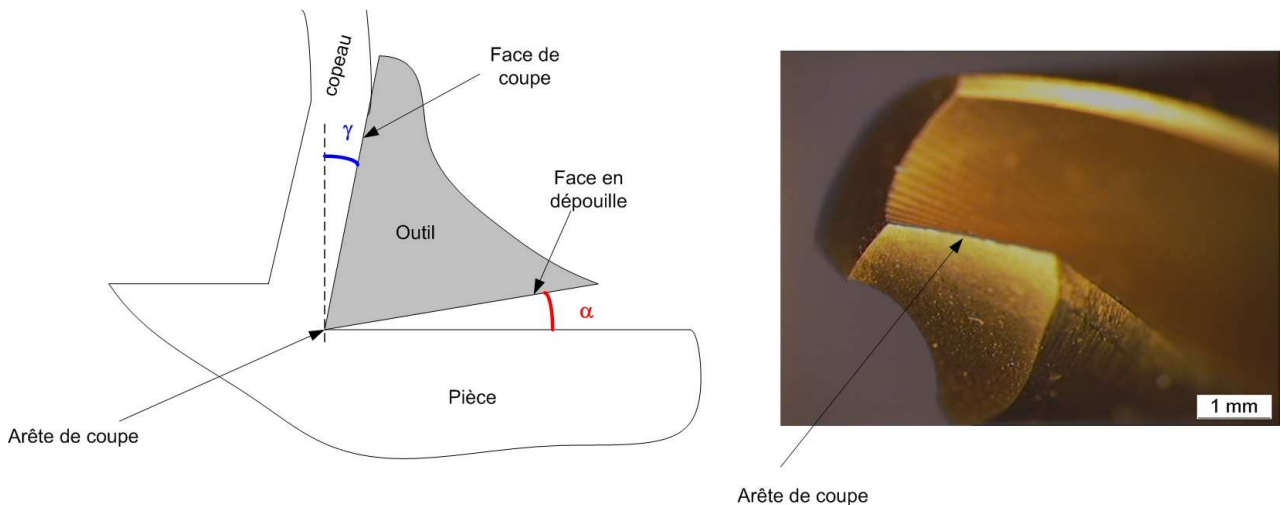


Figure I.4: Arêtes et surfaces de coupe.

Il existe une variété de géométries de foret de plus en plus importante. Tous les forets se différencient par leur forme et le nombre d'arêtes tranchantes qui les composent. L'arête de coupe étant l'intersection de la face de coupe et de la face en dépouille, la géométrie de ces deux faces aura une conséquence immédiate sur la géométrie de l'arête de coupe. Plusieurs paramètres définissent la géométrie de la face de coupe et de la face en dépouille (Figure I.5 et Figure I.6). L'angle d'hélice (H) définit l'inclinaison de la goujure (A) et donc l'angle de coupe γ . L'angle de pointe (I) va définir l'inclinaison de l'arête de coupe par rapport à l'axe de l'outil. La forme de la pointe définit la forme de la surface en dépouille.

Un outil peut être composé de plusieurs arêtes de coupe (entre deux et quatre). Ces arêtes de coupe sont concourantes au centre de l'outil et forment l'âme de l'outil. Cette zone centrale joue un rôle très important dans l'enlèvement de matière, car la vitesse de coupe y est quasiment nulle. La géométrie de l'âme d'un outil varie beaucoup d'un foret à l'autre. Elle est qualifiée par son diamètre (F) ainsi que par la forme, appelée affûtage, de l'intersection des arêtes de coupe.

Afin de réaliser un perçage rectiligne, l'outil a besoin d'être guidé. Ce guidage est réalisé par une surface spécifique, le listel (C), située à l'extrémité des goujures. Le listel va de plus réaliser la finition de la surface usinée qui confèrera au trou son diamètre définitif.

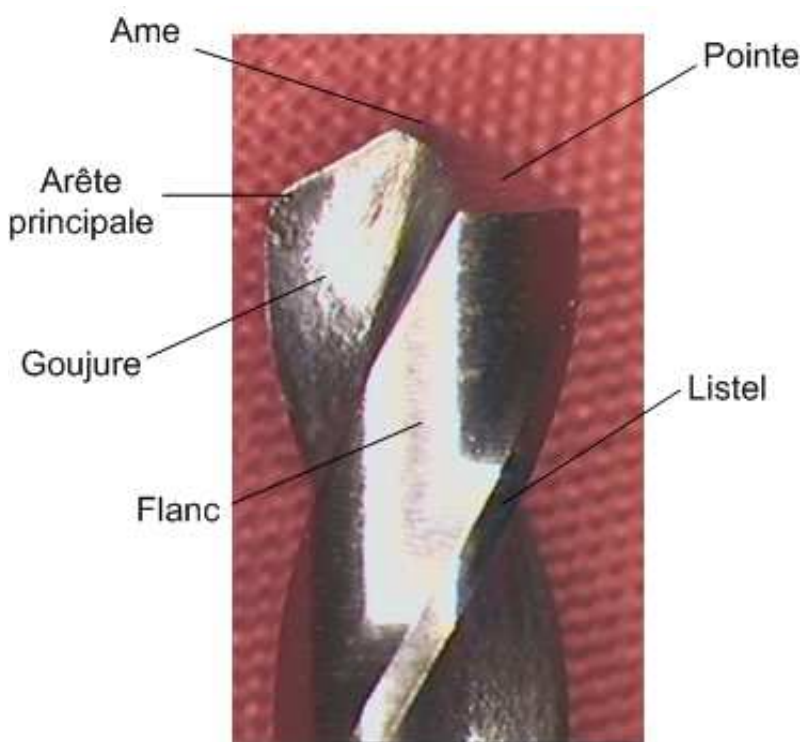


Figure 1.5: Foret hélicoïdal.

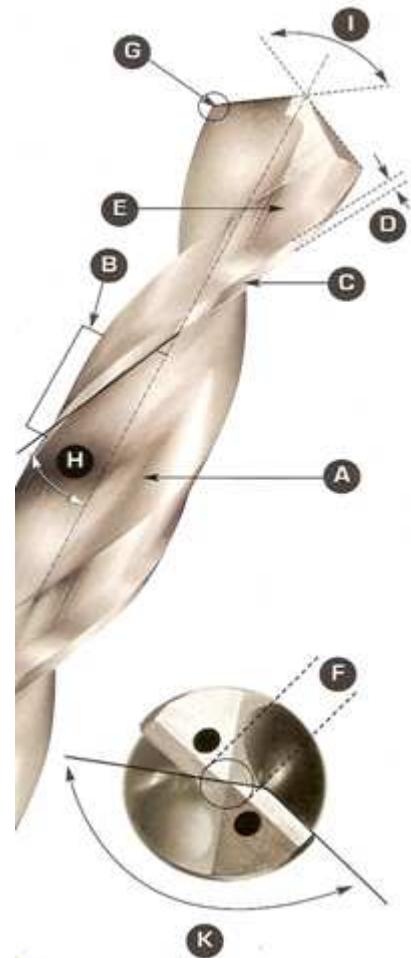


Figure 1.6: Principales caractéristiques géométriques d'un foret hélicoïdal [Tivoly].

b) Les principaux paramètres d'un foret influent sur l'évacuation des copeaux

o **La forme de la goujure :**

La forme et l'état de surface de la goujure vont avoir une influence directe sur l'évacuation des copeaux. Les goujures rectifiées ou polies présentent un meilleur état de surface que les goujures laminées ou meulées. La forme de la goujure va définir l'espace participant à l'évacuation des copeaux. Plus l'espace est important plus la circulation des copeaux dans la goujure sera facile. Il est donc préférable d'avoir une

goujure la plus profonde possible. Il existe quatre grandes familles de goujures (Figure I.7): les goujures classiques, les goujures élargies, les goujures à grand dégagement et les goujures brise-copeaux. Il faut noter que la rigidité du foret est proportionnelle à l'aire de la section du foret. Plus la goujure est grande, plus l'aire de la section de l'outil est faible donc plus la résistance du foret est faible.

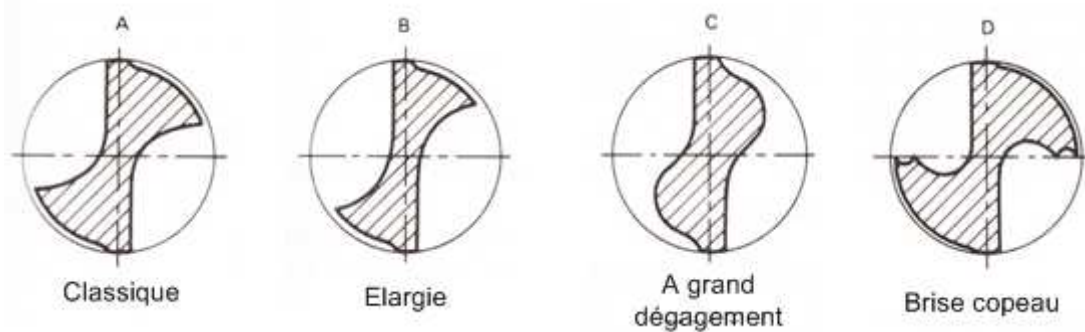


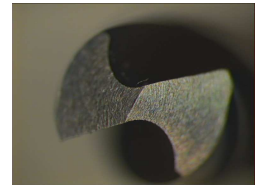
Figure I.7: Les différentes formes de goujure.

o **Le type d'affûtage :**

L'affûtage de l'outil correspond à la géométrie de la zone centrale de l'outil où se rejoignent les différentes arêtes de coupe. Il existe de très nombreux types d'affûtages résultant des différentes opérations d'usinage réalisées sur la pointe de l'outil lors de sa phase de fabrication.

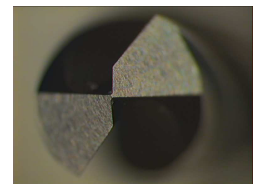
Affûtage classique ou dépouille conique

L'arête centrale est pratiquement droite, l'angle de coupe γ obtenu sur l'arête centrale est très négatif ($\gamma < 0$). Cet affûtage est très robuste car l'âme a un diamètre important et ne présente pas d'arêtes vives. Son mode d'obtention est simple, car il ne demande pas d'usinage spécifique, entraînant ainsi un coût de fabrication relativement bas. Ce type d'affûtage bon marché est très répandu. Il possède néanmoins deux défauts importants : il est peu auto-centrant et l'effort de pénétration est élevé.



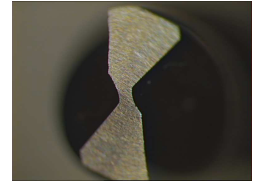
Affûtage pointe en croix

Cet affûtage comporte une première dépouille de forme plane et une contre-dépouille très inclinée à partir de la ligne médiane de la face en dépouille. Le meulage de cette contre-dépouille permet de créer une facette de coupe supplémentaire au niveau de l'âme du foret. L'affûtage pointe en croix permet de travailler en coupe positive ($\gamma \sim 0$) au niveau de l'arête centrale. Cet affûtage réduit considérablement l'effort de pénétration. Son usinage est, en revanche, coûteux.



Affûtage « 1/3 2/3 »

Il s'agit d'un affûtage de type « pointe en croix » qui n'a pas été réalisé jusqu'au centre de l'outil. Seuls les 2/3 de l'âme ont subi des modifications géométriques. L'objectif de cet affûtage est de profiter des performances de l'affûtage de type « pointe en croix » sans fragiliser le centre de l'outil. Cet affûtage est donc plus robuste que l'affûtage « pointe en croix » mais l'effort de pénétration reste cependant important.



Les différents affûtages sont obtenus en faisant varier les trajectoires des meules qui réalisent l'usinage de la pointe de l'outil [Rech, 2006]. Cette préparation d'arête est un paramètre très influent sur les performances d'un affûtage. En effet, une mauvaise préparation d'arête se traduit par une arête ayant une acuité non constante qui aura une répercussion importante sur la formation du copeau.

Deux paramètres définissent la performance d'un affûtage : l'effort de pénétration et la robustesse de la pointe. Il n'existe pas d'affûtage parfait. En effet, la réduction de l'effort de pénétration nécessite un amincissement important de l'âme, qui aura pour conséquence de fragiliser la pointe de l'outil. Il est nécessaire pour chaque opération de perçage de trouver un compromis entre robustesse et effort de pénétration.

○ **Le matériau**

Il existe de nombreux matériaux utilisés pour la fabrication des outils de coupe. Deux grandes familles de matériaux sont principalement utilisées pour les outils de perçage : les aciers rapides (HSS) et les carbures.

- L'acier rapide est un acier fortement allié. Sa dureté, d'environ 65 HRC, est garantie jusqu'à une température de 600°C. La fabrication d'un outil en acier rapide se fait à partir d'un barreau d'acier qui sera déformé, puis affûté, afin d'obtenir sa forme finale. Le prix de revient des forets en acier rapide est relativement faible. Ces outils ne peuvent pas être utilisés à des vitesses de coupe élevées (par exemple, une vitesse maximale de 40 m/min pour l'usinage d'un acier allié) et avec des avances relativement faibles ($f < 0,125$ mm/tr pour un outil de 5 mm de diamètre)
- Le carbure est un composé fritté de carbure de tungstène et de matériaux de liaison (comme le cobalt). Sa dureté est très nettement supérieure à celle des aciers rapides et est maintenue jusqu'à une température de plus de 800°C. Comme tout matériau fritté, le composé de base de fabrication est une poudre comprimée et chauffée. Ses différentes caractéristiques techniques permettent d'utiliser des vitesses de coupe et des avances plus élevées que celles pratiquées avec les outils en acier rapide (par exemple, une vitesse de coupe supérieure à 100 m/min et une avance supérieure à 0,3 mm/tr pour l'usinage d'un acier allié). Ce matériau est néanmoins beaucoup plus fragile que les aciers rapides. Il résiste beaucoup moins au phénomène de flambage. Enfin, le prix d'achat des outils carbures est nettement supérieur à

celui des outils en acier rapide du fait d'un coût d'affûtage élevé (rectification à la meule diamant uniquement).

Le choix du matériau d'outil se fera en fonction du couple Outil/Matière. En effet, l'usinage de certains matériaux nécessite des vitesses de coupe élevées, alors que d'autres nécessitent au contraire des vitesses de coupe faibles. Les performances des deux familles d'outils peuvent néanmoins être améliorées par l'ajout d'un revêtement.

o **Le revêtement de l'outil**

Le revêtement est une couche mince (quelques μm uniquement) d'un matériau spécifique déposé sur l'outil. Le revêtement permet d'accroître les performances des outils de façon considérable. Il joue deux rôles principaux [Rech, 2005] :

- o réduire le frottement entre le matériau usiné et l'outil,
- o améliorer la résistance à l'abrasion.

Deux types de revêtements sont couramment utilisés sur des outils de perçage : un revêtement en Nitrure de Titane (TiN, couleur dorée) et un revêtement en Nitrure de Titane et d'Aluminium (TiAlN, couleur violacée). Ces deux types de revêtements ont l'avantage d'avoir une très grande dureté et un faible coefficient de frottement sur la plupart des matériaux à percer (acier, aluminium, titane, inox...).

c) **Des outils spécifiques pour les perçages très longs**

Les outils hélicoïdaux cités précédemment ne sont utilisables que sur des perçages de petite ou moyenne profondeur (<10 fois le diamètre dans un cas général, 20 fois le diamètre dans des cas particuliers sous lubrification centrale haute pression). Certaines applications, comme le perçage de culasse ou de vilebrequin dans l'automobile, nécessitent le perçage de trous très longs pouvant avoir un rapport $L/D > 100$. Pour ce type de perçage, les forets hélicoïdaux ne sont pas adaptés. En effet, la qualité du perçage, notamment au niveau de la déviation, ne pourrait pas être respectée avec des outils hélicoïdaux auto-centreurs de grande longueur. Il est nécessaire d'avoir recours à des outils et des machines spéciales. On ne parle alors plus de perçage mais de forage.

Pour le forage, il est important que le foret soit parfaitement bien guidé tout au long de l'opération d'usinage. Les outils utilisés pour les opérations de forage sont communément appelés forets $\frac{3}{4}$. Cette dénomination vient de leur forme particulière qui ressemble à un cylindre tronqué. Ces outils ne possèdent qu'une seule arête de coupe. Afin d'équilibrer les efforts radiaux provoqués par l'unique arête de coupe, un patin est positionné à l'opposé de l'arête. Ce patin va frotter sur la surface du trou, créant ainsi un effort radial s'opposant à l'effort de coupe et permettant l'équilibrage du système. Le patin guide le foret pendant l'opération de forage et permet d'avoir des déviations très faibles, même sur des grandes profondeurs de perçage. Un avant-trou ou un canon de guidage est nécessaire pour l'attaque du perçage, sans quoi la déviation du foret serait excessive. Sur ce type d'outil, l'angle d'hélice est nul. Le fractionnement et l'évacuation des copeaux par les forces centrifuges ne sont pas possibles. Il est nécessaire d'utiliser une lubrification haute pression par le centre de l'outil. Le rôle de la lubrification est triple. Tout d'abord, la pression du fluide injecté au coeur de la coupe va solliciter fortement le copeau généré par l'arête de coupe

et participer à son fractionnement. Ensuite, la circulation du fluide entre la zone de coupe et l'extérieur du trou va drainer les copeaux produits vers l'extérieur. Enfin le fluide de coupe va lubrifier le patin de guidage, très sollicité lors du perçage.

Un foret $\frac{3}{4}$ est composé de trois parties principales [Astakhov, 2002] (Figure I.8) :

- **Un attachement** qui permet de maintenir l'outil dans le porte-outil. La plupart du temps, cet attachement est cylindrique.
- **La partie active de l'outil** (aussi appelé pointe) sur laquelle se trouve l'arête de coupe et le patin de guidage. La section de cette pointe ressemble à un V. Le diamètre de la pointe correspond au diamètre de perçage. Sa longueur est comprise entre trois et quatre fois son diamètre. La pointe de l'outil est généralement en carbure de tungstène revêtu.
- **Le tube** qui réalise la jonction entre la pointe et l'attachement. Il possède la même forme que la pointe de l'outil. Il est creux afin d'assurer le transport de la lubrification. C'est le tube de l'outil qui détermine la longueur de celui-ci. Le diamètre du tube est plus petit que le diamètre de la tête. Il n'intervient pas dans la coupe, il participe uniquement à la transmission du couple et à l'évacuation des copeaux. Le matériau qui constitue le tube de l'outil est généralement un acier standard. Dans certains cas, le tube et la pointe sont en un seul bloc. Le matériau de l'ensemble est alors un carbure de tungstène. Cette solution rend l'outil relativement fragile et cher.

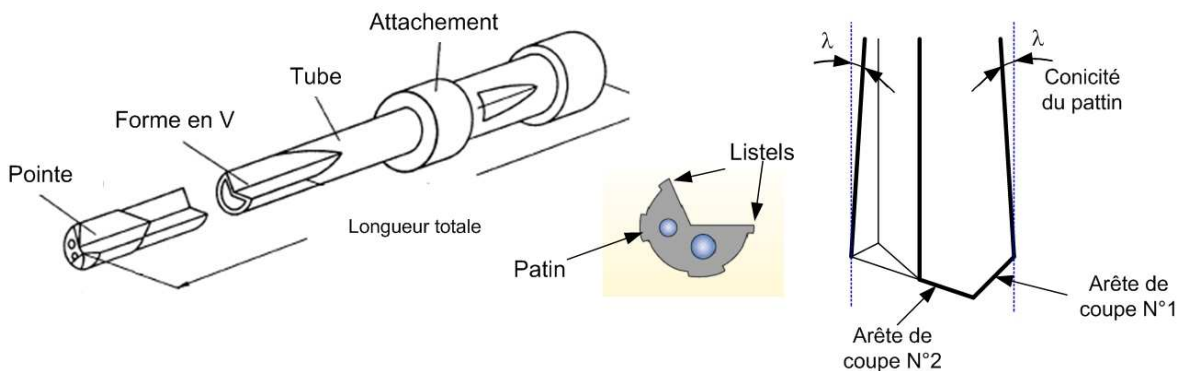


Figure I.8: Composition d'un foret $\frac{3}{4}$.

Il existe de nombreuses géométries de la partie active de l'outil. Quatre paramètres principaux caractérisent la géométrie d'un outil $\frac{3}{4}$ (Figure I.8 et Figure I.9).

- **La géométrie de l'arête de coupe** : l'arête de coupe peut être composée de deux ou trois parties. Les angles de coupe formés par ces parties peuvent évoluer en fonction des matériaux à usiner et de la taille des outils.
- **Le nombre de patins et leur forme** : il peut y avoir un ou deux patins. Leur taille varie en fonction du nombre. La géométrie des patins est très fortement liée aux matériaux usinés. Les constructeurs d'outils fournissent des catalogues permettant de choisir la forme la mieux adaptée.

- **La conicité de la pointe λ** : la pointe n'est pas tout à fait cylindrique (Figure I.8). En effet, une fois coupé, le matériau a souvent tendance à se resserrer du fait des contraintes résiduelles et du refroidissement de la zone de coupe par conduction de la chaleur dans la masse de la pièce. L'utilisation d'une pointe parfaitement cylindrique pourrait entraîner un coincement par arc-boutement de celle-ci dans la pièce. La pointe est donc légèrement conique. Elle a un diamètre correspondant au diamètre de perçage à son extrémité et un diamètre légèrement plus faible à sa base. On exprime la conicité du patin en pourcentage d'inclinaison de la pente. La majorité des outils possède une conicité de 0.07 %. On utilise une conicité de 0.15 % dans les matériaux qui ont tendance à beaucoup se resserrer après usinage (le titane par exemple).
- **Les listels** : il peut y avoir un ou deux listels (Figure I.8). Ils frottent en permanence sur le flanc du trou réalisé et assurent la finition du perçage par phénomène de galetage.

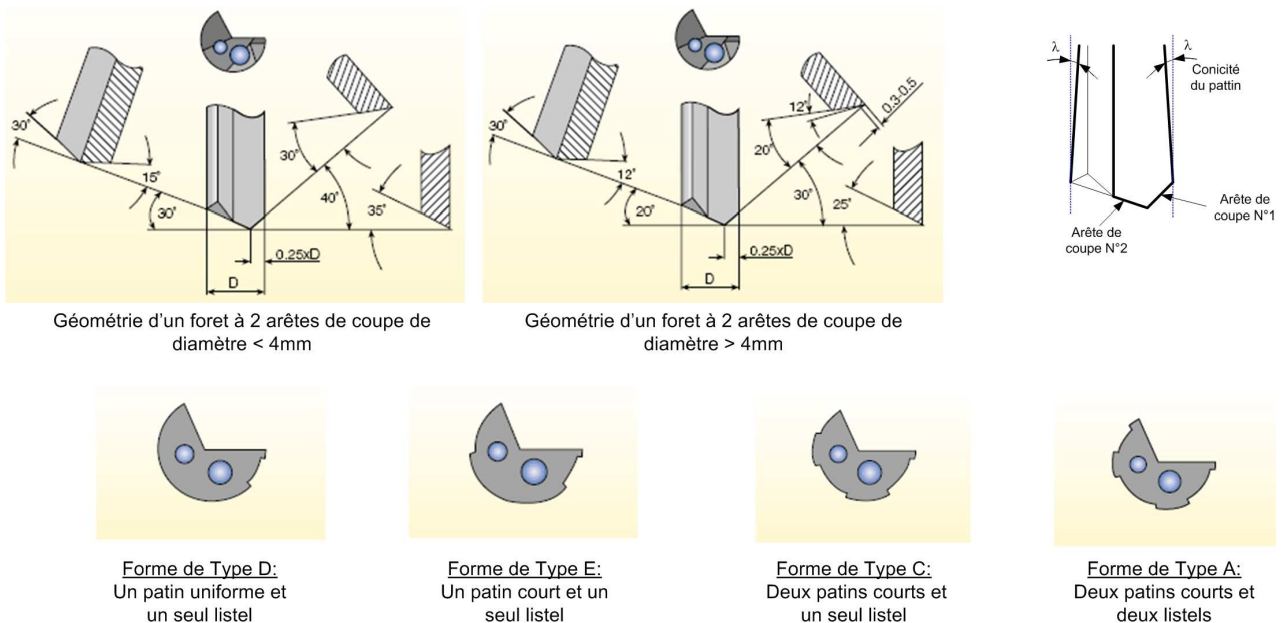


Figure I.9: Quelques exemples de géométries d'un foret 3/4 disponibles dans la gamme d'outil de l'entreprise Outiltec [Outiltec, 2002].

I.1.3. Les solutions existantes pour améliorer l'évacuation des copeaux

En perçage, quel que soit l'outil, le copeau ne peut pas s'évacuer naturellement du fond du trou. Il existe différentes techniques spécifiques permettant de réaliser cette évacuation.

a) Le cycle de débouillage

Cette méthode est la plus simple à mettre en place pour améliorer l'évacuation des copeaux. Elle agit sur le cycle de perçage et peut donc être utilisée avec tous types d'outils et tous types de machine (aussi bien avec une machine à commande numérique qu'avec une machine traditionnelle).

Cette méthode s'applique uniquement pour des perçages dont le rapport L/D est supérieur à 3 ou 4. Le cycle de déburrage consiste à ressortir le foret du trou plusieurs fois au cours de l'usinage. Dans la majorité des cas, le cycle est le suivant (Figure I.10) : usinage sur trois à quatre fois le diamètre, sortie en avance rapide du foret en dehors du trou, usinage sur une fois le diamètre, sortie du foret en dehors du trou et ainsi de suite. La sortie régulière du foret hors du trou fait que les copeaux emprisonnés dans les goujures peuvent s'évacuer. Le foret recommence l'usinage avec des goujures vides. Le risque de bourrage est ainsi fortement limité. Plus le trou est profond, plus la sortie hors matière est fréquente. On peut avoir une sortie hors du trou tous les diamètres usinés pour les trous de grande profondeur ($L/D > 15$).

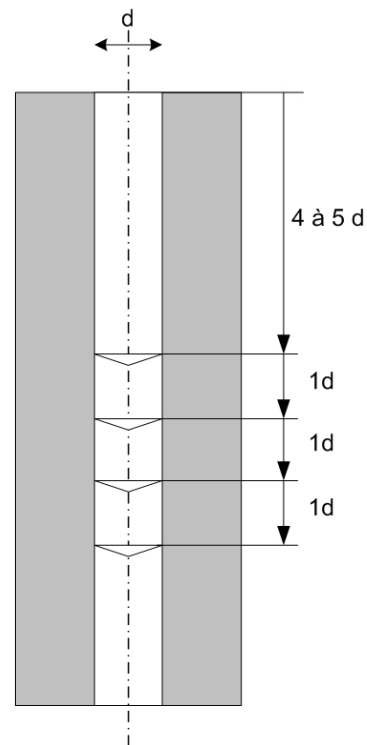


Figure I.10: Cycle de déburrage.

Cette méthode s'avère efficace mais présente un inconvénient majeur : son temps d'exécution. En effet, le temps de cycle du perçage est considérablement allongé par les déplacements improductifs hors matière réalisés pour effectuer ce cycle de déburrage. Lors de l'utilisation des cycles de déburrage, le temps de perçage peut être triplé par rapport à un perçage sans déburrage. Le coût machine associé à une opération de perçage avec cycle de déburrage est très important et augmente considérablement le coût de l'usinage. Bien que cette solution ne soit pas économiquement bonne, elle est très souvent utilisée, car elle ne demande pas d'outils spéciaux et peut être mise en place très facilement. La plupart des logiciels de FAO génèrent automatiquement ces cycles de déburrage dès que la longueur de perçage est importante.

b) La lubrification interne haute pression

Cette technique consiste à injecter une émulsion à base d'eau et d'huile soluble (entre 5 % et 10 % d'huile soluble) sous haute pression (environ 40 bars en sortie de pompe) avec un débit important (> 30 /min) au niveau de la zone de coupe. Le transport de cette émulsion vers la zone de coupe est réalisé par des canaux de lubrification situés à l'intérieur de l'outil. Ces canaux commencent au niveau de la queue de l'outil et débouchent au niveau de la face en dépouille (Figure I.11). L'émulsion est injectée au cœur même de la zone de coupe.

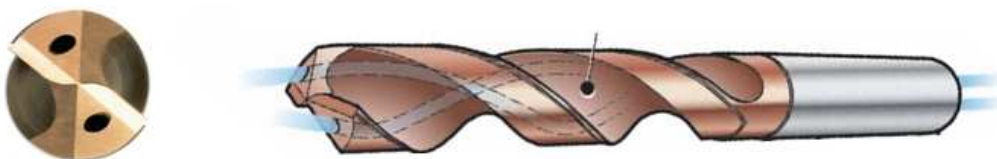


Figure I.11: Un foret avec trou de lubrification central [Sandvik, 1997].

Le rôle de cette lubrification haute pression est de:

- **Fractionner le copeau.** La haute pression du fluide sollicite fortement le copeau fragile, qui se casse au niveau de ses points faibles.
- **Pousser le copeau vers l'extérieur par circulation du liquide au niveau des goujures.** Le débit de fluide étant très important, les copeaux n'ont pas le temps de se coincer dans la goujure.
- **Dissiper une grande partie de la chaleur** produite par la coupe grâce au pouvoir calorifique important de l'émulsion.

Cette méthode requiert donc des outils spécifiques possédant des trous de lubrification interne. Le diamètre de ces trous est généralement faible (moins de 1 mm de diamètre) ce qui augmente considérablement le coût des outils (le prix d'un barreau brut en carbure avec trous centraux est doublé par rapport au prix d'un barreau simple). La lubrification centrale est très consommatrice de liquide de coupe. Cette consommation excessive pose deux problèmes majeurs :

- **Un problème de santé du travail :** l'émulsion sous haute pression produit un brouillard d'huile qui se répand dans toute la machine et souvent même dans tout l'atelier. Ce brouillard est respiré par tous les opérateurs. Il est très nocif pour la santé car les micro-gouttelettes d'huile peuvent pénétrer facilement dans les poumons, ainsi que dans la peau, provoquant de nombreuses allergies. Enfin, ce brouillard d'huile se dépose sur l'ensemble des surfaces de l'atelier rendant le sol et les pièces glissantes entraînant de nombreux accidents du travail.
- **Un problème de recyclage :** l'émulsion n'a pas une durée de vie très importante. Il est obligatoire de recycler ce produit (séparer les particules de métal, l'eau et l'huile, et traiter chacun de ces déchets). Les normes environnementales (type certification ISO 14001) sont de plus en plus sévères et rendent le coût du recyclage de plus en plus élevé (environ 300 Euros HT la tonne de liquide recyclé) [Aronson, 1995].

Cette technique est très employée dans le perçage de trous profonds car elle permet de percer sans cycle de déburrage et à grande vitesse. Elle n'est néanmoins pas satisfaisante au niveau de la productivité. En effet, on estime que l'ensemble des dépenses dues à la lubrification peuvent représenter jusqu'à 20 % du coût total d'usinage. De plus, les progrès au niveau des opérations de fraisage et de tournage font qu'il est maintenant possible de travailler de plus en plus à sec. Seule l'opération de perçage n'est pas encore réalisable à sec à un coût acceptable. Les entreprises doivent conserver leurs infrastructures de lubrification uniquement pour l'opération de perçage. Réaliser des opérations de perçage à sec constituerait donc pour elles une avancée appréciable.

c) La micro-pulvérisation

Dans le cas de la micro-pulvérisation [Aoyama, 2002], la lubrification interne haute pression est remplacée par un mélange d'air sous pression et de fines gouttelettes d'huile. La quantité d'huile utilisée est infinitésimale (quelques millilitres d'huile par heure). Cette technique n'a pas d'influence sur la

fragmentation des copeaux mais uniquement sur leur formation et leur évacuation. Le rôle de la gouttelette d'huile est de former un microfilm d'huile entre l'outil et la surface du trou limitant ainsi les frottements et donc la production de chaleur. Le rôle de l'air sous pression est d'empêcher la formation de bourrage dans les goujures en poussant les copeaux vers l'extérieur. Cette technique est très efficace mais assez délicate à mettre en place. Il est tout d'abord nécessaire d'avoir des outils adaptés. Ces outils possèdent des trous similaires aux trous de lubrification centrale mais d'un diamètre plus important. De plus, la création de ce brouillard d'huile n'est pas simple. Une fois celui-ci créé, il faut le transporter à l'intérieur de l'outil jusqu'à la zone de coupe sans que l'huile ne se condense à nouveau et reste à l'intérieur des canaux de l'outil. Il existe deux méthodes principales pour créer et transporter ce brouillard d'huile :

- **Le mélange air/huile est créé à l'extérieur de la machine par un boîtier spécifique.** Ce brouillard est alors injecté dans les canaux de lubrification centrale de la machine. Il passe à travers la broche et aboutit au niveau des trous de lubrification de l'outil (Figure I.12). Le brouillard subit l'effet de la force centrifuge, générée par la rotation de la broche, qui aura tendance à projeter les gouttelettes d'huile sur les parois de la canalisation centrale. L'air en sortie d'outil est alors très appauvri en huile. Cette méthode nécessite l'ajout d'un boîtier spécifique et la machine doit posséder un système de lubrification par le centre de la broche.

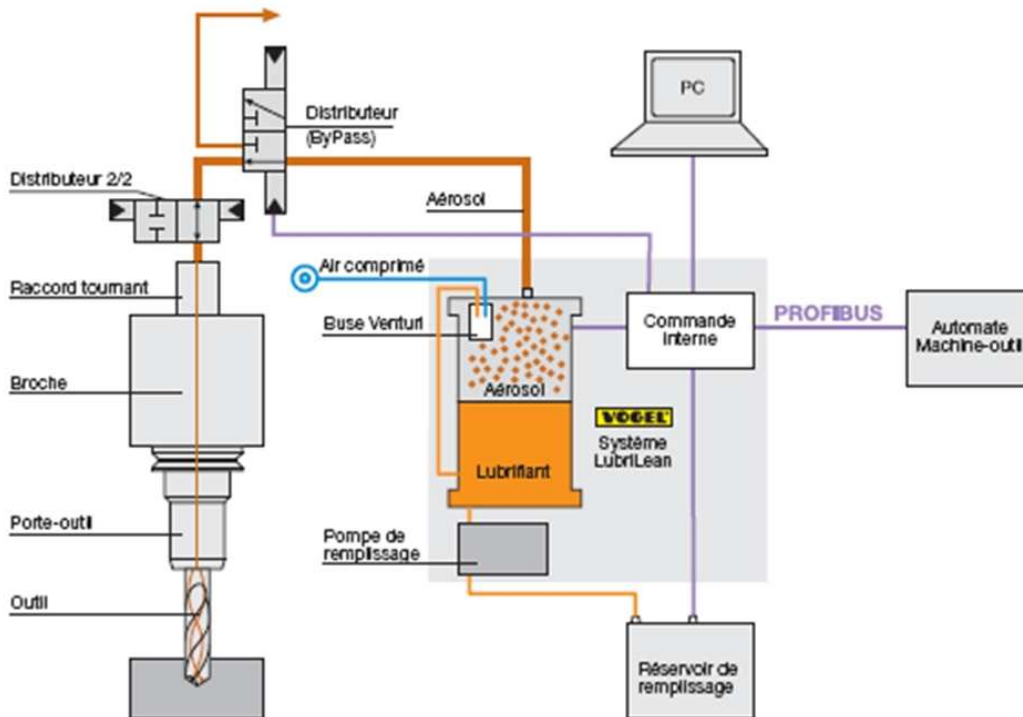


Figure I.12: Principe de fonctionnement du système de micro-pulvérisation développé par Vogel.

- **Le mélange se fait directement au niveau d'un porte-outil spécifique** (Figure I.13). Ce porte-outil est alimenté d'une part en air comprimé, et d'autre part en huile entière. Le brouillard se forme directement dans une chambre située à la base de l'outil et est injecté dans les trous de lubrification. Ce porte-outil doit être composé d'une partie fixe, qui reçoit les tuyaux d'air et d'huile et d'une partie mobile qui reçoit l'outil. L'étanchéité entre les deux parties se fait par un joint tournant. La présence de ce joint interdit des vitesses de rotation

supérieures à 6 000 tr/min. Cette méthode ne demande aucune modification de la machine utilisée, seul le porte-outil est différent. La longévité de ce porte-outil à joint tournant n'est pas précisée.



Figure I.13: Système rotatif de micro-pulvérisation.

d) Le perçage par la technique de fraisage par interpolation hélicoïdale

Le principe de cette technique est de réaliser un trou avec une fraise deux tailles de diamètre inférieur au diamètre du trou à percer en l'animant d'un mouvement d'interpolation hélicoïdale. Le perçage est réalisé étage par étage en fonction de la profondeur de pénétration utilisable avec la fraise. L'avantage de cette méthode se situe au niveau de la qualité dimensionnel et surfacique du perçage. En effet, cette technique nécessite un pilotage de la fraise par son point générateur de la surface mesuré très précisément. La taille réelle de la fraise est prise en compte lors de l'usinage. Le diamètre du trou effectué est donc maîtrisé et non subi comme en perçage avec foret hélicoïdal. L'évacuation du copeau n'est pas un problème pour cette opération puisque le copeau est bien fragmenté du fait des trajectoires complexes de la fraise

Cette technique n'est pas applicable aux trous de petits diamètres car les fraises deux tailles de petits diamètres résistent mal aux efforts radiaux. La profondeur de perçage est fortement conditionnée par la résistance en flexion de la fraise utilisée. Enfin, le temps d'usinage est bien plus important que le temps de perçage traditionnel. Cette technique de perçage n'est donc utilisée que dans des cas très spécifiques de perçage comme le perçage de trou à fond plat par exemple (perçage ne pouvant être réalisé par un foret hélicoïdal).

e) Vers un usinage à sec

Le respect de l'environnement, des lois et des réglementations européennes obligent à limiter voire stopper la production de déchets polluants. L'usinage à sec peut être la réponse aux différents problèmes identifiés dans la partie précédente. Par ailleurs, l'usinage à sec apporte des aspects bénéfiques comme des réductions de coût de fabrication, une meilleure image de l'entreprise, une amélioration des conditions de travail pour les employés.... Il existe quelques forets spécialement conçus pour l'usinage à sec. Ces forets possèdent des goujures très profondes et une âme très mince. La géométrie spécifique de la face de coupe (géométrie brise-copeaux) favorise la fragmentation des copeaux. La goujure élargie limite le coincement des copeaux lors de la remontée vers l'extérieur. Ces forets sont très sensibles au phénomène de flambage, ils ne peuvent pas être utilisés dans tous les types de matériaux (il est impossible de les utiliser dans des

matériaux dits collants tel que l'aluminium) et les vitesses d'avance utilisées doivent être faibles. Leur utilisation très spécifique freine leur développement.

I.1.4. Conclusion

Le perçage est actuellement une opération d'usinage qui coûte beaucoup trop cher pour les industriels de l'usinage. La part la plus importante du coût d'un perçage est dédiée à la fragmentation et l'évacuation des copeaux. Il existe actuellement des techniques efficaces pour faciliter son évacuation. Aucune de ces solutions n'est pourtant entièrement satisfaisante. Les cycles de déburrage sont trop longs et monopolisent trop de temps machine, la lubrification centrale pose un gros problème de respect de l'environnement et devra être de moins en moins utilisée afin de respecter les nouvelles normes environnementales. Enfin, le perçage à sec ne peut pas encore se généraliser à tous les matériaux pour cause de durée de vie limitée des outils. L'amélioration de la productivité du perçage nécessite de mettre en place des nouvelles techniques permettant de fragmenter et d'évacuer les copeaux sans lubrification et sans diminution des conditions de coupe. La solution semble venir de la modification du procédé de perçage. L'ajout de vibrations axiales au foret va permettre de maîtriser la fragmentation du copeau et son évacuation.

I.2. L'utilisation des vibrations pour améliorer la fragmentation des copeaux

Depuis plusieurs années, de nombreux travaux sont menés sur l'ajout au niveau du foret d'un ou de plusieurs mouvements de vibration pour fragmenter le copeau et faciliter son évacuation. La direction des vibrations est, dans la quasi-totalité des cas, une vibration axiale couplée à la rotation de l'outil. C'est la manière dont sont produites ces vibrations, ainsi que leur fréquence et leur amplitude qui différencient tous ces travaux. Deux technologies s'opposent. D'un côté, les technologies présentant un mouvement vibratoire à haute fréquence (de 10 à 50 kHz) et à faible amplitude (quelques μm). De l'autre, les technologies présentant une faible fréquence de vibration (< 1 kHz) avec une amplitude de déplacement plus importante (entre 50 et 300 μm).

Nous allons présenter dans cette partie, les différents procédés existants, et analyser de quelle manière ils agissent sur la fragmentation du copeau et son évacuation.

I.2.1. Des vibrations haute fréquence pour fragmenter le copeau

De nombreux travaux ont été menés sur l'assistance de l'usinage par vibrations axiales haute fréquence à faible amplitude. Ces vibrations sont communément appelées vibrations ultrasonores. La bande de fréquences des ultrasons appliqués aux outils de coupe est relativement large. Elle varie principalement de 10 kHz à 50 kHz. Leur amplitude reste très faible, de l'ordre de quelques μm afin de limiter la puissance nécessaire à leur génération.

a) **Principe de fonctionnement**

Dans leurs travaux, Chang et al [Chang, 2005] ont développé une technique de perçage assisté par ultrason dans l'aluminium A1100-0. Les vibrations sont générées par un système piézo-électrique appliqué sur le porte-pièce. La fréquence de vibration de la pièce est comprise entre 10 kHz et 20 kHz. Le foret est animé d'un mouvement de rotation et d'avance uniforme (vitesse de rotation comprise entre 4 000 tr/min et 8 000 tr/min pour un foret de 3,18 mm et une avance de 1,90 mm/s). Ces travaux mettent en évidence que certaines fréquences de vibration peuvent améliorer la fragmentation du copeau. Pour des fréquences comprises entre 10 et 20 kHz, le copeau est filant et ressemble fortement à un copeau de perçage traditionnel (Figure I.14). Quand la fréquence de vibration est supérieure à 20 kHz (ce qui représente environ 400 vibrations par tour d'outil), le copeau se fragmente (Figure I.14). La faible amplitude des vibrations est cependant suffisante pour créer une section de copeau variable. Les copeaux seront fragilisés par endroits, créant une amorce de rupture qui entraîne la fragmentation du copeau lors de son écoulement le long de la face de coupe. Ces essais sont réalisés dans l'aluminium, [Neugebauer, 2004].

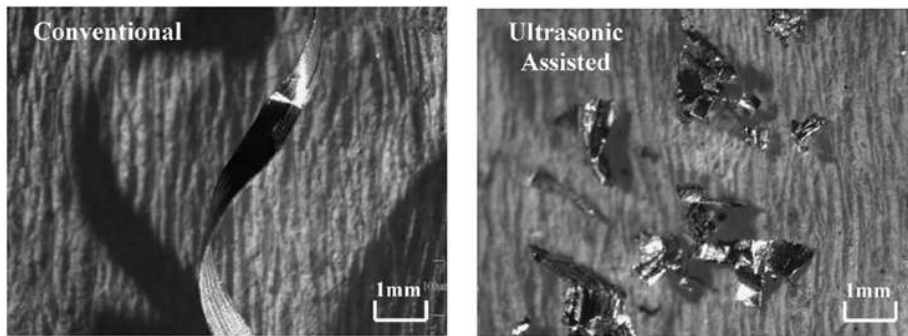


Figure I.14: Comparaison entre un copeau de perçage traditionnel et un perçage assisté par ultrason.

Des études similaires ont été menées sur le perçage de l'Inconel 738-LC avec des outils carbures revêtus TiAlN de 5 mm de diamètre par Azarhoushang et al [Azarhoushang, 2007]. Dans ce système (Figure I.15), la pièce est animée d'un mouvement de rotation, et l'outil est animé d'un mouvement d'avance combiné à un mouvement de vibrations haute fréquence générées par un piezo-électrique noyé dans le porte-outil. La fragmentation des copeaux dans ce matériau dur a été très largement améliorée par l'ajout des vibrations. Les copeaux étant mieux fractionnés, le risque de coincement dans les goujures est plus limité, l'évacuation est alors améliorée.

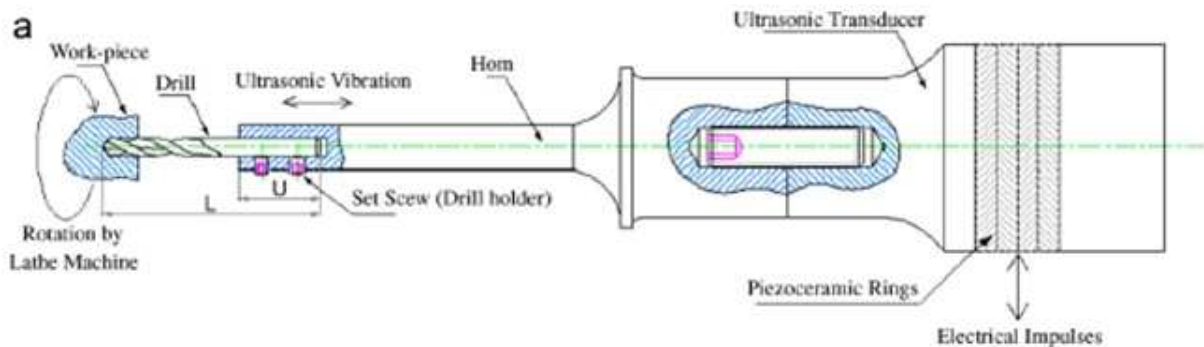


Figure I.15: Tête de perçage vibratoire avec excitateur piézo-électrique [Azarhoushang, 2007].

b) Réduction des efforts de coupe

Les travaux d'Onikura et al. [Onikura, 1996] mettent en évidence la réduction des efforts générés par la coupe en perçage lorsque celle-ci est assistée par des vibrations haute fréquence. Leur technologie utilise des vibrations ultrasoniques à la fréquence de 40kHz. Ils mettent en évidence le fait que les vibrations ultrasoniques réduisent les frottements entre le copeau et la face de coupe. Les vibrations axiales confèrent à l'outil une vitesse axiale instantanée élevée (bien supérieure à la vitesse d'avance de l'outil). Cette importante vitesse axiale va modifier le phénomène de cisaillement secondaire au niveau de la coupe et réduire les frottements copeaux/outils. Le frottement copeau/outil étant l'un des principaux éléments générant l'effort de coupe, une réduction du frottement entraîne par conséquent une réduction de l'effort de coupe.

Chang et al. [Chang, 2005] confirment la baisse des efforts de coupe dans leurs expérimentations de perçage assisté par vibration haute fréquence dans l'aluminium. D'après leurs travaux, la réduction des efforts vient de l'amélioration de la fragmentation des copeaux. Les copeaux étant fractionnés, il n'y a plus de déformation plastique lors du passage dans les goujures de l'outil. Les copeaux sont plus faciles à évacuer, ce qui entraîne une diminution des efforts de poussée. La Figure I.16 présente les efforts de coupe en perçage assisté par vibration haute fréquence pour un outil de 3,18 mm de diamètre revêtu TiAlN et non revêtu. Ces essais ont été réalisés à une vitesse de rotation de 6 000 tr/min, une vitesse d'avance de 0,019 mm/tr, une fréquence de vibration de 20 kHz et une amplitude de 4 µm. La réduction de l'effort de coupe est significative (environ 20%) dans les deux cas quelle que soit l'usure de l'outil.

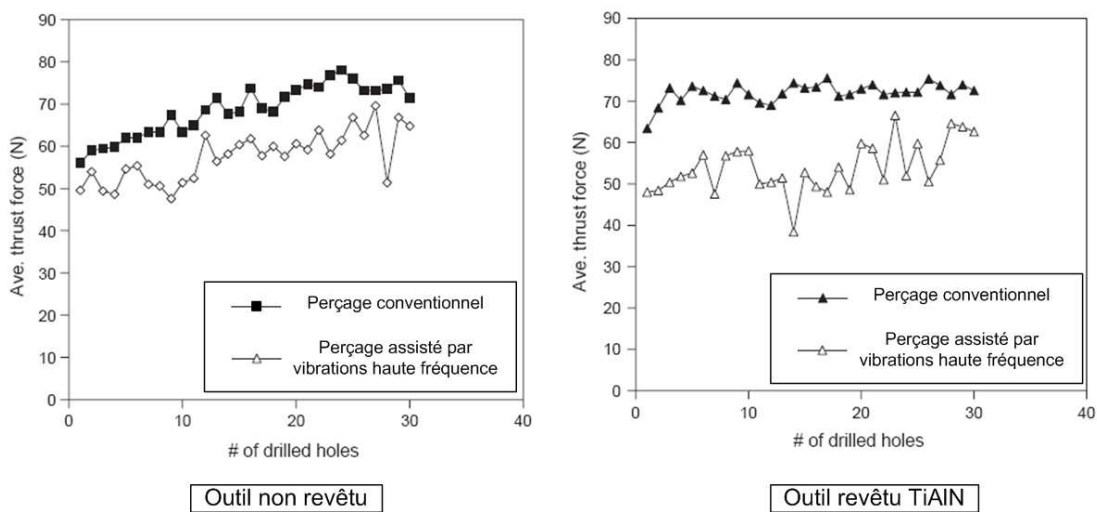


Figure I.16: Comparaison de l'effort de coupe en perçage traditionnel et en perçage assisté par vibrations haute fréquence.

Dans leurs travaux de perçage vibratoire de matériaux composites à fibre renforcée, Zhang et al. [Zhang, 2001] concluent que la fragmentation des copeaux est meilleure lorsque la vibration de l'outil est couplée à une avance importante.

c) Amélioration de la qualité des perçages

Azarhoushang et al. [Azarhoushang, 2007] ont étudié l'influence de l'amplitude des vibrations sur trois paramètres qualifiant la qualité des perçages : la cylindricité, la circularité et l'état de surface. Les résultats montrent que, quelle que soit l'avance de l'outil, la qualité de la surface est nettement améliorée par l'ajout de vibrations haute fréquence. Le défaut de circularité peut être réduit de 80%, le défaut de cylindricité de 75% et l'état de surface de 80 %.

d) Inconvénient de ces technologies

L'ensemble de ces nouvelles technologies de perçage montre que l'ajout de vibration haute fréquence présente une réelle avancée sur l'augmentation de la productivité de l'opération de perçage. La fragmentation des copeaux est meilleure. Cela entraîne des efforts de coupe moins importants et une meilleure qualité d'usinage par rapport au perçage traditionnel. Ces nouvelles technologies ont néanmoins un inconvénient majeur : elles ont besoin d'une source d'énergie extérieure afin d'alimenter le système générant les vibrations. Cela nécessite une modification des machines utilisant cette technologie. Il s'agit donc d'un procédé réservé aux applications en grande série et nécessitant de lourdes mises au point.

I.2.2. Des vibrations basse fréquence pour fragmenter le copeau

L'utilisation de vibrations basse fréquence pour fragmenter le copeau n'est pas récente. De nombreuses études ([Utkin, 1988], [Toews, 1998], [Deyuan, 1999], [Chhabra, 2002], [Okamura, 2006]), ont été effectuées sur l'impact de vibrations basse fréquence (inférieure à 1 kHz pour une amplitude de 50 à 500 μm). Parmi l'ensemble des systèmes existants, deux grands principes peuvent être envisagés : les mécanismes pour lesquels les vibrations sont forcées (amplitude et fréquence imposées) et les mécanismes pour lesquels les vibrations sont auto-entretenues (vibrations naturelles). Dans toutes ces technologies, le but est de créer des vibrations d'amplitude suffisante (supérieure à l'avance par dent de l'outil) pour entraîner un saut de l'outil hors matière et obtenir ainsi une coupe discontinue. Cette dernière entraîne la formation de copeaux bien fragmentés plus faciles à évacuer. Nous allons présenter les principaux travaux réalisés sur ces deux grands types de mécanismes.

a) Création d'une coupe discontinue par saut de l'outil hors matière

Le principe de base du perçage vibratoire à basse fréquence de vibration est de créer des vibrations d'amplitude suffisante pour que l'outil sorte fréquemment de la matière. Pour bien comprendre ce phénomène de saut hors matière, il faut étudier le principe de régénération de surface dans le cas d'un usinage avec outil vibrant. En perçage, la régénération résulte de l'interaction de l'arête de coupe de l'outil avec la surface formée lors d'un précédent passage de l'arête coupante (Figure I.17)

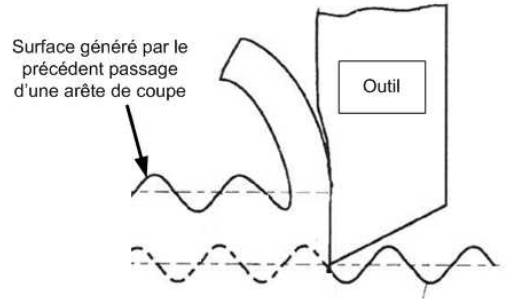


Figure I.17: Mécanisme de régénération de surface.

Du fait du mouvement vibratoire de l'outil, la surface usinée présente une ondulation fonction de la fréquence de vibration de l'outil. Cette ondulation a une influence directe sur l'épaisseur du copeau. La position de cette surface ondulée doit être comparée en permanence à la position de l'arête de coupe. La différence de position entre l'ondulation de la surface et la vibration de l'outil peut être exprimée par un paramètre angulaire de déphasage ψ . Deux évolutions sont possibles (Figure I.18) :

- $\psi = 0$. Si le déphasage ψ entre l'ondulation de la surface et la trajectoire de l'arête de coupe est quasiment nul, la variation de l'épaisseur du copeau est peu sensible à ces effets dynamiques. Bien que l'outil vibre, on se retrouve dans le cas d'une coupe continue, il n'y a pas de saut d'outil hors matière. La fragmentation des copeaux n'est pas améliorée par rapport au perçage sans vibration.
- $\psi > 0$. Si le déphasage ψ est prononcé, des variations de la section de copeau vont apparaître. Cette variation d'épaisseur est fonction de la valeur du déphasage ψ . Le copeau se trouve fragilisé à certains endroits favorisant ainsi sa fragmentation. Pour certaines valeurs du déphasage et si l'amplitude des vibrations est importante (supérieure à l'avance), l'outil peut se trouver hors de la matière pendant une fraction de tour. Dans ce cas, la coupe est discontinue et la fragmentation du copeau est systématique. Si ce déphasage est maintenu pendant toute l'opération de perçage, la formation d'un copeau continu est impossible. Seul des petits copeaux faciles à évacuer sont formés.

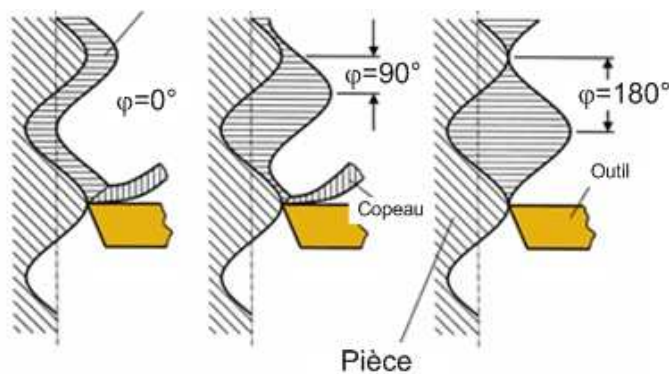


Figure I.18: Déphasage des vibrations dû au phénomène de broutement.

Deyuan et al. [Deyuan, 1999] ont appliqué ce principe de régénération de surface à une application de perçage avec un outil hélicoïdal à deux lèvres. Leurs travaux ont abouti à un graphique fonction du nombre de vibrations par tour d'outil Wf , de l'amplitude des vibrations A et de l'avance par tour f faisant apparaître deux zones (Figure I.19) :

- **Une zone où la coupe est continue et n'entraîne pas de fragmentation du copeau.** Pour une amplitude des vibrations trop faible, quelle que soit la fréquence de vibration, la fragmentation ne pourra pas avoir lieu. Lorsque les vibrations de l'outil sont en phase avec les vibrations de la surface de la pièce (rapport Wf pair), la coupe est obligatoirement continue.
- **Une zone où la coupe est discontinue et entraîne une bonne fragmentation.** Dans ce cas, le foret n'enlève plus de matière pendant une fraction de tour. On aura une coupe discontinue similaire à la coupe en fraisage. De ce fait le copeau sera obligatoirement fractionné. Le nombre de copeaux produits par tour d'outil va alors dépendre de la fréquence de vibration de l'outil.

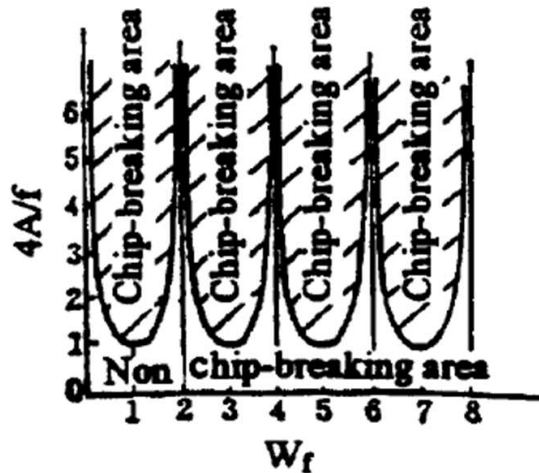


Figure I.19: Graphique de fragmentation du copeau en perçage vibratoire [Deyuan, 1999].

Les copeaux obtenus lors d'un perçage avec vibrations de l'outil sont très caractéristiques de ce type d'usinage. Leurs tailles dépendent fortement du nombre de sauts de l'outil hors de la matière. Leur forme triangulaire est par contre identique quelque soit la fréquence de vibration. La Figure I.20 présente une comparaison entre la taille des copeaux obtenus pour un perçage d'un trou de 5 mm de diamètre dans le cas d'un perçage traditionnel avec une mauvaise fragmentation et dans le cas d'un perçage vibratoire. La différence est très nette. Il paraît évident que l'évacuation du copeau en perçage vibratoire se fera bien plus facilement que l'évacuation du copeau en perçage traditionnel.



Figure I.20: Comparaison de la taille des copeaux entre perçage traditionnel et perçage vibratoire.

La différence entre toutes les technologies de perçage vibratoire basse fréquence existantes se situe au niveau du principe de génération des vibrations entraînant la coupe discontinue.

b) Les procédés de perçage vibratoire avec vibrations forcées

Les vibreurs hydrauliques

La technique basée sur un vibreur hydraulique a été élaborée à l'Université Technique de Bauman à Moscou dans les années 80 [Utkin, 1988]. Elle permet d'usiner les trous d'un diamètre de 5 à 6 mm. Le dispositif (Figure I.21) a été conçu sur la base d'un tour équipé d'un dispositif permettant de réaliser des opérations de forage.

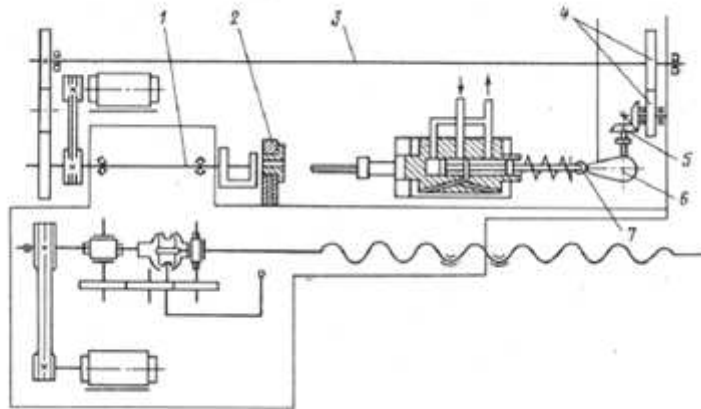


Figure I.21: Machine à vibreur hydraulique.

La pièce est serrée dans le dispositif 2 qui se monte sur la broche 1. La machine-outil transmet les mouvements rotatifs sur la came excentrique 6, à travers les pignons 3, 4 et 5. La came 6 commande le déplacement du piston-valve à l'aide du galet 7. Etant donné les déplacements axiaux du piston-valve, le fluide se dirige vers la chambre de servo-commande hydraulique à travers des conduits hydrauliques. Grâce à cela, le piston de servo-commande suit les déplacements du piston-valve ce qui rend possible la synchronisation de la fréquence oscillatoire du foret et la fréquence de rotation de la broche. La sélection

des pignons et des roues dentées permet d'avoir le rapport souhaité entre la fréquence des vibrations et la fréquence de rotation. On obtient ainsi un déphasage entre la vibration et la forme de la surface usinée. L'amplitude des vibrations dépend de la valeur de l'excentricité de la came 6. Son industrialisation dans des entreprises réalisant le forage des trous profonds des carburateurs a montré que la productivité a été multipliée par deux ou trois pour la même qualité et la même durée de vie d'outil par rapport au perçage classique. Les conditions classiques pour ce type de technologie sont : une vitesse de coupe de 15 à 50 m/min, une avance de 0,015 à 0,1 mm/tr, une amplitude de vibration de 0,06 à 0,25 mm et une fréquence de vibration de 35 à 115 Hz assurant un saut de l'outil hors matière et donc une bonne fragmentation.

La présence de plusieurs composants mécaniques complique la conception de ces machines et augmente l'encombrement. Une industrialisation de ce procédé nécessiterait des modifications spécifiques sur chaque machine réalisant une opération de perçage. De plus, cette méthode ne peut s'appliquer que pour les perçages effectués sur des centres de tournage. Il n'existe pas de systèmes équivalents pour les centres d'usinage. Une industrialisation de ce procédé semble compliquée.

Utilisation de moteurs linéaires

Chhabra et al. [Chhabra, 2002] ont développé une technologie utilisant les moteurs linéaires des axes de déplacement des machines outils pour créer les vibrations forcées basse fréquence. Les moteurs linéaires sont utilisés pour ajouter au mouvement d'avance constant de l'outil une vibration basse fréquence à 400 Hz. Cette technique ne nécessite pas de second actionneur pour réaliser la vibration. Seul le moteur linéaire principal de la machine est utilisé. Cette technologie a été appliquée sur le perçage de l'aluminium. Les résultats obtenus sont très encourageants. La fragmentation du copeau est réelle et les efforts de coupe sont significativement plus faibles qu'en perçage traditionnel avec le même outil. Cette méthode a un inconvénient majeur : elle nécessite l'usage d'une machine à commande numérique à moteur linéaire. Bien que ce type de machine se développe de plus en plus, son coût est encore très élevé. L'ensemble de l'axe de la broche est mis en mouvement de vibration. Cette masse importante en vibration a des impacts négatifs sur la stabilité de la machine. L'inertie des masses en mouvement est telle que les risques pour la structure de la machine ne sont pas négligeables. Cette nouvelle technologie a beaucoup de mal à s'implanter dans le monde industriel.

Okamura et al. [Okamura, 2006] ont développé une machine de perçage vibratoire dans laquelle le mouvement d'avance de l'outil est généré par une liaison glissière à billes pilotée par un servo-moteur, et le mouvement de vibration à très basse fréquence est généré par un moteur linéaire. La fréquence de vibration est très faible, elle est comprise entre 10 et 30 Hz (ce qui représente environ 0,2 vibrations par tour d'outil) avec une amplitude de 0,4 mm, la vitesse de rotation de la broche est de 10 000 tr/min et l'avance de 0,02 mm/tr. L'amplitude des vibrations étant plus importante que l'avance de l'outil, il se produit à chaque vibration un saut de l'outil hors matière. La fréquence de vibration étant très basse par rapport à la fréquence de rotation, le saut hors matière se produit tous les cinq tours environ. La fragmentation du copeau est systématique tous les cinq tours d'outil permettant une évacuation naturelle par la goujure. Cette

technologie entraîne une baisse de la température de l'outil en sortie de trou de plus de 30% par rapport à un perçage traditionnel.

Utilisation de piezo-électrique basse fréquence

Toews et al. [Toews, 1998] utilisent un oscillateur piezo-électrique basse fréquence (entre 25 Hz et 75 Hz) pour générer les vibrations appliquées à la pièce. Cette technique est appliquée à du micro-perçage (diamètre du foret de 0,5 mm). L'amplitude des vibrations est très légèrement supérieure à l'avance de l'outil (avance de l'outil de 2,5 $\mu\text{m}/\text{tr}$, vitesse de rotation comprise entre 1 500 tr/min et 4 500 tr/min et amplitude des vibrations de 3 μm). Le gain apporté par cette solution se situe principalement au niveau de l'évacuation des copeaux, très délicate avec des forets de ce diamètre si le copeau n'est pas parfaitement fractionné. Cette technologie ne peut être utilisée que pour des perçages de petits diamètres pour lesquels l'avance par tour est très faible. En effet, la technologie de piezo-electrique ne permet pas de créer des amplitudes de vibrations importantes ($< 10\mu\text{m}$). Le saut hors matière se produit uniquement si l'avance utilisée est inférieure à l'amplitude des vibrations.

Création de vibrations par variation de l'épaisseur d'un film d'huile (Squeeze Film Damper) [Suciu, 2000]

Cette technologie se base sur la variation de l'épaisseur d'un film situé à l'interface d'une partie fixe (rotor) du porte-outil réalisant l'attachement avec la machine, et de la partie mobile (stator) recevant l'outil. La variation de l'épaisseur du film d'huile va engendrer un déplacement axial de l'outil entraînant une épaisseur du copeau variable. La variation de l'épaisseur du film d'huile est la conséquence de la forme elliptique du rotor et du stator ainsi que des propriétés mécaniques du fluide utilisé.

Les mécanismes à came

Les sociétés MITIS et BOTEK ont mis au point une tête rotative de perçage vibratoire à vibrations forcées (Figure I.22). Les vibrations sont créées par un système à cames. La fréquence et l'amplitude sont facilement modulables (entre 100 et 500 Hz pour la fréquence, c'est-à-dire de 1 à 5 vibrations par tour d'outil, et de 0 à 0,5 mm pour l'amplitude). Ce système s'adapte à tous types de centre d'usinage et ne demande pas d'apport d'énergie extérieur. Il peut être utilisé avec ou sans lubrification centrale. Les vitesses de rotation et d'avance données à l'outil sont des vitesses traditionnelles en perçage. Ce système agit sur la fragmentation des copeaux par coupe discontinue. Pour pouvoir fonctionner, il est nécessaire d'immobiliser en rotation une bague de ce porte-outil. Pour cela, un renvoi sur une partie fixe de la broche de la machine doit être réalisé. La tête de perçage doit donc être adaptée à la morphologie de la machine. Cette fixation ne peut pas être réalisée en automatique lors du changement d'outil. Elle nécessite l'intervention d'un technicien.

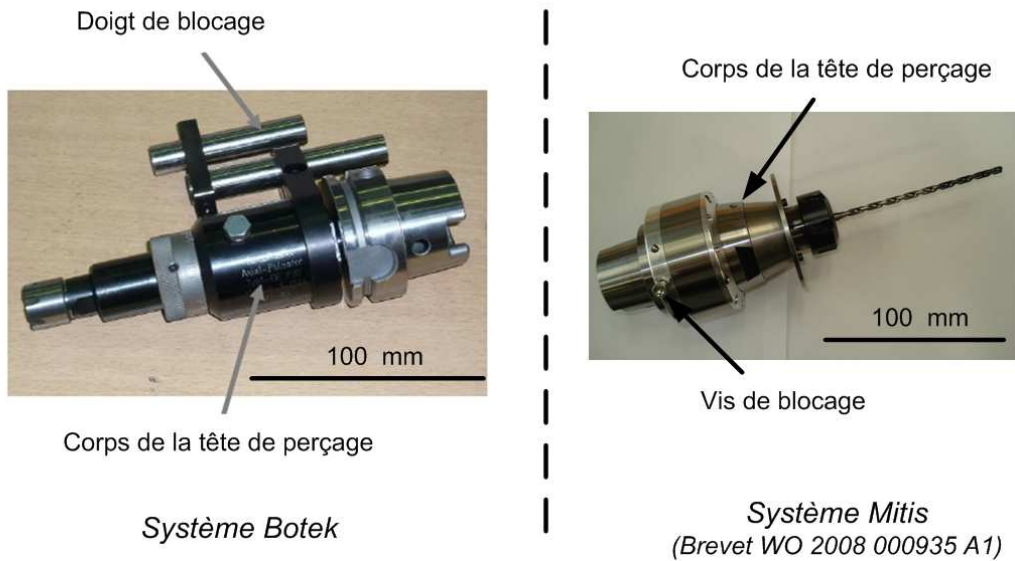


Figure I.22: Têtes de perçage vibratoire à vibrations forcées créées par un mécanisme à cames.

Mécanisme couplant vibrations haute fréquence et vibrations basse fréquence

Ishikawa et al. [Ishikawa, 1998] étudient un procédé de perçage combinant des vibrations haute fréquence et des vibrations basse fréquence. Les vibrations haute fréquence (fréquence de 20 kHz et 10 µm d'amplitude) sont appliquées sur l'outil en diamant (vitesse de rotation de 3 500 tr/min et avance de 0,05 mm/tr), et les vibrations basse fréquence (fréquence de 50 Hz et amplitude de 15 à 470 µm) sont appliquées à la pièce à percer (Figure I.23). Les expérimentations ont montré que les vibrations basse fréquence améliorent la fragmentation des copeaux et que les vibrations haute fréquence ont pour effet de diminuer les efforts de coupe (diminution du frottement). La réduction de l'effort de poussée pouvant atteindre plus de 70% par rapport à un perçage traditionnel. Ce procédé de perçage nécessite une machine spécifique permettant de générer des vibrations basse fréquence à la pièce et des vibrations haute fréquence à l'outil.

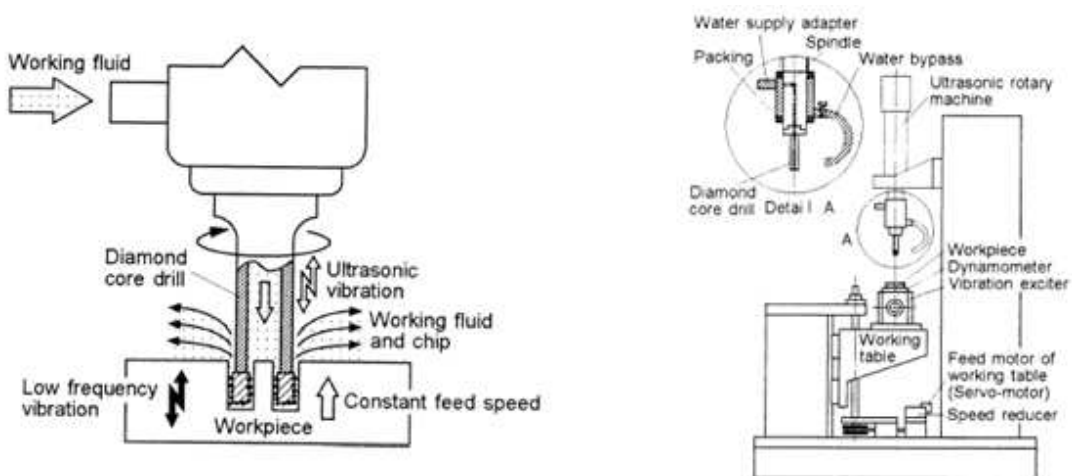


Figure I.23: Procédé de perçage vibratoire haute fréquence avec couplage basse fréquence [Ishikawa, 1998].

Conclusion

Il existe une multitude de procédés de perçage assistés par vibrations forcées basse fréquence. L'objectif de ces technologies est de fractionner le copeau en créant un saut de l'outil hors matière. Pour cela, il est nécessaire d'avoir une amplitude de vibration supérieure à l'avance par tour de l'outil et un déphasage des vibrations entre deux passages de dent non nul. L'inconvénient majeur de ces technologies de vibrations forcées est lié à leur nécessité d'être alimentées par une source d'énergie spécifique. L'utilisation de ces technologies requiert une adaptation spécifique de la machine. Cette adaptation nécessite un investissement important qui freine considérablement le développement industriel de ces techniques.

c) Les procédés de perçage vibratoire auto-entretenu

Le perçage vibratoire auto-entretenu est une technique de perçage à basse fréquence, (fréquence de vibration comprise entre 0,75 et 5 fois la fréquence de rotation) ayant une amplitude de trois à quatre fois l'avance de l'outil. Le but principal reste la fragmentation du copeau. En revanche, le mécanisme d'apparition des vibrations est différent. Le principe est basé sur l'amplification et le maintien des vibrations "naturelles" apparues au cours de l'usinage. L'origine de ces vibrations vient d'un phénomène mal maîtrisé en usinage : le broutement. Un mécanisme spécifique est alors nécessaire pour tirer profit de ce phénomène de broutement afin de créer des vibrations d'amplitude constante. Pour ce type de procédé, aucune source d'énergie extérieure n'est nécessaire pour obtenir les vibrations. L'énergie utilisée pour entretenir les vibrations provient des actionneurs de la machine outil (via le mouvement de coupe et le mouvement d'avance). Les travaux sur le perçage vibratoire auto-entretenu ont été initiés par A. Gousskov et D. Brun-Picard au laboratoire 3S de Grenoble. Ils ont porté sur l'étude de la stabilité de coupe et ont abouti à un prototype de procédé de perçage vibratoire auto-entretenu breveté en 1998 sous le numéro WO1998FR01454. Leur étude a ensuite donné naissance à deux technologies de perçage vibratoire différentes :

- la première technologie est une tête de perçage fixe développée à l'ENSAM d'Aix en Provence [Moraru, 2002] qui s'adapte sur un centre de tournage. Le mouvement de rotation est donné à l'outil, qui est fixé dans la broche du tour. Le mouvement d'avance et de vibration est donné à la pièce, qui est fixée sur le chariot du centre de tournage. Le brevet de cette technologie a été déposé en 2007 sous le numéro W0 2007/131936 A1.
- la deuxième technologie est une tête de perçage vibratoire rotative développée au laboratoire G-SCOP. Le mouvement de vibration, d'avance et de rotation est donné à l'outil. La pièce est fixée sur le bâti de la machine. Cette tête se monte sur tous types de centre d'usinage et s'utilise comme n'importe quel porte-outil classique de perçage.

Pour ces deux technologies, le principe est le même (Figure I.24). Le système est composé de trois éléments principaux : **une partie fixe** qui réalise l'attachement avec la machine ; **une partie mobile**, de masse m , en liaison glissière avec la partie fixe, qui reçoit l'outil de coupe (ou la pièce, suivant la technologie) ; et **un élément ressort**, de raideur k , placé entre la partie fixe et la partie mobile. L'ensemble

des frottements entre les parties mobiles et les parties fixes crée un **amortissement**. Le broutement produit par la coupe génère des vibrations qui vont être amplifiées et auto-entretenues par le système masse/raideur/amortisseur de la tête de perçage. La fréquence et l'amplitude des vibrations ne sont pas uniques. Elles dépendent de la configuration de la tête (principalement de la masse et de la raideur) et des conditions de coupe (vitesse de coupe et avance du foret). Les fréquences généralement obtenues se situent entre 1,5 et 5 vibrations par tour d'outil et les amplitudes valent environ 2 à 3 fois l'avance de l'outil. La coupe est donc très nettement discontinue. La fragmentation du copeau a lieu plusieurs fois par tour empêchant la formation d'un copeau filant difficile à évacuer.

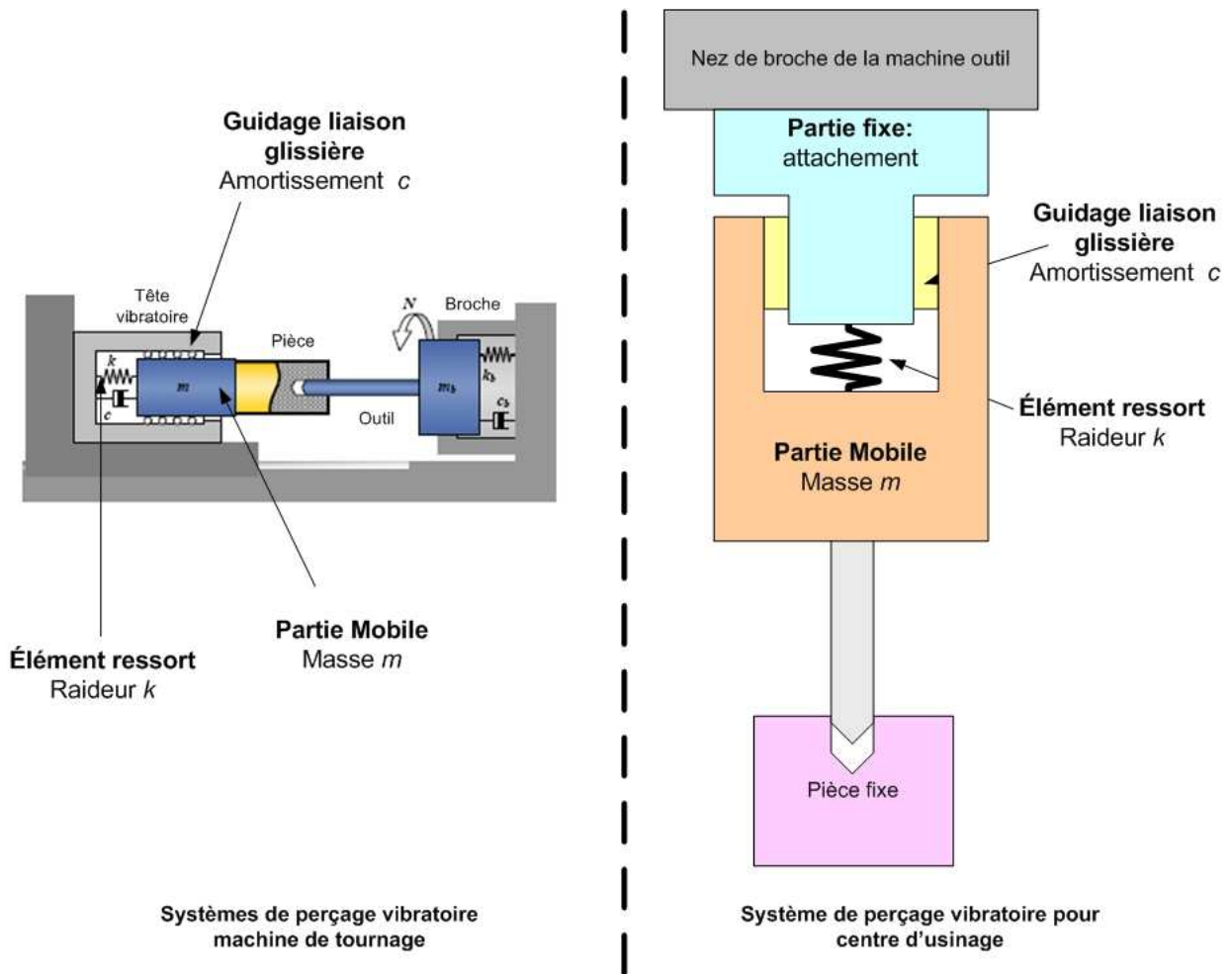


Figure 1.24: Les différentes configurations des têtes de perçage auto-entretenues.

Les techniques de perçage vibratoire auto-entretenu possèdent l'avantage de ne pas avoir besoin d'énergie supplémentaire. Les systèmes développés peuvent se monter et fonctionner sur toute machine. En contre-partie, ce système ne permet pas de régler la fréquence et l'amplitude des vibrations. Celles-ci sont fonction des différents paramètres de réglage (masse, raideur et amortissement) et des différents paramètres de coupe. L'utilisation d'une telle technologie nécessite de bien maîtriser l'influence de ces différents paramètres sur la génération des vibrations. Pour cela, il est nécessaire de bien comprendre le mécanisme qui est à l'origine de ces vibrations : le broutement.

d) Historique du perçage vibratoire auto-entretenu

Le travail expérimental sur la technique du perçage vibratoire auto-entretenu a commencé il y a quasiment dix ans. Il a donné naissance à un certain nombre de têtes de perçage expérimentales pour mener différentes campagnes d'essais. Tout au long du développement du dispositif expérimental, les objectifs se sont sans cesse transformés. Les essais réalisés avec chaque nouvelle tête faisaient apparaître des défauts de fonctionnement et des nouvelles pistes à explorer. De nombreuses re-conceptions de têtes ont été effectuées de manière à obtenir une version optimisée donnant le résultat attendu : la bonne fragmentation des copeaux.

Les premières versions de tête de perçage vibratoire fixe

Le premier prototype de la tête de perçage sur la base des vibrations auto-entretenues a été conçu par A. Gousskov [Gousskov, 1996]. Ce dispositif (Figure I.25) possédait un support d'outil rigide (1) avec une raideur ajustable grâce au système souple (2). Le tuyau (3) servait de moyen d'acheminement de la lubrification entre le porte-outil et l'outil. Dans cette configuration et dans tous les futurs prototypes, plusieurs éléments (masse en mouvement et raideur du système) permettent d'ajuster le fonctionnement du système par rapport à la matière percée et aux conditions opératoires.

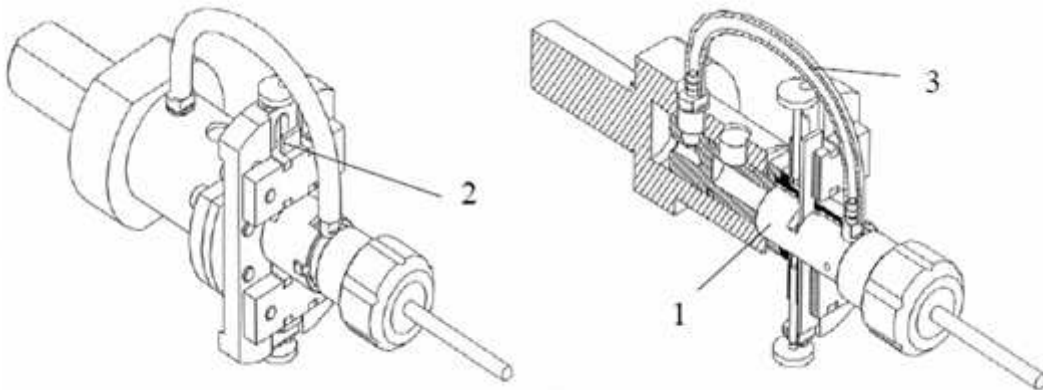


Figure I.25: Le prototype de la tête de perçage.

Ce premier prototype permettait de profiter du principe d'auto-excitation nécessaire pour la fragmentation des copeaux et leur refoulement hors de la zone de coupe. Cependant, il n'était pas adapté à la rotation et ne pouvait être utilisé que sur un centre de tournage. De plus, sa configuration n'était pas assez fiable pour servir de base à un futur dispositif de perçage industrialisé. D. Brun-Picard et D. Lesage [Lesage, 1996] ont proposé des améliorations à cette tête de perçage en terme d'encombrement, mais elle se limitait toujours à une utilisation sur un tour.

La première tête de perçage vibratoire rotative

C'est D. Lesage [Lesage, 1997] qui a participé à la fabrication du nouveau dispositif de perçage dont les principes et la configuration s'approchaient de la tête de perçage vibratoire auto-entretenu (Figure I.26). Son fonctionnement est fondé sur la réaction axiale de deux disques-ressorts (1), ce qui permet d'atteindre et d'entretenir l'auto-excitation du système (2) liée seulement à l'effet de coupe. Dans ce cas, la raideur est

réglable par le système (3). Par rapport au premier prototype de la tête, un système de lubrification (4) sous la forme d'un tube de cuivre a été implanté directement à l'intérieur de la tête de perçage, ce qui a permis de résoudre quelques problèmes de déséquilibre.

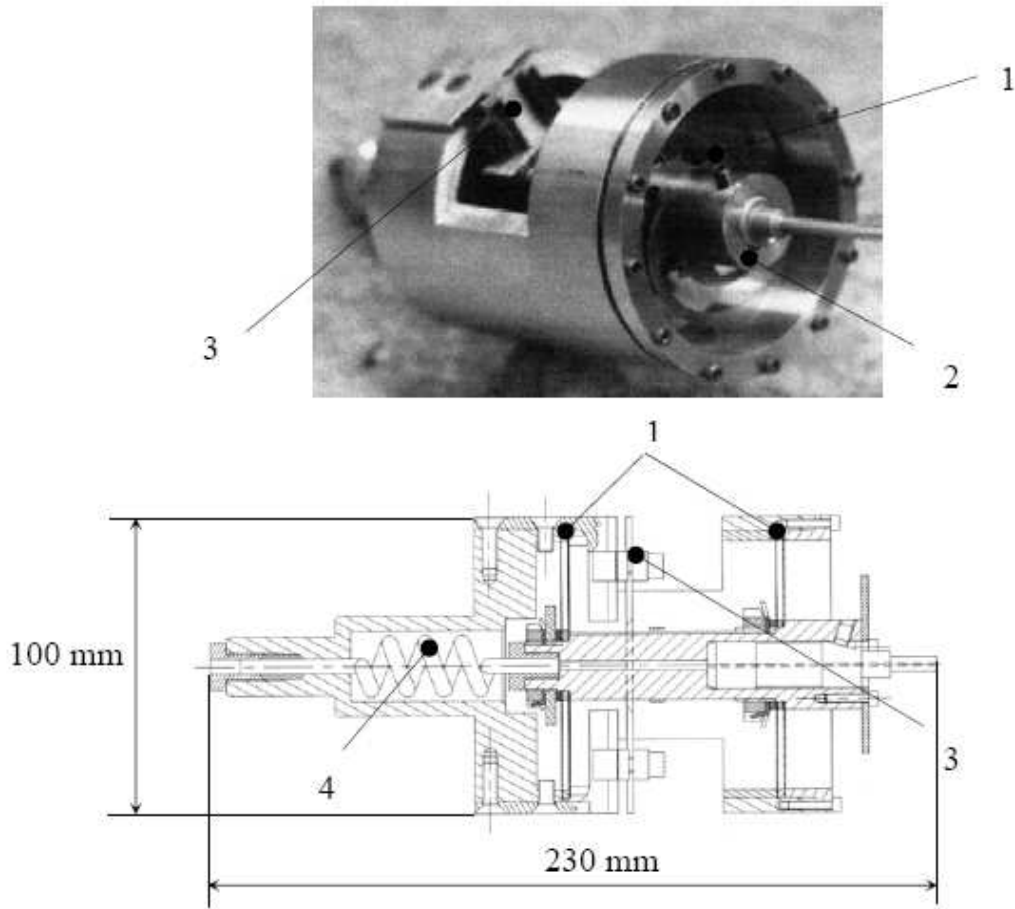


Figure I.26: La première version de tête de perçage auto-entretenu.

En ce qui concerne les données expérimentales, cette tête a révélé un certain nombre de points faibles au niveau de la fiabilité des éléments (fragilité des disques qui jouent le rôle d'élément ressort) et de la faible durée de vie des outils. Les travaux ont permis de tirer certaines conclusions sur le phénomène vibratoire et son influence sur le type des copeaux obtenus. Les premiers échantillons prouvaient que certaines vitesses proches des vitesses utilisées en perçage conventionnel, comprises entre 2 000 et 4 000 tours/min, permettaient d'obtenir la bonne fragmentation, mais avec une durée de vie d'outil très faible. Certains forets ne perçaient que 200 mm de matière et devenaient ensuite inutilisables. En ce qui concerne la dimension, ce dispositif restait relativement compliqué et encombrant pour fournir des résultats concluants. Son utilisation à des vitesses de rotation élevées était impossible ce qui limitait très fortement son industrialisation.

Optimisation des têtes de perçage vibratoire

Au cours de sa thèse, E. Kamnev [Kamnev, 2003] a amélioré les performances du procédé et conçu la tête de perçage vibratoire rotative à partir d'éléments issus du brevet déposé par l'INPG en 1997. La

Figure I.27 présente le prototype d'ensemble de la tête de perçage. La queue du corps principal (1) se fixe dans un porte-outil standard (BT40-ER40 ou SA40-ER40 (6)) qui, à son tour, se monte dans une broche de MOCN ou de foreuse. Le foret (diamètre 2.5 à 7 mm (2)) se fixe à l'autre extrémité. Lors de l'usinage, les efforts de coupe et, en particulier, la force axiale produite par l'effet de la régénération, vont provoquer de petites vibrations à l'extrémité du foret. Celles-ci se propagent, à travers le foret, la pince et le porte-foret (4) en passant par l'élément élastique (5) qui va les entretenir grâce à son action dans la direction axiale. Les organes (2), (3) et (4) composent la partie vibrante de la tête de perçage qui accomplit les mouvements oscillatoires pendant le perçage. Une douille à bille (7), implantée dans le corps principal (1), crée une liaison glissière qui rend possible le mouvement vibratoire de la partie vibrante dans la direction axiale suivant la force de pénétration. Il en résulte la formation de copeaux suffisamment fractionnés qui sont refoulés vers l'extérieur par le fluide passant à l'intérieur du foret.

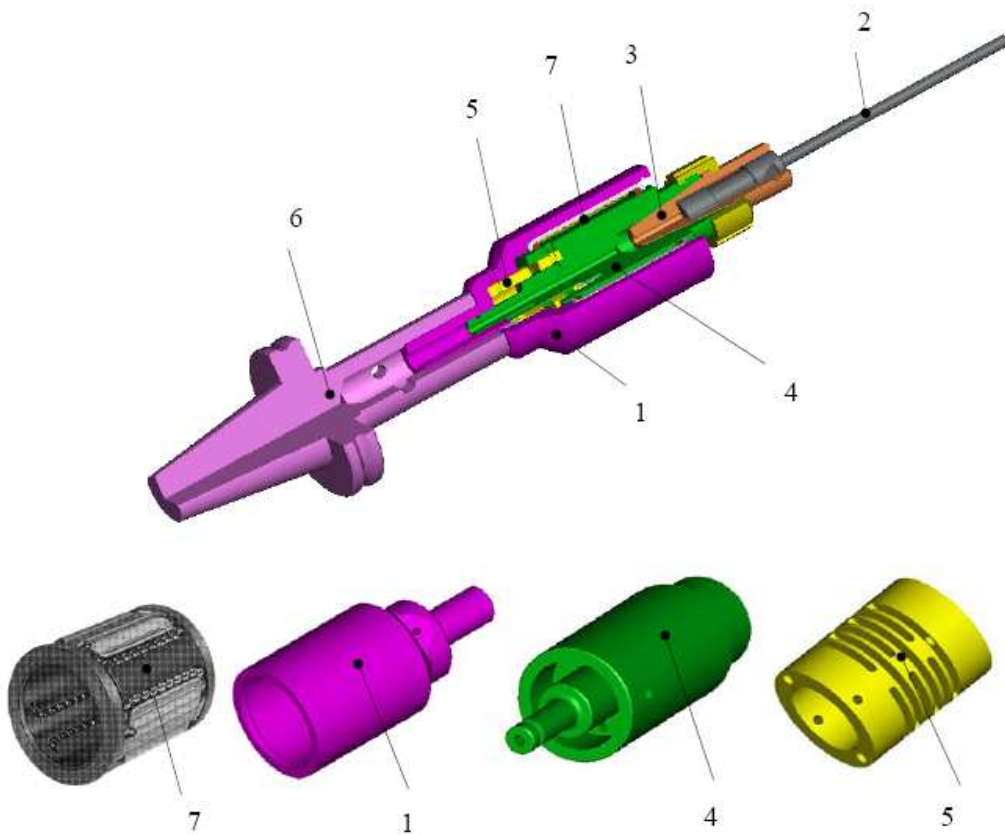


Figure I.27: Modèle breveté de la tête de perçage vibratoire auto-entretenu développé par E. Kamnev [Kamnev, 2003]

L'élément ressort abaisse considérablement la raideur de la tête et permet l'établissement naturel des vibrations du fait du phénomène de broutement. Il est de plus utilisé pour transmettre le couple entre la partie vibrante et le corps principal grâce au système de goupilles et de vis, et assurer le bon positionnement réciproque de tous les organes.

Cette tête de perçage qui permet une utilisation à grande vitesse de rotation (10 000 tr/min) présente deux inconvénients majeurs :

- La masse en mouvement est faible et difficilement modifiable. La suite de ce mémoire montrera qu'il est avantageux de travailler avec une masse mobile importante.
- L'intégralité du couple d'usinage est transmis par les goupilles au ressort spécifique. Ces goupilles ont un diamètre de 2 mm. Le couple transmissible par la tête est donc très faible, limitant le diamètre de perçage à 7 mm dans l'acier.

Au commencement de cette thèse, j'ai donc développé une nouvelle version de tête de perçage. L'objectif de cette conception est d'obtenir une tête entièrement modulable adaptée à une utilisation expérimentale. Le cahier des charges de cette nouvelle tête est le suivant :

- Une masse mobile facilement modifiable de 1 à 7 kg.
- Un élément ressort de raideur facilement modifiable, soit un ressort spécifique, soit un empilement de rondelles Belleville.
- Un couple transmissible important de manière à pouvoir percer des trous de diamètre supérieur à 10 mm dans de l'acier.
- Un dispositif permettant le transport de la lubrification centrale haute pression ou d'une lubrification à travers le porte outil.
- Un bon équilibrage de la tête afin de permettre une rotation supérieure à 10 000 tr/min.

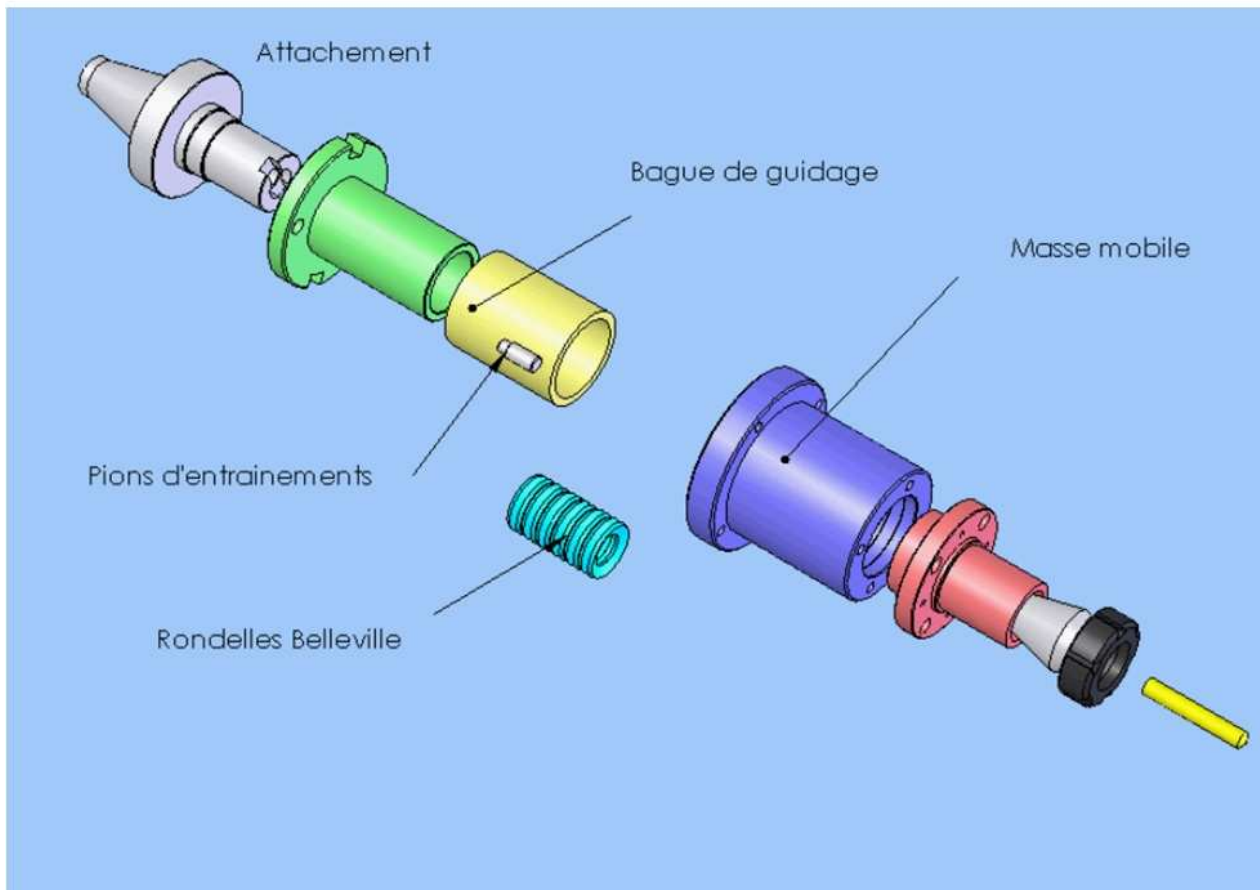
Ce nouveau cahier des charges a abouti à la fabrication par l'entreprise *Chartreuse Précision* de la dernière génération de tête de perçage (Figure I.28). Cette tête est entièrement modulable. La masse mobile est facilement modifiable par l'ajout ou la suppression de disques de masse. Suivant la configuration de la tête, le couple est transmis par deux pions d'entraînement lors de l'utilisation des rondelles Belleville, ou par le ressort spécifique lors de l'utilisation de celui-ci. Toutes les pièces ont une forme cylindrique de manière à limiter au maximum le défaut d'équilibrage (l'équilibrage permet d'utiliser cette tête à des vitesses maximales de 13 000 tr/min). Enfin, la lubrification interne est possible. En effet, toutes les pièces sont creuses et permettent le transport de l'huile de coupe jusqu'à la queue du foret. Les dimensions extérieures de la tête (longueur de 250 mm et diamètre de 120 mm) et son poids (inférieur à 8 kg) font que cette tête de perçage peut se monter dans la plupart des magasins de machines outils. N'ayant besoin d'aucun apport d'énergie supplémentaire, un changement de cycle standard de MOCN suffit à rendre opérationnelle la tête de perçage. Cette tête expérimentale peut donc être utilisée sur n'importe quel centre d'usinage sans que son fonctionnement ne soit modifié.



La tête de perçage positionnée dans la broche de la machine outil



Les trois composants principaux de la tête de perçage



Vue 3D éclatée de la tête de perçage

Figure I.28: Vue en trois dimensions de la tête de perçage optimisée.

I.3. Le phénomène de broutement

I.3.1. Les origines du broutement

Le broutement est un phénomène d'instabilité du régime de coupe qui apparaît dans certaines conditions de coupe. L'étude du broutement a commencé il y a plus de cent ans par les travaux de Taylor. Il a été le premier à se rendre compte de la complexité de ce problème et de ses implications, allant même jusqu'à affirmer que « *le broutement est le plus obscur et délicat problème posé en usinage.* » et qu'il « *n'existe probablement aucune formule qui puisse guider précisément le spécialiste à choisir les vitesses sans faire apparaître le broutement* ». Arnold, Doi et Kato poursuivirent les travaux afin d'arriver à un modèle non-linéaire. Enfin Tobias [**Tobias, 1965**] affirma dans son ouvrage en 1965 que « *les vibrations engendrées par le broutement sont de type auto-entretenues, tirant leur énergie du processus de coupe lui-même* ».

L'ensemble des recherches menées sur le broutement semble s'accorder sur le fait que les conséquences du broutement sont la création de vibrations du système usinant. Ces vibrations naissent principalement :

- des variations du frottement à l'interface outil-copeau,
- des variations du contact avec frottement de la surface en dépouille de l'outil avec la surface usinée,
- de la variation de l'épaisseur de matière enlevée.

Ces variations excitent la structure, qui, en retour, entretient les fluctuations de ces phénomènes. L'amplitude des vibrations peut, dans certains cas, être importante et supérieure à l'avance par dent de l'outil. Les conséquences sont donc un saut de l'outil hors de la matière. Ces vibrations sont à éviter absolument dans la majorité des procédés d'usinage car elles dégradent fortement la qualité de la surface usinée et peuvent induire des efforts trop élevés, supérieurs au seuil de rupture de certains composants de la cellule élémentaire d'usinage.

Le procédé de perçage vibratoire constitue une exception. En effet, les vibrations axiales produites par le phénomène de broutement sont amplifiées par le système spécifique masse/ressort d'un porte-outil spécialement conçu pour cette application [**Moraru, 2002**] [**Kamnev, 2003**] (cf paragraphe I.2.2.c). L'ensemble des frottements présents à l'intérieur du porte-outil crée un amortissement. Cet amortissement va jouer un rôle primordial dans la stabilisation des vibrations. Les vibrations résultantes ont une fréquence et une amplitude constante. Ces vibrations axiales peuvent être mises au profit de la fragmentation du copeau. Le copeau mieux fragmenté pourra dans ce cas être évacué plus facilement par les goujures.

I.3.2. Modélisation dynamique du système usinant

Pour commencer l'étude de la modélisation dynamique du perçage vibratoire auto-entretenu, il est nécessaire de prendre en compte certaines hypothèses qui limitent le domaine d'étude et facilitent les calculs. Tout d'abord, on suppose que les autres éléments du système d'usinage, à savoir, la machine outil, la pièce et l'outil, ont une raideur très grande par rapport à la raideur axiale du ressort spécifique de la tête de perçage. De ce fait, on considère que les déformations de ces éléments sont négligeables et ne vont pas entraîner de vibrations axiales supplémentaires. La deuxième hypothèse concerne les sollicitations en torsion de l'ensemble du porte-outil. On supposera que la raideur en torsion de l'ensemble tête de perçage / outil est bien plus grande que la raideur axiale du ressort spécifique. L'ensemble de ces hypothèses nous permet de considérer qu'il ne subsiste qu'un seul degré de liberté : la vibration axiale.

L'ensemble de la tête de perçage vibratoire peut être modélisée [Paris, 2005] par un système dynamique du second ordre caractérisé (Figure I.29) par :

- une masse mobile m en liaison complète avec l'outil,
- un élément ressort de raideur k correspondant à la raideur du ressort spécifique,
- un amortissement c ,
- une énergie produite par la coupe qui est fonction de l'effort de coupe F ,

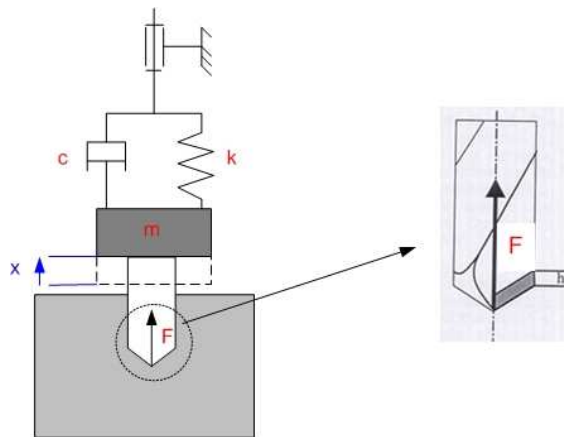


Figure I.29: Modèle dynamique de la tête de perçage.

Le modèle mathématique du système de perçage vibratoire auto-entretenu peut s'exprimer sous la forme d'une équation dynamique du 2^{ème} ordre (Équation I.1) :

$$m.\ddot{x} + c.\dot{x} + k.x = F$$

Équation I.1

où x correspond au déplacement axial de la tête.

Pour une configuration donnée (une masse, une raideur et un effort excitateur), la résolution de cette équation permet de trouver l'évolution de la vibration (caractérisée par le paramètre de déplacement x) de la tête en fonction du temps. De cette évolution, il est possible de déterminer si les vibrations seront auto-entretenues avec une amplitude stable, ou si elles seront amorties ou divergentes.

Cette équation admet une solution triviale constante $x_0(t)$ (Équation I.2) qui correspond au recul de l'outil sous l'effet de l'effort de coupe en l'absence de vibrations.

$$x_0(t) = \frac{F}{k}$$

Équation I.2

L'objectif de cette modélisation n'est pas d'identifier complètement le caractère dynamique de la tête de perçage. Il n'est pas nécessaire de connaître précisément les informations telles que l'amplitude et la fréquence des vibrations. Seule l'information sur la stabilité de la coupe est suffisante. Pour obtenir ce résultat, la résolution numérique de la solution complète de l'équation différentielle (Équation I.1) n'est pas nécessaire. Une étude analytique de la stabilité nous permettra de trouver le résultat attendu.

I.3.3. Analyse du phénomène de broutement pour étudier la stabilité du système usinant

a) Etude du broutement par une approche analytique

Expression de l'épaisseur instantanée du copeau

De nombreuses études ont été menées sur la stabilité de la coupe en usinage d'un système modélisé par l'équation différentielle du 2^{ème} ordre introduite précédemment. Toutes ces études se basent sur les travaux de Tlusty [Tlusty, 1981] et Altintas [Altintas, 2000], qui proposent une étude de la stabilité de ce système par une méthode analytique.

En supposant que le copeau n'est fonction que de la trace laissée par le passage de la dent précédente sur la pièce (la trace des autres passages de dent n'est plus visible), à chaque instant, t , l'épaisseur instantanée du copeau pour une dent, h , est fonction de trois paramètres : (Figure I.30)

- L'avance par dent, h_o , programmée au niveau de la machine.
- La position instantanée de la dent correspondant à la position $X(t)$ du système dynamique composé de la tête de perçage vibratoire.
- La forme de la surface usinée précédemment et correspondant pour un perçage à la trajectoire de l'arête de coupe précédente. Pour un foret à deux lèvres, cette surface correspond à la surface usinée par la deuxième lèvre au demi-tour précédent. En se basant sur l'hypothèse que la trajectoire des deux lèvres d'un foret est identique et en posant T le temps d'une demi-révolution, la forme de la surface précédente peut être exprimé sous la forme : $X(t-T)$.

On obtient ainsi l'équation de l'épaisseur du copeau sous la forme (Équation I.3) :

$$h = h_o + X(t) - X(t - T)$$

Équation I.3

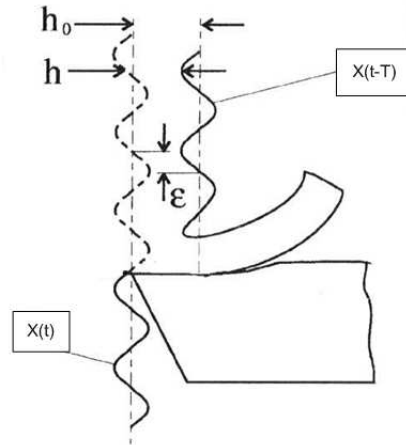


Figure I.30: Expression de l'épaisseur instantanée du copeau.

D'après la modélisation dynamique du système oscillant, la trajectoire de l'outil est fonction de l'effort de coupe et du modèle dynamique du système. Une représentation sur schéma bloc de ce comportement permet d'exprimer le comportement dynamique du système en fonction de l'épaisseur instantanée du copeau, d'un modèle d'effort de coupe et d'un modèle dynamique (Figure I.31). Cette représentation fait apparaître deux boucles imbriquées: une correspondant à la réponse du système à l'instant t et l'autre modélisant le phénomène de retard ($t-T$). Le modèle d'effort de coupe permet d'exprimer l'effort de perçage en fonction de l'épaisseur instantanée du copeau.

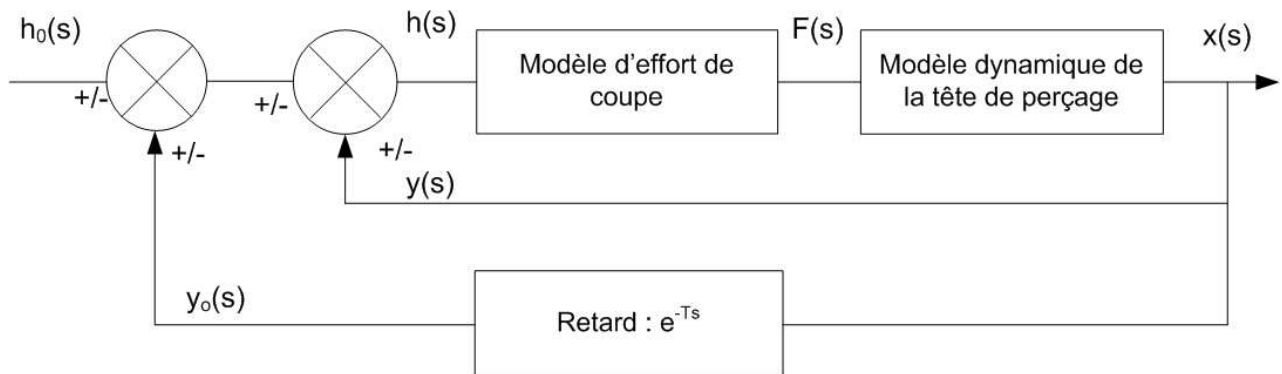


Figure I.31: Schéma bloc de l'expression de la formation du copeau.

Expression des lobes de stabilité :

A partir de ce modèle il est possible de calculer les limites de stabilité de ce système dynamique dans l'espace des paramètres de coupe et des paramètres de la tête de perçage [Altintas, 2000] [Moraru, 2002] [Kamnev, 2003] [Paris, 2005]. Cette frontière va définir des lobes de stabilité séparant deux zones distinctes :

- **une zone de coupe stable** où le broutement n'était pas assez important pour auto-entretenir des vibrations,
- **une zone de coupe instable** dans laquelle le broutement important a généré des vibrations auto-entretenues.

Pour calculer la position de ces frontières d'instabilité, il faut étudier la stabilité de la fonction de transfert du schéma bloc exprimant la formation du copeau dans le domaine de Laplace (Figure I.31).

La première étape de la résolution consiste à associer à chaque bloc une expression dans le domaine de Laplace. Le premier bloc correspond à l'expression de l'effort de coupe en fonction de l'épaisseur du copeau h . Dans le but de faciliter la résolution du comportement dynamique, un modèle d'effort de coupe linéaire dépendant uniquement du paramètre h sera utilisé. Un modèle d'effort de coupe simple dépendant d'un coefficient spécifique de coupe Kc est donc utilisé (Équation I.4)

$$F = Kc.a_p.h$$

Équation I.4

Une transformation dans le domaine de Laplace de cette expression se traduit par (Équation I.5) :

$$F(S) = Kc.a_p.h(S)$$

Équation I.5

Le deuxième bloc représente le comportement dynamique de la tête, caractérisé par l'équation différentielle établie précédemment (Équation I.1). En posant $\varpi_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ et $\xi = \frac{c}{2\sqrt{k.m}}$, on peut exprimer la fonction de transfert Φ de ce bloc (Équation I.6):

$$\Phi(S) = \frac{x(S)}{F(S)} = \frac{\varpi_n^2}{k.(S^2 + 2.\xi.\varpi_n.S + \varpi_n^2)}$$

Équation I.6

A partir du schéma bloc de l'expression de la formation d'un copeau (Figure I.31), il est possible d'exprimer l'épaisseur instantanée du copeau en fonction de l'avance h_o , de la réponse du système aux actions de coupe y et du profil usiné au passage de l'arête de coupe précédente y_o .

$$h(S) = h_o + y(S).(e^{-T.S} - 1)$$

Équation I.7

La fonction de transfert décrivant l'épaisseur instantanée d'un copeau $h(S)$ par rapport à sa valeur initiale en cas d'usinage stable $h_o(S)$ peut alors être exprimée à partir des différentes équations :

$$\frac{h(S)}{h_o(S)} = \frac{1}{1 + (1 - e^{-S.T}).Kc.a_p.\Phi(S)}$$

Équation I.8

L'usinage est stable lorsque la fonction de transfert $\frac{h(S)}{h_0(S)}$ est stable. La stabilité du système est alors directement liée aux racines du dénominateur. Pour trouver la frontière entre le domaine d'usinage stable et le domaine instable, il faut résoudre l'équation suivante (Équation I.9).

$$1 + (1 - e^{-s.T})Kc.a_p \cdot \Phi(S) = 0 \quad \text{avec} \quad \Phi(S) = \frac{\varpi_n^2}{k.(S^2 + 2.\xi.\varpi_n.S + \varpi_n^2)}$$

Équation I.9

Les racines de l'Équation I.9 sont des racines complexes du type $S=a+j.b$. Trois cas sont alors envisageables :

- si $a > 0$, les vibrations vont croître indéfiniment et le système sera instable,
- si $a < 0$, les vibrations vont s'atténuer avec le temps et le système sera stable,
- Si $a = 0$ le système est à la frontière du domaine stable, Les vibrations conserveront une amplitude constante à une fréquence de brottement ω_c .

Nous recherchons les frontières entre le domaine stable et le domaine instable. Nous allons donc nous positionner dans le 3^{ème} cas en posant pour la suite de l'étude $S=j.w_c$. L'Équation I.9 devient donc :

$$1 + (1 - e^{-j.\varpi_c.T})Kc.a_p \cdot \Phi(j.\varpi_c) = 0$$

Équation I.10

En exprimant la partie réelle et imaginaire de la fonction de transfert $\Phi(S) = Re + Im$ nous obtenons l'équation suivante :

$$1 + Kc.a_p \cdot [\text{Re}.(1 - \cos(\varpi_c.T)) - \text{Im}.\sin(\varpi_c.T)] + j.Kc.a_p \cdot [\text{Re}.\sin(\varpi_c.T) + \text{Im}.(1 - \cos(\varpi_c.T))] = 0$$

Équation I.11

Pour résoudre cette équation il faut nécessairement que les parties réelles et imaginaires s'annulent. Nous obtenons alors les deux équations suivantes :

$$1 + Kc.a_p \cdot [\text{Re}.(1 - \cos(\varpi_c.T)) - \text{Im}.\sin(\varpi_c.T)] = 0$$

Équation I.12

$$Kc.a_p \cdot [\text{Re}.\sin(\varpi_c.T) + \text{Im}.(1 - \cos(\varpi_c.T))] = 0$$

Équation I.13

Comme la pression spécifique de coupe et la profondeur de passe sont non nulles, l'Équation I.13 devient :

$$[\text{Re}.\sin(\varpi_c.T) + \text{Im}.(1 - \cos(\varpi_c.T))] = 0$$

Équation I.14

En exprimant la phase de la fonction de transfert $\Phi(S)$ sous la forme : $\tan(\varphi) = \frac{\text{Im}}{\text{Re}}$, il est possible d'aboutir à partir de l'Équation I.14 à la relation suivante :

$$\tan(\varphi) = \frac{\text{Im}}{\text{Re}} = \frac{\sin(\varpi_c.T)}{(1 - \cos(\varpi_c.T))}$$

Équation I.15

En utilisant les propriétés trigonométriques affirmant que $\cos(\varpi_c.T) = \cos^2\left(\frac{\varpi_c.T}{2}\right) - \sin^2\left(\frac{\varpi_c.T}{2}\right)$ et que $\sin(\varpi_c.T) = 2 \cdot \sin\left(\frac{\varpi_c.T}{2}\right) \cos\left(\frac{\varpi_c.T}{2}\right)$, la phase de la fonction de transfert peut aussi s'écrire sous la forme :

$$\tan(\varphi) = \frac{\cos\left(\frac{\varpi_c.T}{2}\right)}{\sin\left(\frac{\varpi_c.T}{2}\right)} = \tan\left(\left(\frac{\varpi_c.T}{2}\right) - \frac{3.\pi}{2}\right)$$

Équation I.16

D'où :

$$\varpi_c.T = 3.\pi + 2.\varphi + 2.k_t.\pi \quad \text{avec} \quad \varphi = \tan^{-1}\left(\frac{\text{Im}}{\text{Re}}\right)$$

Équation I.17

Dans le cadre du perçage vibratoire, en une révolution, l'outil est animé de k_t vibrations auxquelles s'ajoute un déphasage Ψ :

$$\frac{\varpi_c.T}{2.\pi} = k_t + \frac{\Psi}{2.\pi}$$

Équation I.18

D'où les deux expressions :

$$\begin{cases} \varpi_c.T = 3.\pi + 2.\varphi + 2.k_t.\pi \\ \varpi_c.T = 2.\pi.k_t + \Psi \end{cases}$$

Équation I.19

A partir de ces équations, il est possible d'exprimer le déphasage entre les vibrations en fonction de la fonction de transfert du système mécanique de la tête de perçage :

$$\Psi = 2.\varphi + 3.\pi \quad \text{avec} \quad \varphi = \tan^{-1}\left(\frac{\text{Im}}{\text{Re}}\right)$$

Équation I.20

L'Équation I.20 permet ainsi de calculer à tout instant le déphasage de la vibration entre deux tours d'outil en fonction de la fonction de transfert modélisant le système dynamique oscillant. Si ce déphasage est nul, les vibrations seront en phase et la coupe sera stable, si le déphasage n'est pas nul, la coupe sera discontinue.

A partir de cette expression, il est possible d'exprimer la vitesse de rotation N associée au déphasage calculé par l'Équation I.20. Cette vitesse est exprimée à $2.k.\pi$ près correspondant aux différentes lobes d'instabilité :

$$N = \frac{60}{T} = \frac{60}{\frac{2.k_t.\pi + \Psi}{\varpi_c}} \quad \text{avec} \quad \Psi = 2.\varphi + 3.\pi \quad \text{et} \quad \varphi = \tan^{-1}\left(\frac{\text{Im}}{\text{Re}}\right)$$

Équation I.21

Il reste maintenant à résoudre la partie réelle de l'équation générale du système (Équation I.12). A partir de cette équation, on peut exprimer la profondeur de passe a_p limite marquant la frontière entre coupe stable et coupe instable :

$$a_p = \frac{-1}{Kc.[\text{Re}.(1 - \cos(\varpi_c.T)) - \text{Im}.\sin(\varpi_c.T)]}$$

Équation I.22

En utilisant l'Équation I.15 pour exprimer $\frac{\text{Im}}{\text{Re}}$ on obtient le résultat suivant :

$$a_p = \frac{-1}{2.Kc.Re}$$

Équation I.23

Pour résumer, la résolution de l'équation de stabilité du système usinant (Équation I.12) se réalise en deux étapes :

- Résolution de sa partie imaginaire (Équation I.14) qui permet de déterminer le déphasage entre les vibrations (Équation I.20) et la vitesse de rotation N correspondant à ce déphasage pour les différents lobes d'instabilité (Équation I.21).
- Résolution de sa partie réelle (Équation I.13) qui permet de déterminer la profondeur de passe limite a_p marquant la frontière entre le domaine stable et le domaine instable (Équation I.23). Il faut noter que cette résolution n'est possible que pour des valeurs négatives de la partie réelle de la fonction de transfert modélisant le comportement dynamique du système usinant.

Les coefficients trouvés (qui représentent la stabilité de la coupe) dépendent donc de plusieurs paramètres : la raideur de coupe Kc et les caractéristiques de la tête de perçage : k , c et m .

La résolution de ces deux équations permet d'exprimer la limite de stabilité de l'usinage présentée sous forme de lobes d'instabilité à la Figure I.32. Afin d'être plus facilement exploitable, les frontières d'instabilité sont exprimées en fonction de deux paramètres adimensionnels :

- K , représentant le rapport entre la raideur de la coupe Kc (liée aux matériaux) et la raideur de la tête k (liée au ressort spécifique)

$$K = \frac{Kc}{k}$$

Équation I.24

- η représentant le rapport entre la fréquence d'excitation du système (fonction de la fréquence de rotation et du nombre de dents) et la fréquence propre de la tête de perçage.

$$\eta = \frac{f_z}{f_0} = \frac{\frac{2\pi n_c}{T}}{\sqrt{\frac{k}{m}}}$$

Équation I.25

avec T , période de rotation de la broche de la machine ; k , raideur axiale de la tête de perçage ; m , masse mobile de la tête de perçage ; n_c , nombre de dents de l'outil.

Cette figure fait ressortir une forme particulière de la frontière qui sépare l'espace en deux zones. La zone instable est composée de plusieurs parties appelées « lobes ». Chaque lobe correspond à un comportement dynamique particulier du système. Il existe un très grand nombre de lobes dont un très vaste (qui sera dans la suite du document appelé 1^{er} lobe d'instabilité) qui englobe tous les cas instables pour lesquels $\eta > 1$. Dans ce premier lobe, le système effectue une oscillation par tour, à laquelle s'ajoute le déphasage ψ nécessaire à la fragmentation du copeau. Les autres lobes d'instabilité se situent pour des fréquences d'excitation inférieures à la fréquence propre de la tête ($\eta < 1$). Le deuxième lobe correspond à deux oscillations par tour, le troisième lobe à trois vibrations par tour, le N^{ème} lobe à N vibrations par tour. Un déphasage ψ entre les vibrations est toujours nécessaire pour assurer la fragmentation des copeaux.

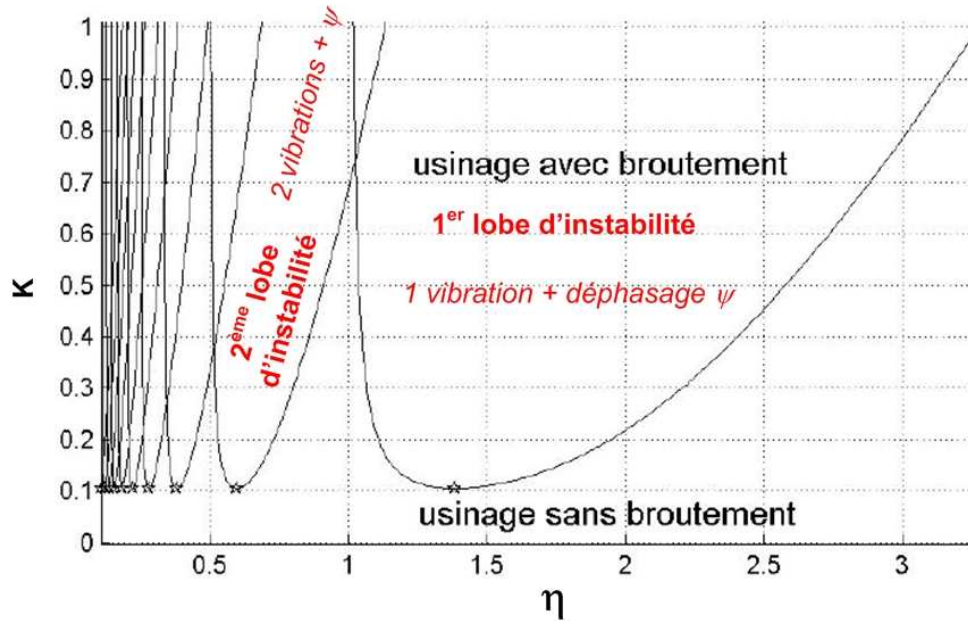


Figure I.32: Les lobes d'instabilité définis par Altintas [Altintas, 2000].

Il est à noter qu'avec cette modélisation, l'ensemble des lobes a la même limite basse. Pour avoir de la coupe instable dans un matériau donné (c'est-à-dire une raideur de coupe fixée), la raideur de la tête doit être inférieure à une valeur maximale commune à tous les lobes. Les zones les plus stables se situent aux rapports de fréquence η proches de l'inverse d'un entier (1, 1/2, 1/3...). Ce point s'explique par le fait qu'à ces rapports, le déphasage entre l'ondulation de la surface et le mouvement de l'outil est quasiment nul. La section de copeau est alors très peu sensible aux vibrations, et celles-ci s'estompent. Enfin, pour des rapports de fréquence élevés (correspondant à des fréquences de rotation importantes), l'usinage est inconditionnellement stable quel que soit la raideur de coupe.

L'approche analytique présente l'avantage certain de déterminer rapidement la stabilité dans l'espace des paramètres de coupe (fréquence d'excitation qui est proportionnelle à la vitesse de rotation, type de matériau, raideur de la tête de perçage...). Cependant, elle pêche par le manque de réalisme des hypothèses de coupe : loi d'effort linéaire et modes propres découplés. D'autre part, elle est inadaptée aux géométries d'outils complexes et n'apporte aucune information sur les régimes transitoires. De ce fait, l'intérêt de cette méthode réside principalement dans l'apport de connaissances théoriques sur le problème du broutement plus que dans une aide pertinente aux choix des conditions de coupe.

b) Etude du broutement par une approche numérique

Une simulation numérique du phénomène de broutement peut être mise en place en vue de pallier aux lacunes des méthodes analytiques. Dans ce contexte, la coupe est appréhendée à un niveau macroscopique. A ce niveau, les interactions fines entre la pièce et l'outil au niveau de l'arête de coupe sont exprimées dans les lois de coupe. Il est possible de prendre en compte les déformations de l'ensemble des composants de la cellule élémentaire d'usinage sous l'effet des efforts de coupe. L'enlèvement de matière se fait alors suivant le modèle d'un outil « effaceur de matière » [Marty, 2000], qui définit le volume enlevé pendant un laps de

temps comme étant l'intersection du volume initial de la pièce avec le volume balayé par les dents de l'outil au cours de ce laps de temps. Une des toutes premières simulations numériques de la coupe modélisant le phénomène de régénération de la surface fut réalisée par Tlusty et Ismail en 1981 [Tlusty, 1981]. Leur objectif étant d'une part d'affiner les résultats obtenus par voie analytique, et d'autre part d'étudier l'incidence de certaines non-linéarités de la coupe, comme la perte de contact entre l'outil et la pièce provoquée par les vibrations ou le changement d'orientation et d'intensité de la force de coupe sur un tour. Pour cela, ils utilisent une simulation dans le domaine temporel, en considérant les opérations de tournage et de fraisage. Les auteurs utilisent la simulation pour reconstruire les cartes des lobes d'instabilité. Pour cela, ils quadrillent l'espace des paramètres de coupe (vitesse de rotation, profondeur de passe) et effectuent, en chaque point, une résolution du système dynamique. Ils reportent ensuite sur un graphique les amplitudes maximales des efforts ou des déplacements, mesurés sur les portions stationnaires de chaque simulation, pour tracer un « Peak To Peak diagram (PTP) ». La lecture du graphique PTP en effort, permet alors de retrouver les zones sans broutement, à l'identique des lobes d'instabilité issus des méthodes analytiques.

Cette approche numérique permet d'obtenir de bien meilleurs résultats que l'approche analytique car les hypothèses de départ sont bien moins fortes. Elle est cependant bien plus difficile à mettre en place. En effet, elle nécessite l'utilisation de modèles spécifiques, adapté à l'opération étudiée. Bien que certains modèles génériques existent dans la littérature (comme des modèles de coupe précis), il faut en permanence être capable d'identifier l'ensemble des différents coefficients, ce qui nécessite beaucoup de travaux expérimentaux en amont. Cette approche est de ce fait relativement peu utilisée dans le monde industriel.

I.3.4. Influence de l'amortissement de la tête sur la stabilité des vibrations

Les vibrations générées par le phénomène de broutement ne suffisent pas à obtenir un perçage vibratoire. En effet, ces vibrations doivent être entretenues à une amplitude constante. Sans ce phénomène d'entretien, l'amplitude des vibrations diminuerait très rapidement et la coupe serait parfaitement stable. L'entretien des vibrations est directement lié au facteur d'amortissement du système. Ce dernier vient de plusieurs phénomènes :

- **Les frottements entre les différentes pièces en mouvement** (notamment au niveau du guidage et des pions d'entraînement et du listel des forets sur la surface du trou). Ces frottements sont fonction entre autre de la vitesse de déplacement des pièces et sont donc variables.
- **Le phénomène de coupe** (interaction outil/matière) et notamment du phénomène de talonnage.

Cet amortissement n'est pas constant et dépend fortement de la fréquence d'oscillation de l'outil. Des études approfondies du facteur d'amortissement dynamique ont été réalisées par A. Gousskov [Gousskov,

1996]. Elles ont permis de mettre en évidence des fenêtres de fréquence d'oscillation à l'intérieur desquelles le processus de perçage auto-entretenu est possible. La Figure I.33 montre l'évolution du coefficient d'amortissement dynamique du système en fonction de la fréquence d'oscillation de l'outil. On peut remarquer qu'il existe des fréquences pour lesquelles le coefficient d'amortissement dynamique devient négatif (intervalle [0,5-1] par exemple). Cela signifie que dans ces intervalles, l'énergie dégagée par le système est négative : le processus de coupe fournit de l'énergie au système. Plus cette zone est importante, plus l'énergie fournie est importante. Cette énergie va permettre de maintenir les vibrations engendrées par le phénomène de broutement à un niveau suffisant pour obtenir la discontinuité de la coupe.

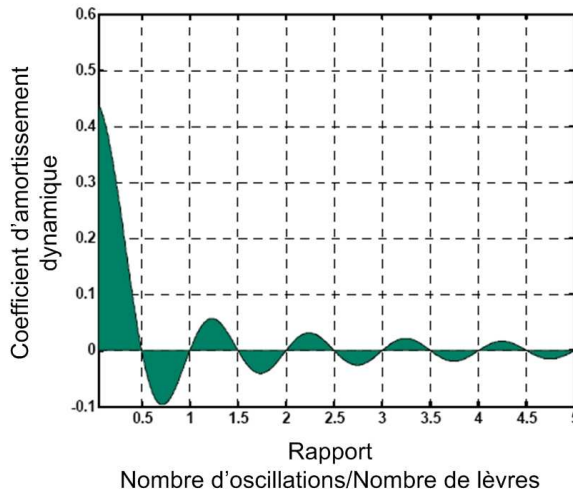


Figure I.33: Evolution du coefficient d'amortissement dynamique avec la fréquence de vibration.

I.4. Utilisation de la théorie des lobes de stabilité pour étudier l'influence des paramètres de réglage de la tête

Le processus de perçage vibratoire avec une tête de perçage vibratoire auto-entretenu s'appuie sur trois paramètres de réglage principaux : la masse de la partie mobile, m , la raideur du système, k , et la fréquence de passage de lèvre f_z . Dans le cas d'une opération de perçage, la fréquence de passage de lèvres est liée à la vitesse de rotation de l'outil. Les trois paramètres influant sur la génération des vibrations sont donc la masse, m , la raideur, k , et la vitesse de rotation, N .

Comme nous l'avons vu précédemment, l'étude analytique permet de mieux comprendre l'influence des paramètres sur la vibration de l'outil. Ce diagramme de stabilité présenté précédemment est un diagramme général sur la stabilité de coupe qui s'applique à tout procédé d'usinage (fraisage, tournage, perçage), d'où son établissement en fonction de paramètres adimensionnels. Pour que ce diagramme soit exploitable en perçage vibratoire, il faut l'exprimer en fonction des paramètres principaux de réglage en perçage vibratoire, à savoir : la masse mobile, m , en kg, la raideur du ressort de la tête, k , en N/mm et la vitesse de rotation de l'outil, N , en tr/min.

La résolution a été appliquée à un cas précis du perçage vibratoire : un trou réalisé dans un acier à vilebrequin de type 35MnV7 (dureté : 270 HB) avec un foret hélicoïdal en acier rapide de 5 mm de diamètre. L'expression du résultat est faite en fonction des trois paramètres m , k et N ce qui aboutit à un diagramme des lobes en trois dimensions. La Figure I.34 représente les trois premiers lobes d'instabilité pour cette application. Le domaine vibratoire se situe à l'intérieur des lobes. Des coupes en deux dimensions de ce graphique sont possibles en figeant un des trois paramètres.

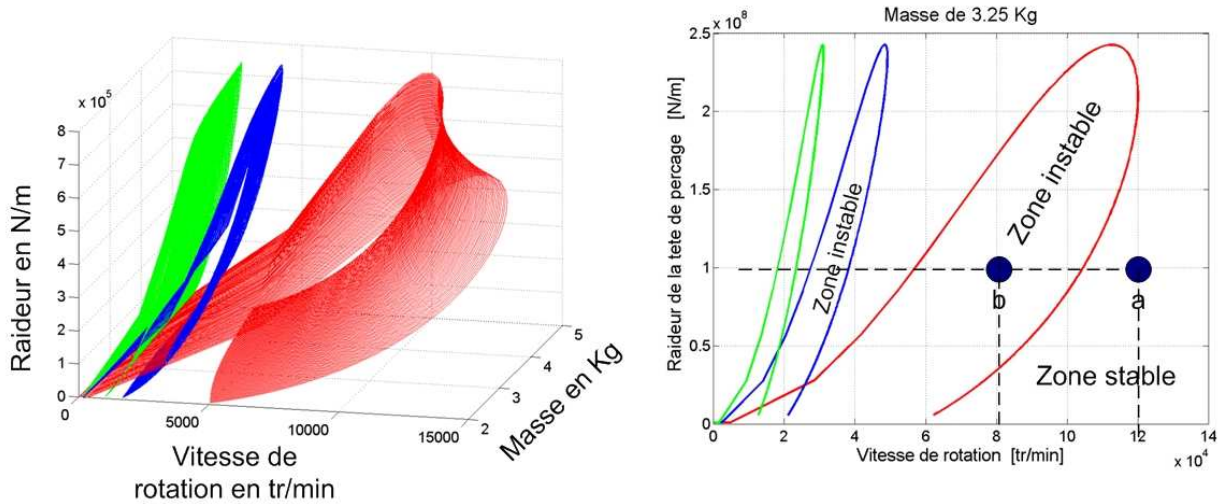


Figure I.34: Représentation des lobes d'instabilité en fonction des paramètres de réglage de la tête de perçage.

I.4.1. Influence de la vitesse de rotation

L'étude de l'influence de la vitesse de rotation doit se faire en gardant les paramètres de masse et de raideur constants. La Figure I.34b présente les lobes de stabilité pour une masse de 3,25 kg. En se positionnant à raideur constante (par exemple 1 000 N/mm), il est possible d'étudier l'influence de la vitesse de rotation. Une augmentation ou une diminution de la vitesse de coupe va permettre de passer d'un état stable à un état instable. Dans la configuration de la Figure I.34b, pour une raideur de 1 000 N/mm à 12 000 tr/min (*point a*), l'usinage est parfaitement stable. Une baisse de la vitesse de rotation à 8 000 tr/min (*point b*) va rendre l'usinage instable. La forme particulière des lobes d'instabilité fait que, pour les faibles vitesses de coupe, les zones de vibrations sont de moins en moins larges. La plage de vitesse pour obtenir des vibrations est alors très limitée : il est plus facile d'obtenir une coupe instable pour des grandes vitesses de coupe (le 1^{er} lobe est bien plus large que les autres lobes). La fréquence de vibration de l'outil dépend du lobe d'instabilité. La fragmentation et l'évacuation des copeaux étant directement liées à la fréquence de vibration, une variation de la vitesse de coupe va permettre de se positionner dans un lobe d'instabilité et ainsi d'agir sur la fragmentation et l'évacuation des copeaux.

I.4.2. Influence de la masse

L'influence de la masse s'observe en conservant une raideur et une vitesse constante. La Figure I.35 montre les lobes de d'instabilité pour deux masses différentes : une masse de 3,25 kg et une masse de 2 kg. Pour une raideur de 1 000 N/mm et pour une masse mobile est de 3,25 kg, la position du 1^{er} lobe d'instabilité se situe pour des vitesses de coupe comprises entre 6 000 tr/min (*point b*) et 10 500 tr/min (*point a*). Pour une même raideur et pour une masse plus faible (2 kg), la zone instable se situe entre 7 500 tr/min (*point b*) et 13 500 tr/min (*point a*). L'ajout de masse a translaté le 1^{er} lobe de vibration vers les basses vitesses. Cette constatation peut se faire pour tous les lobes. Plus la masse mobile est faible, plus la vitesse de coupe devra être élevée pour obtenir des vibrations dans le 1^{er} lobe d'instabilité. La modification de la masse mobile m va permettre de translater la totalité des lobes d'instabilité. Pour obtenir une coupe instable à grande vitesse, il faut utiliser des faibles masses en mouvement. Au contraire, pour obtenir une coupe instable à faible vitesse, il faut choisir une masse mobile importante.

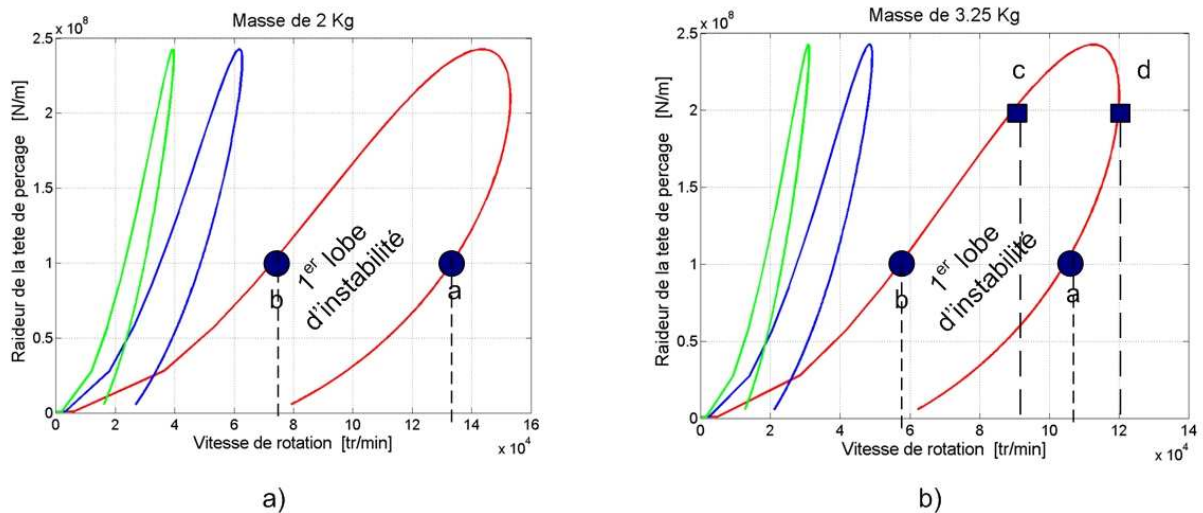


Figure I.35: Influence de la masse et de la raideur sur les lobes d'instabilité.

I.4.3. Influence de la raideur

L'influence de la raideur s'observe en conservant une masse constante. L'influence de la raideur de la tête de perçage est visible sur la Figure I.35b. La raideur a une conséquence forte sur la largeur des zones de coupe instable. Plus la raideur de la tête de perçage augmente, plus la largeur des lobes d'instabilité diminue. A 1 000 N/mm avec une masse mobile de 3,25 kg, il est possible d'obtenir une coupe instable pour des vitesses comprises entre 6 000 tr/min (*point b*) et 10 500 tr/min (*point a*) au niveau du 1^{er} lobe. En doublant la raideur, la coupe instable se situe entre 9 000 tr/min (*point c*) et 12 000 tr/min (*point d*). Enfin, une raideur trop importante (supérieure à 2 500 N/mm dans les conditions de la Figure I.35b) peut entraîner une coupe stable quelque soit la vitesse de rotation utilisée. Ce résultat est logique : plus la raideur du porte-outil est importante, plus l'effort nécessaire pour comprimer le ressort doit être importante. Les efforts de

coupe engendrés par l'usinage ne sont alors plus suffisants pour exciter le système. L'augmentation de la raideur du système augmente la stabilité de la coupe.

I.4.4. Une variation des paramètres de tête pour ajuster le domaine de vibrations de l'outil

Les deux paramètres (masse et raideur) de tête de perçage vibratoire et la vitesse de rotation ont une influence directe sur les lobes d'instabilité. Une variation de la vitesse de coupe permet de passer d'un état stable à un état instable, une augmentation de la masse permet de modifier la position des lobes d'instabilité, enfin, une diminution de la raideur permet d'amplifier le caractère instable du système. Ces trois variations de comportement permettent de positionner les lobes d'instabilité dans une zone compatible avec le domaine de fonctionnement de l'outil utilisé. La vitesse d'avance n'intervient pas dans la résolution de cette étude analytique, il n'est donc pas possible, par ce biais, d'étudier l'influence théorique de la vitesse d'avance sur le domaine de vibrations.

Le positionnement au sein d'un lobe n'est pas une garantie de bonne fragmentation du copeau en perçage vibratoire. En effet, seules les situations pour lesquelles le déphasage est important assurent une bonne fragmentation. Les lobes de la Figure I.34 représentent les conditions nécessaires et non suffisantes pour avoir une fragmentation du copeau par saut d'outil hors matière en perçage vibratoire. Seules certaines zones à l'intérieur de ces lobes d'instabilité permettront d'obtenir la fragmentation attendue. Cette résolution analytique ne permet pas d'identifier la valeur du déphasage obtenu. Les zones de bonne fragmentation dans les lobes ne sont donc pas identifiables avec cette étude analytique ce qui montre une nouvelle fois les limites de cette modélisation analytique. Pour obtenir des résultats plus précis (notamment au niveau de l'influence de la vitesse d'avance), il est nécessaire d'avoir recours à une résolution numérique de la stabilité de la tête de perçage vibratoire.

I.5. Modélisation des efforts de coupe en perçage

L'énergie nécessaire à l'entretien des vibrations est fournie par la coupe. Afin de prendre en compte la complexité de la coupe, les méthodes de résolution du phénomène de broutement (méthode analytique ou méthode numérique) font intervenir différents modèles d'efforts de coupe. Ces modèles permettent d'estimer à partir de nombreux coefficients, la valeur de l'effort de coupe en fonction des paramètres d'usinage (épaisseur du copeau, vitesse de coupe, géométrie de l'outil). Ce paragraphe a pour objectif de faire un bilan des différents points de vue existant à l'heure actuelle quant à la modélisation des efforts. Une analyse des différentes échelles d'étude permettra de comprendre l'origine des différents modèles de coupe existants.

I.5.1. Les différentes échelles d'étude

Le processus de coupe peut être modélisé sous différents points de vue selon l'échelle spatiale utilisée pour le décrire. La Figure I.36 issue des travaux de M. Chérif [Chérif, 2003], montre la possibilité de distinguer trois points de vue d'étude des efforts. A chacun de ces points de vue est associé différentes modélisations des efforts de coupe utilisant des théories et des procédures expérimentales particulières. Les avantages et les inconvénients de chaque échelle d'étude seront envisagés, car la finalité de chacune d'elle n'est bien sûr pas la même. Toutes ne correspondent pas au cadre de cette étude.

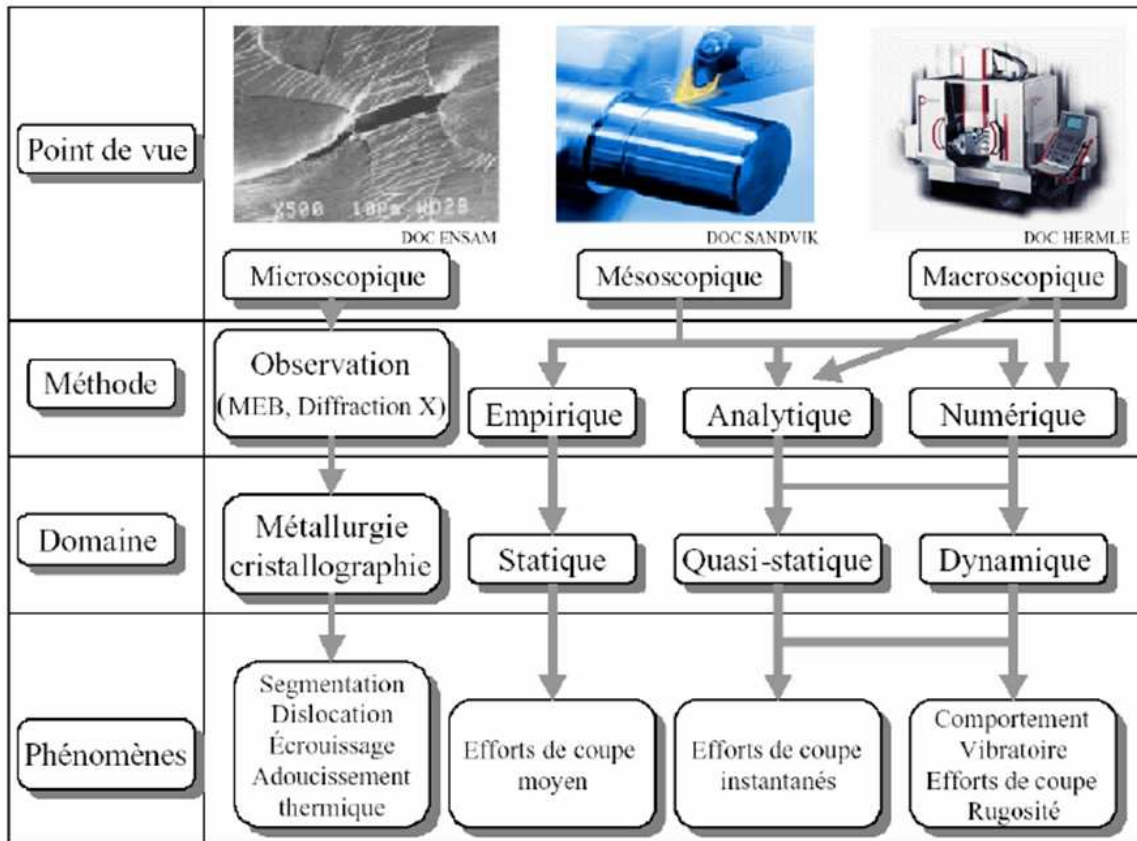


Figure I.36: Les différentes approches de la modélisation des efforts de coupe [Chérif, 2003].

a) Approches liées à l'échelle microscopique

L'échelle microscopique est celle qui permet d'appréhender le phénomène de coupe en considérant essentiellement l'aspect métallurgique de l'interaction entre la partie active de l'arête et le matériau usiné. Le niveau de modélisation qui lui est associé porte principalement sur l'étude de l'état résiduel de la peau de la pièce (fissures, changements de phase) et de l'évolution de la matière (dislocations des grains, inclusions, microstructures). L'analyse porte également sur la formation du copeau au niveau métallurgique par des analyses microstructurales et mécaniques des différentes zones du copeau (transformation de phase, texture, adoucissement thermique), et la prise en compte des phénomènes thermomécaniques au niveau de la microstructure des matériaux. Cette échelle de représentation fait intervenir des modèles comportant de très nombreux coefficients difficiles à calculer.

b) Approches liées à l'échelle mésoscopique

L'échelle mésoscopique, quant à elle, est relative à l'étude de l'interaction entre la pièce et l'outil sans considération de l'aspect métallurgique de la coupe. La formation du copeau n'est plus la seule analyse considérée. Les aspects thermiques, thermomécaniques et tribologiques du processus de coupe sont cette fois-ci pris en compte et étudiés, notamment grâce aux flux de chaleur ou aux écoulements de matière. Les températures élevées, les grandes déformations et grandes vitesses de déformation mises en jeu lors de la coupe constituent autant de données qui modifient les propriétés mécaniques des matériaux. Plusieurs études analytiques basées sur la théorie de la coupe orthogonale et/ou oblique [Merchant, 1944], [Oxley, 1988], [Becze, 2002], ainsi que des études numériques basées sur l'utilisation d'éléments finis permettent de faire le lien entre les évaluations de grandeurs physiques difficilement mesurables (surtout en UGV) telles que les déformations, vitesses de déformation ou températures, et des informations macroscopiques que sont les efforts de coupe.

c) Approches liées à l'échelle macroscopique

Avec cette échelle, c'est le système Pièce-Outil-Machine dans sa globalité qui est considéré. Les phénomènes exercés par la coupe entre l'outil et la matière (enlèvement de copeau, frottement outil/matière, aspects thermomécaniques...) sont exprimés en fonction des paramètres de réglage de la machine (vitesse de coupe, vitesse d'avance) et de différents coefficients liés à l'outil et la matière usinée. Ce type d'approche est particulièrement adapté aux modélisations dynamiques du processus de coupe : comportement des machines et aspect vibratoire, et peut se révéler très utile pour la détermination de conditions de coupe stables, ce que ne peuvent détecter les deux autres niveaux d'échelle [Lapujoulade, 1998], [Toh, 2004], [Smith, 1998], [Altintas, 1998], [Landers, 2004], [Li, 2001], [Bisu, 2007]. En définitive, l'approche macroscopique permet d'avoir une vision globale du système Pièce-Outil-Machine et de l'exprimer à partir de coefficient identifiable expérimentalement. La prise en compte pour la mise au point de logiciels de simulation de la coupe est rendue possible par cette approche.

I.5.2. Les différentes méthodes de modélisation des efforts

Outre le choix de l'échelle d'étude, il est ensuite nécessaire de considérer le type de modélisation d'efforts à mettre en place dans cette étude. Différentes méthodes sont présentées dans la littérature.

a) Les méthodes empiriques

Sabberwal [Sabberwal, 1961] est l'un des premiers à avoir observé le rapport entre les efforts de coupe et la section de copeau. Cela l'a conduit à mettre en place une modélisation introduisant la notion de coefficients spécifiques de coupe. Ces coefficients permettent d'établir une relation de proportionnalité entre les efforts de coupe et la section de copeau, et sont définis comme des constantes liées à chaque outil, matière usinée, opération d'usinage et condition de coupe. Par la suite, d'autres travaux ont proposé des modifications visant à prendre en compte les conditions de coupe. Les coefficients spécifiques de coupe ne sont plus des constantes mais sont dépendants des engagements d'outil, de la vitesse de coupe ou de la

vitesse d'avance [Yang, 2002], [Chandrasekharan, 1997], [Stephenson, 1989]. De nombreux essais sont nécessaires pour déterminer les coefficients qui sont fonction de l'avance. [Hamade, 2006]

Ces méthodes posent encore problème en termes de quantité d'essais pour étalonner le modèle d'effort. De plus, les domaines de validité de ces modèles sont difficilement établis, vu les extrapolations employées pour passer d'une configuration testée à une autre non testée

b) Les méthodes analytiques

Ce sont historiquement les plus anciennes. Merchant [Merchant, 1944] développe les premières théories sur la phénoménologie de la coupe. Avec l'hypothèse simplificatrice de la coupe orthogonale, un plan de cisaillement séparant la matière brute et le copeau est défini. La résultante des efforts de coupe est considérée comme située dans le plan orthogonal à l'arête, formant un angle par rapport à la normale à la face de coupe. Les efforts de coupe sont alors exprimés à partir des équations d'équilibre du copeau et en prenant en compte les contraintes de cisaillement et de compression de la pièce. Ces contraintes sont reliées entre elles par une loi de plasticité ne faisant pas intervenir explicitement la température.

Oxley [Oxley, 1988] va plus loin en proposant une modélisation des efforts de coupe qui tient compte des aspects thermiques en déterminant la température à l'interface outil/copeau. D'autres améliorations de la théorie d'Oxley ont par la suite été apportées en modifiant par exemple les lois de comportement ou de frottement. Dans tous les cas, les méthodes analytiques font généralement intervenir des grandeurs telles que la contrainte de cisaillement maximale admissible par le matériau usiné σ_{max} , la section de copeau S_{copeau} , l'angle du cône de frottement défini par une loi de frottement, la déformation ϵ et la vitesse de déformation $\dot{\epsilon}$ des zones de cisaillement du copeau (Équation I.26) :

$$F = \text{fonction}(\sigma_{max}, S_{copeaux}, \epsilon, \dot{\epsilon}, \text{frottement}...)$$

Équation I.26

Ces méthodes analytiques reposent toutefois sur des bases contestables et ne permettent pas d'établir les évolutions complètes des grandeurs caractéristiques de la coupe telles que les champs de contrainte, de déformation ou de température au sein de la pièce ou de l'outil. De plus, elles ne résolvent pas le problème pratique du nombre d'essais posé par les méthodes empiriques. Elles supposent la connaissance préalable de coefficients qui ne peuvent eux-mêmes être obtenus que par le recours à des essais mécaniques de coupe traditionnelle et à l'observation plus ou moins complexe des caractéristiques du copeau.

c) Les méthodes numériques

[Usui, 1978], [Grolleau, 1996], [Kaldos, 1996], [Smith, 1998]

Afin de pousser encore plus loin l'analyse des phénomènes liés à la coupe, et grâce aux progrès des moyens de calculs réalisés ces dernières années, les travaux de recherche se sont progressivement orientés vers une approche numérique de la modélisation de la coupe. Ces méthodes permettent d'étudier le comportement non linéaire de la coupe pour des vitesses de déformation élevées entraînant de grandes déformations de la matière, des phénomènes de convection et de diffusion thermique ainsi qu'une analyse

particulière de la mécanique du contact. Le couplage thermomécanique du frottement du copeau sur l'outil et la dissipation de la chaleur engendrée par le frottement au contact outil-pièce peut ainsi être modélisée.

Les efforts de coupe sont calculés à partir de lois de frottement et de lois de comportement mettant en oeuvre les caractéristiques de la coupe, telles que la déformation plastique, la vitesse de déformation, la contrainte d'écoulement ou la température. Des modélisations 2D voire 3D sont désormais possibles grâce à des algorithmes basés sur la technique des éléments finis. Les méthodes récentes utilisent un remaillage adaptatif ainsi que des critères de séparation du copeau et autorisent ainsi des modélisations réalistes. Ces méthodes diffèrent donc l'une de l'autre par la façon dont sont traités les maillages de la pièce, de l'outil ou du copeau pour décrire l'évolution du processus de coupe. Il existe trois types de modèles numériques :

- **Le modèle Lagrangien** qui propose un maillage de l'outil et de la pièce. Les problèmes de distorsion de maillage peuvent alors intervenir pour décrire le processus de coupe. De plus, l'évolution du maillage entre plusieurs instants de calcul nécessite la mise en place de critères de séparation de mailles pour éviter la perte éventuelle d'informations.
- **Le modèle Eulérien** qui utilise un maillage fixe de la pièce, et indépendant du déplacement de la matière au cours de la coupe, pour éviter les problèmes de distorsion de maillage. Ceci implique que les résultats obtenus avec cette technique ne sont que des solutions stationnaires, nécessitant la connaissance de la forme du copeau avant calcul, contrairement à l'objectif initial de prédiction.
- **La formulation Arbitraire Lagrangienne Eulérienne (ALE)** qui semble être la plus intéressante puisqu'elle permet de dissocier l'évolution du maillage de l'évolution de la matière. Les avantages des deux premières méthodes sont ainsi combinés pour obtenir des résultats tant dans le domaine stationnaire que transitoire de la coupe

Toutefois, ces méthodes nécessitent l'identification de différentes caractéristiques encore difficiles à déterminer pour être mises en oeuvre correctement telles qu'une loi de comportement de la matière pour tenir compte des aspects thermo-visco-plastiques de la coupe, une loi de frottement au niveau du contact outil-copeau valable dans des conditions de fortes pressions et températures, ou encore de caractéristiques thermiques du système outil-pièce permettant d'évaluer les différents flux thermiques. Ainsi, ces méthodes, malgré l'aide qu'elles peuvent apporter à la compréhension des mécanismes de formation du copeau, apparaissent d'une utilisation limitée au vu des difficultés expérimentales qui leur sont attachées. Les exigences industrielles en termes de temps de calcul et de simplicité d'utilisation font que ces approches numériques, et toutes les identifications de comportement dynamique de matériau sous de très grandes vitesses de déformation qui leur sont nécessaires, paraissent peu adaptées à notre étude.

d) Choix du type de modèle pour l'étude du perçage vibratoire

Suite à l'analyse des différentes méthodes de modélisation existant à l'heure actuelle dans la littérature, il apparaît que les méthodes empiriques sont les plus adaptées et les plus simples à l'étude du perçage vibratoire. Toutefois, ces méthodes présentent un certain nombre d'inconvénients, notamment en termes de quantité d'essais à mener pour identifier les coefficients des lois de coupe. C'est pourquoi, dans le

cadre de cette étude, le choix s'est porté sur l'utilisation privilégiée de relations semi-empiriques dont les valeurs des coefficients sont obtenues expérimentalement, directement à partir de mesure de force, mais dont les formes sont dictées par des considérations sur la nature du couple outil/matière.

I.5.3. Les approches permettant d'étudier l'influence du couple Outil/Matière

Les modèles de coupe semi-analytiques font intervenir de nombreux coefficients dépendant fortement de l'outil, de la matière et des conditions de coupe utilisées. Pour que ces modèles soient exploitables, il est nécessaire de pouvoir identifier facilement l'ensemble des coefficients. Il existe une double approche permettant d'identifier l'influence, sur l'usinage effectué, du couple outil/matière. Ces approches se basent sur l'enregistrement de l'effort de coupe et nécessitent une campagne expérimentale restreinte d'une dizaine d'enregistrements.

a) Les deux niveaux d'approche

Un enregistrement de l'effort de perçage traditionnel (Figure I.37) est composé de deux étapes correspondant respectivement à la pénétration du cône de l'outil et à la réalisation du trou une fois le cône pénétré. De cette subdivision découle deux approches au niveau du traitement et de l'exploitation des données :

- **L'approche globale** : elle est associée à la méthodologie du Couple Outil/Matière (COM) [Afnor, 2000] et permet de définir les domaines d'utilisation de l'outil (vitesse de coupe et d'avance). Les valeurs moyennes de l'effort en conditions stationnaires sont utilisées pour ces déterminations.
- **L'approche locale** : elle a pour but de quantifier l'apport de chaque portion de l'arête de coupe sur la génération de l'effort axial, on parle de Couple Arête/Matière (CAM). Cette méthode a été mise en place en fraisage par S. Bissey [Bissey, 2005] et étendue aux opérations de perçage par C. Claudin [Claudin, 2006]. Pendant la pénétration du cône, le contact entre les différentes parties de l'arête principale et la matière usinée se fait de façon progressive. L'identification de l'apport de chaque partie de l'outil sur l'effort total est possible. Lors de la focalisation de l'analyse de cette partie de la courbe, il s'est révélé intéressant d'exprimer l'effort de coupe en fonction du rayon du foret pénétré dans la matière.

Une étude similaire du couple généré par l'opération de perçage pourrait être effectuée. Pour cette étude de perçage vibratoire, nous nous sommes dans un premier temps intéressés uniquement à l'effort axial (la mesure du couple généré par le perçage vibratoire n'est pas évidente à réaliser). Nous ne développerons pas l'exploitation COM/CAM appliqué au couple de perçage.

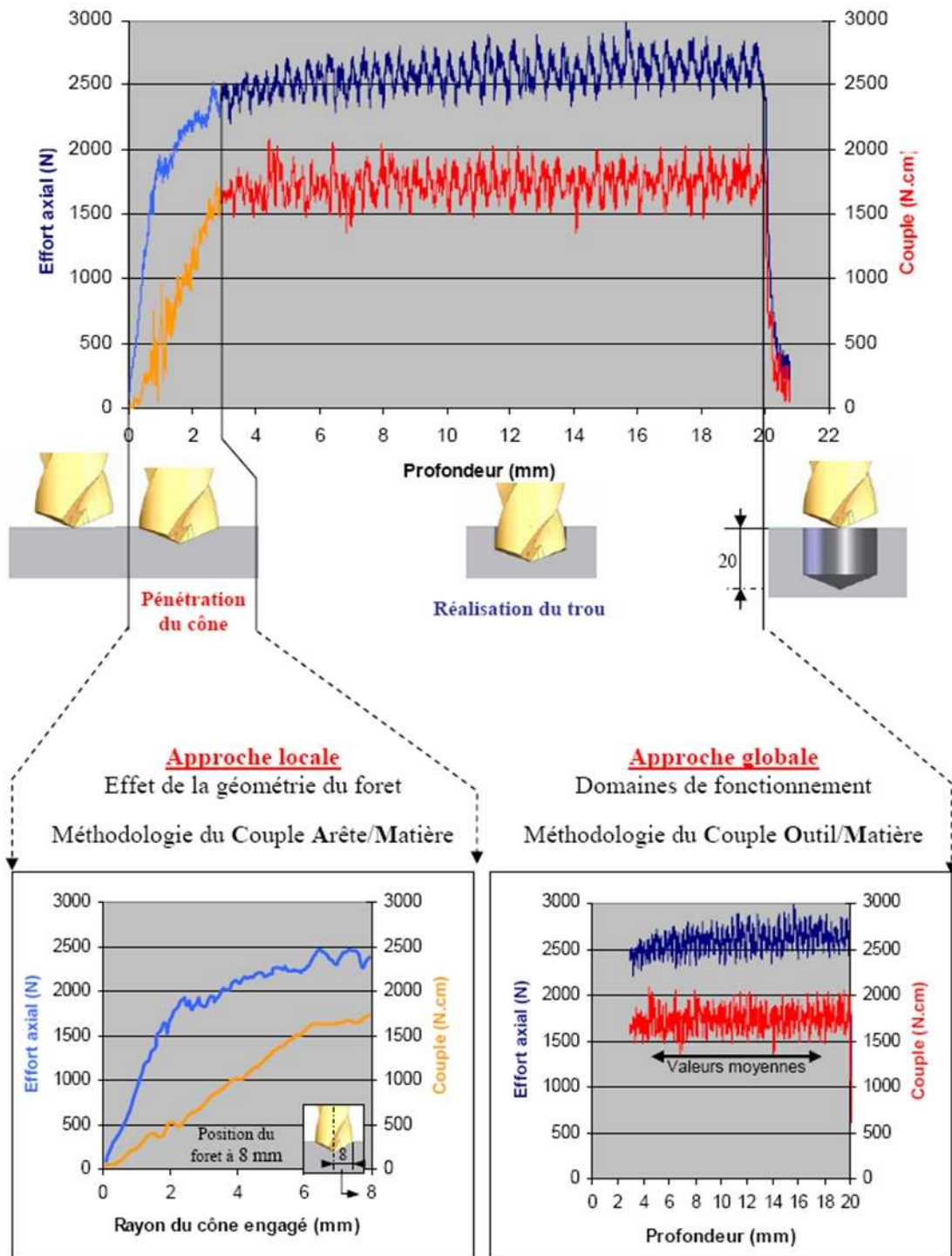


Figure I.37: Les deux niveaux d'approche pour un perçage avec un foret de 16 mm de diamètre [Claudin, 2006]

b) Le principe de l'approche globale : Couple Outil Matière (COM), NFE 66-520

Dans un contexte industriel, l'objectif de la méthodologie du Couple Outil / Matière est de qualifier les outils de coupe via la mesure des efforts de coupe générés et de trouver aisément un domaine d'utilisation convenable. Cette méthodologie est très efficace et permet de diminuer le nombre et le temps d'essais à réaliser. Lors de ceux-ci, l'effort axial résultant est mesuré.

Cette méthode s'applique de façon linéaire, étape après étape pour une qualification dite en « croix » [Afnor, 2000] :

- fixer le foret et la matière ;
- utiliser un couple de vitesse de coupe et d'avance par tour de référence ;
- fixer l'avance et faire évoluer la vitesse de coupe afin de définir son domaine ;
- déterminer la vitesse de coupe minimale dans ce domaine et utiliser une vitesse légèrement supérieure (10 %) pour l'étape suivante ;
- fixer la vitesse de coupe définie précédemment et faire évoluer l'avance par tour pour définir son domaine ;
- définition du domaine de fonctionnement de l'outil ;
- réalisation d'essais d'usure et modélisation de l'usure en fonction des différents paramètres de coupe.

Cette méthodologie doit être appliquée à nouveau si l'un des paramètres change, à savoir, l'outil, les conditions de lubrification ou la matière usinée. Cette méthodologie a été appliquée à tous les outils utilisés pendant ce travail de thèse afin d'identifier clairement leur domaine de fonctionnement dans l'acier utilisé.

c) Le principe de l'approche locale : Couple Arête Matière (CAM)

Une fois le domaine d'utilisation de l'outil identifié, il est intéressant d'étudier l'influence des paramètres de coupe sur l'effort créé par l'usinage. Pour cela, la méthode CAM (Couple Arête Matière) a été mise en place. Cette méthodologie a pour but de quantifier, pour une avance donnée, l'apport de chaque partie de l'arête principale de l'outil sur la génération de l'effort axial. Pendant la pénétration du cône, le contact entre les arêtes principales et la matière usinée se fait de façon progressive. Le calcul se base sur l'enregistrement de l'effort de poussée produit par la pénétration du cône de l'outil sur une surface parfaitement plane. Le rayon pénétré évolue de 0 à la valeur du rayon de l'outil R . L'effort de coupe enregistré prend en compte la progression de la pénétration de l'outil.

L'arête de coupe peut être divisée en petits éléments de largeur ΔR (Figure I.38). Chaque élément va générer un effort ΔF mesurable sur l'enregistrement de l'effort. En admettant l'absence d'interaction entre chaque élément, l'effort total peut être obtenu en additionnant les efforts élémentaires ΔF .

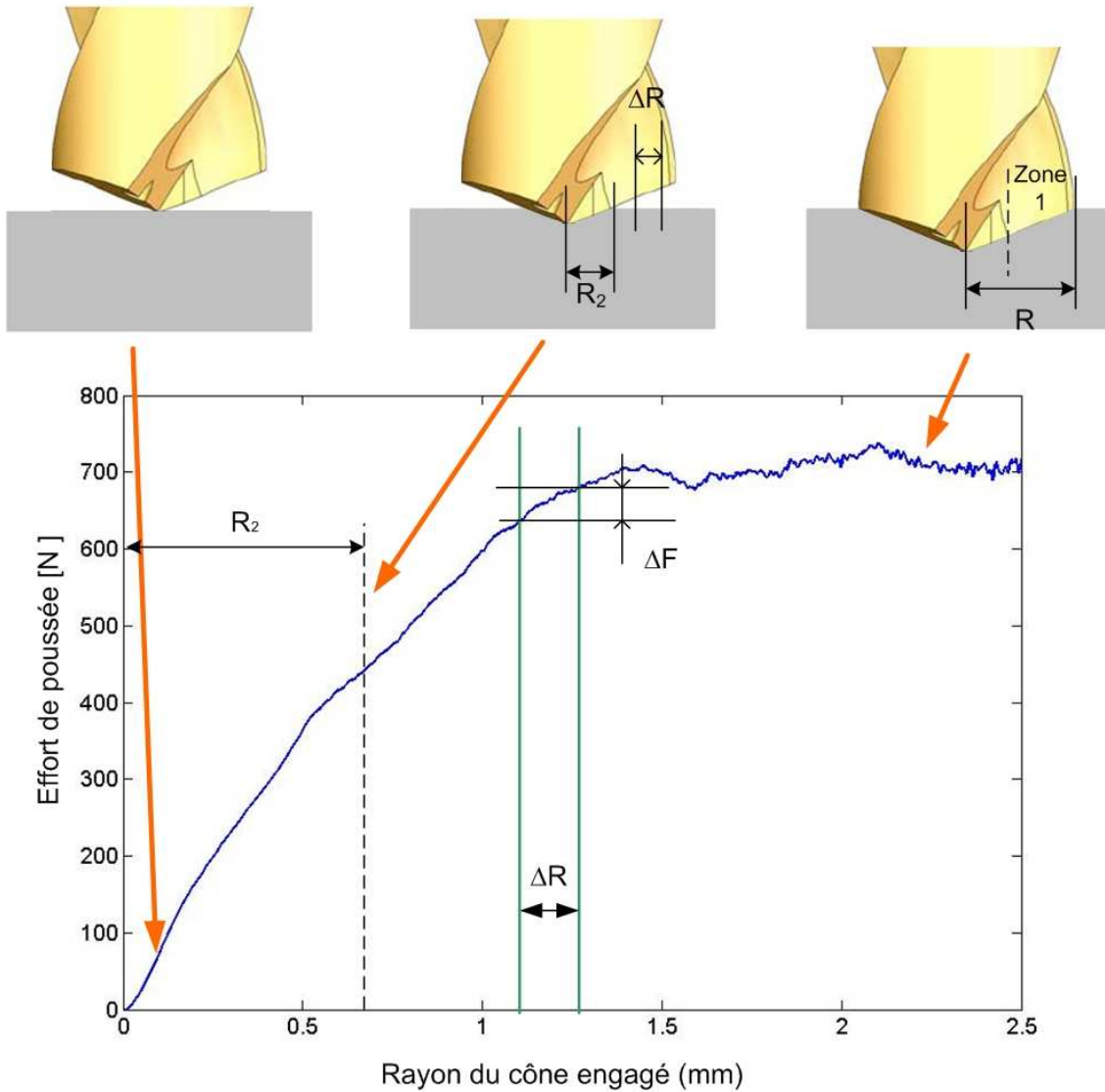


Figure I.38: Evolution de l'effort de pénétration en fonction de la pénétration du cône de l'outil pour un perçage avec un foret de 5 mm de diamètre et une avance de 0,15 mm/tr.

I.6. Bilan de l'état de l'art

Cette analyse de l'état de l'art a permis de mettre en évidence le point faible des opérations de perçage : la fragmentation, l'évacuation des copeaux et l'accumulation de la chaleur à la pointe de l'outil. De nombreuses solutions existent pour faire face à ce problème. Certaines solutions ne sont plus satisfaisantes : les cycles de déburrage du fait de leur trop faible productivité, la lubrification centrale pour son coût de recyclage du liquide de coupe. Des techniques de perçage assisté par vibrations commencent à apparaître. Nombre de ces techniques en sont encore à un stade de recherche et seuls quelques prototypes existent à travers le monde.

Cette thèse s'inscrit dans le développement d'un de ces nouveaux procédés : le perçage vibratoire auto-entretenu. Cette solution consiste en un porte-outil spécifique utilisant le phénomène de broutement pour créer des vibrations axiales. Aucun apport d'énergie extérieure n'est nécessaire et le porte-outil est utilisable avec tous types de machine outil.

Cette technologie va faire l'objet d'une étude approfondie. Un premier travail doit être effectué pour mettre en place différents modèles spécifiques au perçage vibratoire auto-entretenu : modèle dynamique, modèle d'enlèvement de matière, modèle d'effort de coupe. Ces modèles sont fonction de coefficients liés au couple Outil/Matière. Il est donc nécessaire de mettre en place une méthodologie permettant d'identifier l'ensemble de ces coefficients à partir d'une campagne expérimentale simple et rapide. Ces modèles seront utilisés pour être intégrés dans un simulateur développé spécialement pour le perçage vibratoire.

Expérimentalement, la maîtrise du perçage vibratoire auto-entretenu nécessite la compréhension de nombreux phénomènes. Quelle est l'influence de tous les paramètres de réglage sur le domaine de vibration d'un outil ? Quelle est l'influence de la géométrie d'un outil hélicoïdal sur le domaine de vibration ? Est-il possible d'obtenir des vibrations avec un foret $\frac{3}{4}$ malgré le patin de guidage qui frotte sur la surface usinée ? La qualité des trous obtenus est elle aussi bonne que la qualité d'un perçage traditionnel ? Peut on améliorer la productivité de l'opération de perçage en utilisant cette nouvelle technologie ? La durée de vie des outils est-elle acceptable pour une exploitation industrielle de ce procédé ?

L'ensemble de ce travail de thèse a été mené dans l'objectif de répondre à ces questions. Une réponse à chaque question sera apportée dans les trois parties suivantes de ce mémoire.

Chapitre II. Simulation numérique du perçage vibratoire

La difficulté majeure du perçage vibratoire auto-entretenu est située au niveau du choix des paramètres de réglage de la tête et de la machine permettant d'obtenir des vibrations d'amplitude suffisante pour créer une coupe discontinue. La méthode expérimentale consistant à faire varier l'ensemble des paramètres pour trouver le domaine de vibration n'est pas satisfaisante. En effet, elle nécessite un temps d'expérimentation non négligeable. Une prédiction du comportement dynamique de la tête de perçage permettrait de gagner un temps d'expérimentation considérable.

A partir des modèles spécifiques mis en place pour le perçage vibratoire, un simulateur numérique va permettre, pour une configuration donnée, de recréer le comportement dynamique de la tête de perçage et ainsi fournir des informations sur l'amplitude de vibration, la fréquence de vibration, les efforts générés...

Ce simulateur permettra ainsi d'étudier de manière virtuelle de nouvelles configurations de perçage vibratoire sans avoir à mettre en œuvre une campagne expérimentale longue et coûteuse. Ce simulateur numérique repose sur des modèles précis adaptés à la tête de perçage, à l'outil et au matériau usiné. Un modèle d'effort de coupe possédant un grand nombre de coefficients dépendants du couple outil/matière sera utilisé. Ce modèle nécessite une phase préalable de recalage des coefficients qui sera présentée dans cette partie. Ces modèles seront alors intégrés dans le simulateur numérique que nous avons mis en place et dont nous allons présenter le principe de fonctionnement.

II.1. Prévion du perçage vibratoire par simulation numérique

II.1.1. Objectif du simulateur

Dans la partie « Etat de l'art » de ce mémoire, nous avons présenté une méthode de résolution analytique de la stabilité de la coupe en perçage. Des fortes hypothèses ont été nécessaires pour permettre la résolution analytique (modèle d'effort de coupe linéaire, mauvaise prise en compte de la géométrie de l'outil...). Les résultats obtenus montrent que cette résolution ne permet pas d'identifier clairement les zones de bonne fragmentation du copeau. Aucune information n'est accessible sur les caractéristiques des vibrations (amplitude, fréquence, épaisseur du copeau...). Cette méthode n'est pas satisfaisante pour prédire le comportement réel de la tête de perçage vibratoire. Elle ne va pas pouvoir être d'une grande utilité pour notre étude du perçage vibratoire. Pour obtenir les caractéristiques des vibrations et les efforts engendrés, une résolution numérique du phénomène de broutement est nécessaire. Cette résolution numérique permettra de plus de s'affranchir des hypothèses faites lors de l'étude analytique.

Pour cela, un simulateur numérique de perçage vibratoire a été développé. Ce simulateur se présente sous la forme d'un programme informatique qui permet de prévoir, pour une configuration donnée (matériau, outil, conditions de coupe, réglage de la tête), le comportement dynamique de la tête de perçage vibratoire. Le simulateur délivre de nombreuses informations sur la stabilité de la coupe, les efforts générés par l'usinage et la taille des copeaux obtenus.

Afin de pouvoir simuler une opération de perçage vibratoire, il est nécessaire de fournir pour chaque simulation un certain nombre de données d'entrée caractérisant l'opération à simuler :

- **Les conditions de coupe du perçage** : vitesse d'avance, vitesse de rotation.
- **Les conditions de réglage de la tête de perçage vibratoire** : masse mobile, raideur du ressort.
- **Les paramètres de perçage** : type d'outil utilisé, diamètre de l'outil, matériau percé.

Le calcul du simulateur se base sur la modélisation du processus de perçage vibratoire. Pour cela, nous allons devoir mettre en place les modèles suivants :

- **Un modèle dynamique de la tête de perçage.** Ce modèle décrit le comportement dynamique du système usinant sollicité par la coupe. Il sera présenté dans la suite de ce chapitre.
- **Un modèle d'enlèvement de matière.** Ce modèle permet à tout instant de calculer l'épaisseur instantanée du copeau enlevé en fonction de la position de l'outil et de la matière.
- **Un modèle d'effort de coupe.** Ce modèle délivre un effort de coupe en fonction d'une épaisseur instantanée du copeau avec une grande précision.

II.1.2. Principe de fonctionnement du simulateur

a) Résolution numérique du modèle de la tête de perçage vibratoire

Le principe de base de fonctionnement du simulateur se situe autour de la résolution numérique de l'équation différentielle du second ordre issue de la modélisation de la tête de perçage vibratoire (Équation II.1) :

$$m.\ddot{x}(t) + c.\dot{x}(t) + k.x(t) = F(t)$$

Équation II.1

Pour une configuration donnée (masse m , raideur k et amortissement c de la tête de perçage), la résolution de cette équation permet d'exprimer l'évolution dans le temps du paramètre x décrivant le déplacement axial de la partie mobile de la tête de perçage. A partir de ce déplacement x et d'un modèle d'enlèvement de matière établi pour le perçage vibratoire, il est possible d'analyser la stabilité de la coupe, l'amplitude des vibrations et la taille des copeaux générés.

La résolution de cette équation différentielle n'est pas simple du fait que son second membre $F(t)$ dépend de manière non linéaire de l'épaisseur instantanée du copeau enlevé, h . L'épaisseur instantanée du copeau est obtenue à partir de la position de l'arête de l'outil et de la surface usinée en appliquant le modèle d'enlèvement de matière. L'effort F dépend donc de manière non linéaire du paramètre inconnu de l'équation différentielle, x (présentation du modèle de coupe dans la suite de ce chapitre). Il est ainsi très difficile de trouver les solutions exactes de cette équation. Différents algorithmes de calcul permettent de trouver des solutions approchées pour ce type d'équations différentielles [Peigne, 2003]. Une méthode de résolution est particulièrement bien adaptée au modèle de perçage vibratoire : la résolution de Newmark couplée à une optimisation itérative.

b) Le principe d'intégration de Newmark

La méthode générale de Newmark est une technique d'intégration numérique d'équation différentielle du second ordre avec second membre non constant. Cette méthode consiste à déterminer, par un développement limité de l'état du système (position, vitesse, accélération), l'instant t à partir des mêmes grandeurs à l'instant $t - \Delta t$. Ce développement contient un terme d'erreur du troisième ordre proportionnel à la dérivée de l'accélération. En partant de l'hypothèse selon laquelle l'accélération varie linéairement sur l'intervalle, on aboutit à des formules qui ne dépendent plus de la dérivée troisième mais qui introduisent les dérivées à l'instant t en plus de celles à l'instant $t - \Delta t$.

Considérons la forme générale de l'équation différentielle issue de la modélisation de la tête de perçage vibratoire sous la forme :

$$[M] \cdot \left\{ \ddot{q} \right\} + [C] \cdot \left\{ \dot{q} \right\} + [K] \cdot \left\{ q \right\} = \left\{ f \right\}$$

Équation II.2

Avec

- $[M]$: matrice de masse du système. ($[M] = m$ dans le cas du perçage vibratoire)
- $[C]$: matrice d'amortissement du système, ($[C] = c$ dans le cas du perçage vibratoire)
- $[K]$: matrice de raideur du système, ($[K] = k$ dans le cas du perçage vibratoire)
- $\{f\}$: torseur d'effort, ($\{f\} = F$, effort de poussé, dans le cas du perçage vibratoire)
- $\{q\}$: vecteur solution de l'équation correspondant dans notre cas à la position de la partie mobile de la tête. ($\{q\} = x$ dans le cas du perçage vibratoire)

L'espace temps de solution est divisé en N incréments suivant un pas de temps Δt prédéfini. La résolution de cette équation est réalisée pour chacun des N incréments. A chaque incrément n pris à l'instant t_n , la solution $\left\{q\right\}_n^0$ de l'équation représente la position de l'arête de coupe du foret. La solution générale de l'équation sur l'espace temps t est constituée de l'ensemble des solutions aux instants t_n .

La solution $\left\{q\right\}_{n+1}^0$ de cette équation à l'instant $t_{n+1} = t_n + \Delta t$ se base sur la solution de l'équation $\left\{q\right\}_n^0$ à l'instant t_n et de deux coefficients de Newmark β et γ . Une prédiction de la solution $\left\{q\right\}_{n+1}^0$ est établies suivant les Équation II.3 :

$$\left\{ \begin{array}{l} \left\{q\right\}_{n+1}^{''0} = 0 \\ \left\{q\right\}_{n+1}^{\dot{0}} = \left\{q\right\}_n^{\dot{0}} + (1-\gamma)\left\{q\right\}_n^{\dot{0}} \Delta t \\ \left\{q\right\}_{n+1}^0 = \left\{q\right\}_n^0 + \left\{q\right\}_n^{\dot{0}} \Delta t + \left(\frac{1}{2}-\beta\right)\left\{q\right\}_n^{\ddot{0}} \Delta t^2 \end{array} \right.$$

Équation II.3

c) Le principe d'optimisation de la solution par résolution itérative

Le vecteur force n'étant pas linéaire, la solution $\left\{q\right\}_{n+1}^0$ établie n'est qu'une solution approchée de l'équation différentielle. Pour obtenir un résultat plus précis, il est nécessaire de procéder à une optimisation de cette solution par une itération successive (optimisation de Newton). A partir de ce vecteur position estimé, il est possible de calculer le vecteur force $\left\{f\right\}_{n+1}^0$ (il faut le recalculer à chaque fois du fait de la non linéarité de son expression). L'expression du résidu de l'équation différentielle (différence entre les deux membres de l'équation) permet de mettre en évidence l'équilibre de l'équation et ainsi de vérifier si la solution estimée est solution de l'équation. Le résidu est calculé à partir de la relation (Équation II.4) :

$$\left\{ r \right\}_{n+1} = [M] \cdot \left\{ \ddot{q} \right\}_{n+1} + [C] \cdot \left\{ \dot{q} \right\}_{n+1} + [K] \cdot \left\{ q \right\}_{n+1} - \left\{ f \right\}_{n+1}$$

Équation II.4

A partir de ce résidu, deux cas sont possibles :

- **Le reste est inférieur à un seuil ϵ défini en fonction de la précision souhaitée**, l'estimation

est bonne et la solution $\left\{ q \right\}_{n+1}^0$ est validée pour la suite du calcul.

- **Le reste est supérieur au seuil ϵ** , il faut estimer une nouvelle valeur $\left\{ q \right\}_{n+1}^1$ à partir de

coefficients de Newton (Équation II.5 et Équation II.6) :

$$\begin{cases} \left\{ q \right\}_{n+1}^1 = \left\{ q \right\}_{n+1}^0 + \left\{ \Delta q \right\} \\ \left\{ \dot{q} \right\}_{n+1}^1 = \left\{ \dot{q} \right\}_{n+1}^0 + \frac{\gamma}{\beta \cdot \Delta t} \cdot \left\{ \Delta q \right\} \\ \left\{ \ddot{q} \right\}_{n+1}^1 = \left\{ \ddot{q} \right\}_{n+1}^0 + \frac{1}{\beta \cdot \Delta t^2} \cdot \left\{ \Delta q \right\} \end{cases}$$

Équation II.5

Avec

$$\begin{cases} \left\{ \Delta q \right\} = - \left\{ r \right\}_{n+1} \cdot [S]^{-1} \\ [S] = [K] + \frac{\gamma}{\beta \cdot \Delta t} [C] + \frac{1}{\beta \Delta t^2} [M] \end{cases}$$

Équation II.6

Une nouvelle étude de l'équilibre est réalisée pour valider l'estimation $\left\{ q \right\}_{n+1}^1$. Un bouclage est

réalisé jusqu'à ce que la solution $\left\{ q \right\}_{n+1}^k$ soit satisfaisante.

A partir de la solution $\left\{ q \right\}_{n+1}^k$, il est possible de calculer la solution à l'incrément de temps suivant

t_{n+2} en reprenant les expressions de l'Équation II.3. Un tel bouclage sur les N incréments fournit les solutions sur l'espace temps étudié de l'équation différentielle.

d) Application de cette méthode d'intégration au simulateur de perçage vibratoire

L'objectif du simulateur numérique de perçage vibratoire est de simuler le comportement de la tête de perçage vibratoire durant la totalité du perçage. Pour le simulateur, une opération de perçage est définie par un nombre P de tours d'outil à effectuer. Chaque tour d'outil est discrétisé en M positions angulaires. Un perçage est donc constitué de $N=M.P$ points. La résolution de l'équation différentielle issue de la modélisation de la tête se fera sur l'ensemble des N positions de l'outil. Le comportement dynamique de la tête de perçage sera caractérisé par l'ensemble des solutions de l'équation pour ces N positions.

L'algorithme de résolution du simulateur est le suivant (Figure II.1) :

- **Etape 1** : saisie des configurations de la tête et de l'usinage : masse mobile, raideur du ressort, vitesse de rotation, vitesse d'avance, outil utilisé (via son modèle d'effort de coupe associé), profondeur de perçage (pour déterminer le nombre de tours à réaliser).
- **Etape 2** : calcul du nombre d'incrément N pour lesquels l'équation différentielle sera résolue.
- **Etape 3** : estimation de la solution x_n pour un incrément n (Équation II.3).
- **Etape 4** : à partir du modèle d'enlèvement de matière, calcul de l'épaisseur du copeau engendrée par la position x_n . A partir du modèle d'effort de coupe, calcul de l'effort de coupe engendré par cet enlèvement de copeau.
- **Etape 5** : calcul de l'équilibre, via un calcul du reste, de l'équation différentielle. (Équation II.4).
- **Etape 6** :
 - si reste $< \varepsilon$, la solution x_n estimée est optimisée, on passe à l'incrément $n+1$ et on recommence le calcul depuis l'étape 3 ;
 - si reste $> \varepsilon$, la solution x_n n'est pas optimisée. Il faut réaliser une optimisation de Newton pour estimer une nouvelle position x_n et recommencer l'algorithme à l'étape 4 (Équation II.5 et Équation II.6).
- **Etape 7** : une fois le calcul réalisé pour les N positions, il est possible de tracer l'évolution des positions x_n en fonction du temps et d'observer le caractère stable ou instable du perçage.

Après une présentation des différents modèles utilisés par le simulateur, nous présenterons quelques résultats et la manière dont ils seront exploités.

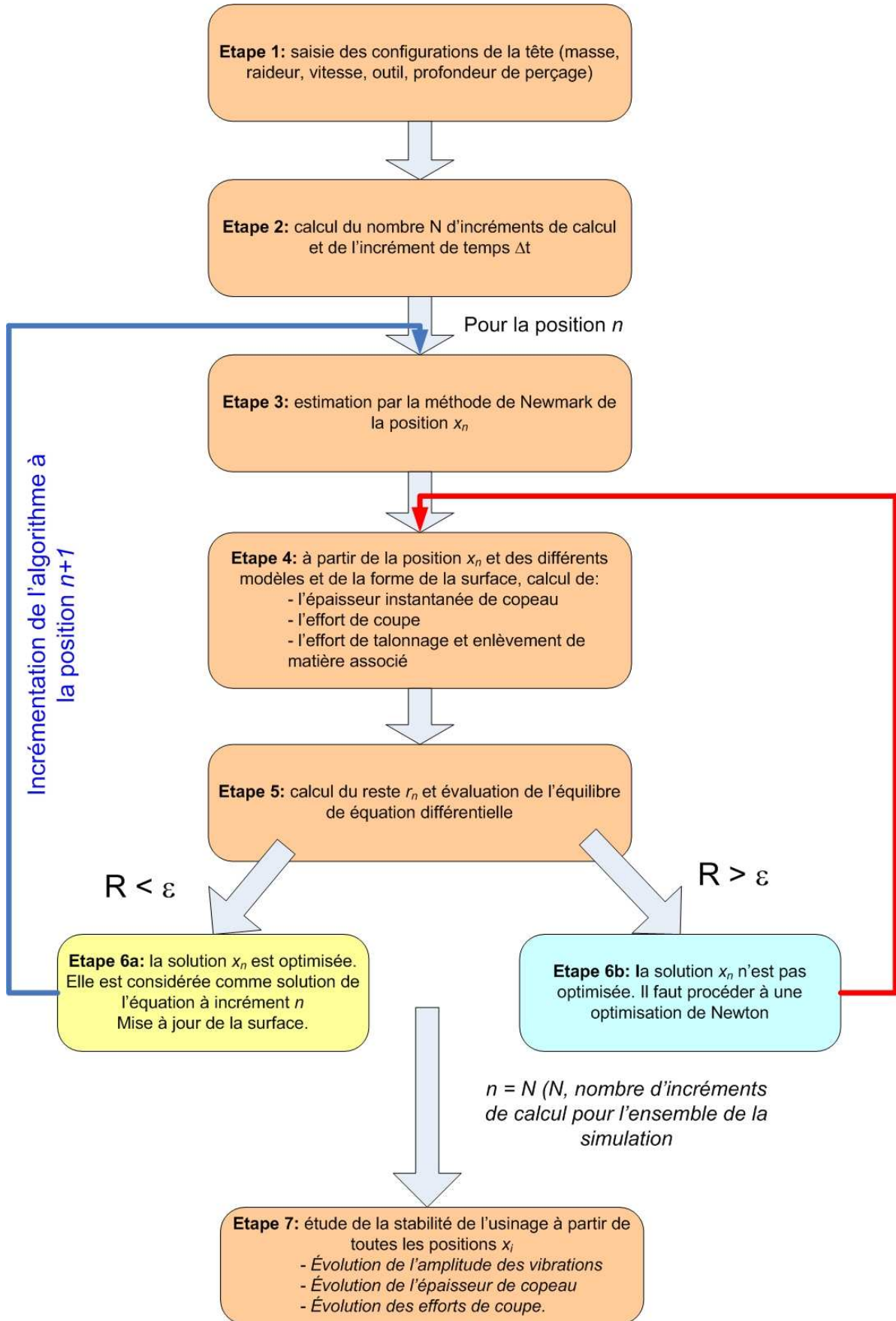


Figure II.1: Principe de fonctionnement du simulateur numérique.

II.2. Un modèle de coupe permettant de prendre en compte le changement du phénomène de coupe le long de l'arête de l'outil

Le simulateur numérique nécessite l'emploi de modèles d'efforts de coupe précis, adaptés au perçage. Il existe de très nombreux modèles de coupe permettant d'estimer l'effort de poussée engendré par une opération de perçage [Hamade, 2006], [Stephenson, 1989], [Gong, 2005]. Ces études ont permis d'aboutir à un résultat simple : le phénomène de coupe en perçage n'est pas identique en tout point de l'arête. Cela est principalement dû aux variations de la géométrie de l'arête de coupe et à la variation de la vitesse de coupe le long de l'arête. En se basant sur les travaux de Yang [Yang, 2002] nous proposons un modèle d'effort de coupe particulièrement bien adapté à la simulation du perçage vibratoire. Ce modèle de coupe se base sur un découpage de l'outil prenant en compte les différents phénomènes de coupe intervenant le long de l'arête.

II.2.1. Découpage d'un foret hélicoïdal en trois zones principales

Dans le chapitre I de ce mémoire, nous avons mis en évidence que d'un point de vue géométrique, un foret est constitué de deux arêtes de coupe reliées entre elle par la partie centrale de l'outil appelé âme (Figure II.2). En considérant un affûtage identique des deux arêtes, il est possible d'affirmer que chaque arête de coupe participe de la même manière à l'enlèvement de copeaux. Pour la suite de l'étude on ne s'intéressera qu'à une arête de coupe et à la moitié de l'âme de l'outil.

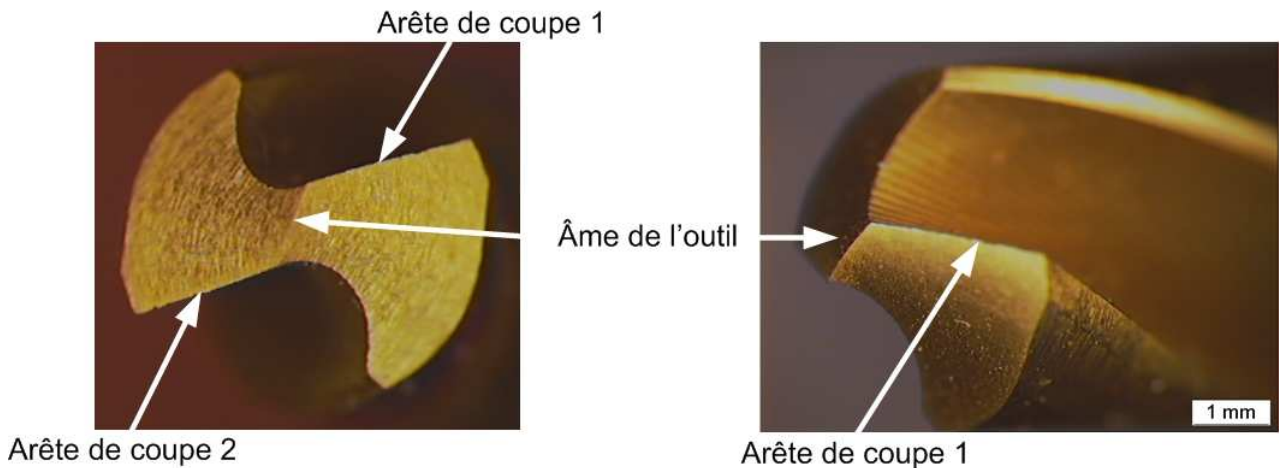


Figure II.2: Géométrie d'un foret hélicoïdal.

Du point de vue de la formation du copeau, trois phénomènes physiques participent à l'enlèvement de matière. Ces trois phénomènes physiques sont répartis sur trois zones distinctes de l'arête de coupe : une zone centrale où se produit un phénomène d'extrusion, une zone de coupe principale et une zone de coupe secondaire. Ces trois zones sont présentées (Figure II.3) sur une photo d'un outil en acier rapide.

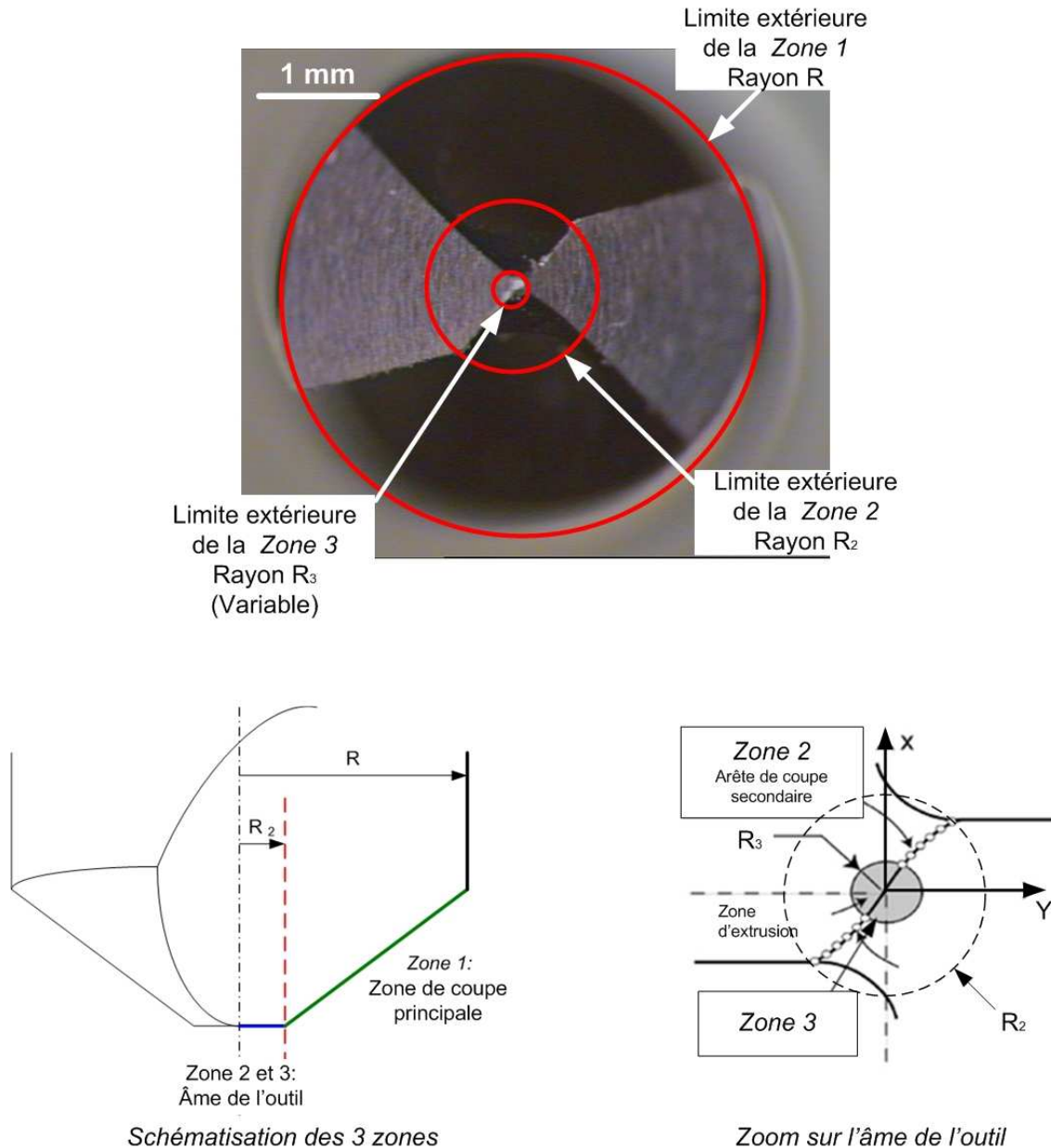


Figure II.3: Les trois zones d'un foret hélicoïdal.

a) La zone centrale de l'outil (zone 3)

Cette zone se situe au centre de l'âme de l'outil. Dans cette zone, la vitesse de coupe est quasi nulle du fait de la très faible valeur du rayon. Cette absence de vitesse de coupe ne permet pas à l'outil de cisailer la matière. Il n'y a pas de phénomène d'enlèvement de copeaux. On assiste à un phénomène d'extrusion. La matière est simplement repoussée vers l'extérieur de la zone. Il s'agit d'une déformation plastique de la matière. La largeur de cette zone est variable. Elle commence au centre de l'outil et s'étend jusqu'au rayon R_3 . La valeur du rayon R_3 est fonction de la vitesse d'avance fournie à l'outil et de l'affûtage de l'outil. La valeur de ce rayon R_3 est généralement très faible : à peine quelques centièmes de millimètres. Cette zone sera appelée zone 3 dans la suite de cette étude.

b) La zone de coupe secondaire (zone 2)

Cette zone se situe entre la fin de la zone centrale (rayon R_3) et la fin de l'âme de l'outil (rayon R_2). Dans cette zone, la vitesse de coupe est faible mais suffisante pour créer un cisaillement de la matière et participer à l'enlèvement de copeaux. On assiste à un phénomène classique de coupe. Les angles de coupe sont négatifs ou nuls, c'est à dire défavorables à la coupe. Cette zone sera appelée *zone 2* dans la suite de cette étude.

c) La zone de coupe principale (zone 1)

Cette zone est constituée de l'arête de coupe comprise entre les rayons R et R_2 . Elle s'étend du rayon R_2 au point périphérique de l'outil (rayon R). Cette zone est responsable de la majorité de l'enlèvement de matière. Le phénomène physique est un phénomène de coupe classique que l'on rencontre dans les autres procédés d'usinage. Les angles de coupe sont positifs et varient le long de l'arête. La vitesse de coupe n'est pas constante en tout point de cette zone. Cette variation ne va pas avoir d'influence sur le mécanisme de formation de copeau mais plutôt sur la valeur de l'effort de coupe. Cette zone sera appelée *zone 1* dans la suite de cette étude.

d) Expression de l'effort de coupe total

Chacune de ces zones participe à l'usinage et génère un effort de coupe F_1 , F_2 et F_3 . La somme de ces trois efforts de coupe constitue l'effort de poussée macroscopique, mesurable par des capteurs d'efforts, F . Le comportement de chaque zone peut être modélisé afin d'aboutir à un modèle d'effort permettant d'exprimer l'effort axial en fonction des différents paramètres de coupe (vitesse d'avance, vitesse de coupe) et des paramètres de la matière usinée. En considérant qu'il n'existe aucune interaction entre les trois parties, le modèle d'effort de poussée global s'obtient en additionnant les efforts créés par chaque zone (Équation II.7) :

$$F = F_1 + F_2 + F_3$$

Équation II.7

II.2.2. Modèle d'effort de coupe pour la zone de coupe principale (zone 1)

C'est dans cette zone qu'a lieu la majorité de l'enlèvement de matière. L'arête de coupe pénètre dans la matière et provoque une déformation plastique qui cisaille le matériau usiné et aboutit à la formation d'un copeau. Ce phénomène produit un effort de coupe F_1 qui dépend de la section du copeau enlevé. L'aire du copeau est fonction de deux paramètres principaux : la largeur de la zone de coupe et de l'épaisseur instantanée du copeau h . Pour ce phénomène de coupe, Yang [Yang, 2002] propose le modèle suivant pour caractériser l'effort dans cette zone :

$$F_1 = N_c \cdot K_1 \cdot (R - R_2) \cdot h^{q_1}$$

Équation II.8

avec : K_1 : coefficient spécifique de coupe, N_c : nombre d'arêtes de coupe, q_1 : un coefficient dépendant du couple Outil/Matière.

Dans cette zone, la variation de la vitesse de coupe est importante. En effet, la vitesse de coupe en un point donné de l'arête est une fonction linéaire de la vitesse de rotation de l'outil et du rayon en ce point. Cette zone étant large, le rayon évolue fortement, entraînant une forte évolution de la vitesse de coupe. La variation de la vitesse entraîne une modification de la formation du copeau et donc de l'effort associé. De plus, l'angle de coupe γ et l'angle en dépouille α sont aussi fonction du rayon. Pour prendre en compte ces variations, Bandyopaghyay [Bandyopaghyay, 1997] propose d'utiliser un coefficient spécifique de coupe K_1 fonction de la vitesse de coupe V et de la géométrie de l'outil (par l'intermédiaire de l'angle de coupe γ). L'expression du coefficient K_1 est présentée Équation II.9.

$$K_1 = K_v \cdot (1 - \sin(\gamma))^d V^b$$

Équation II.9

avec K_v , b et d des coefficients dépendant du couple Outil/Matière.

Afin de prendre en compte la variation de la vitesse de coupe, la zone de coupe principale va être divisée en N sous-zones de faible largeur ΔR_i (la Figure II.4 montre une subdivision de la zone 1 en trois sous-zones).

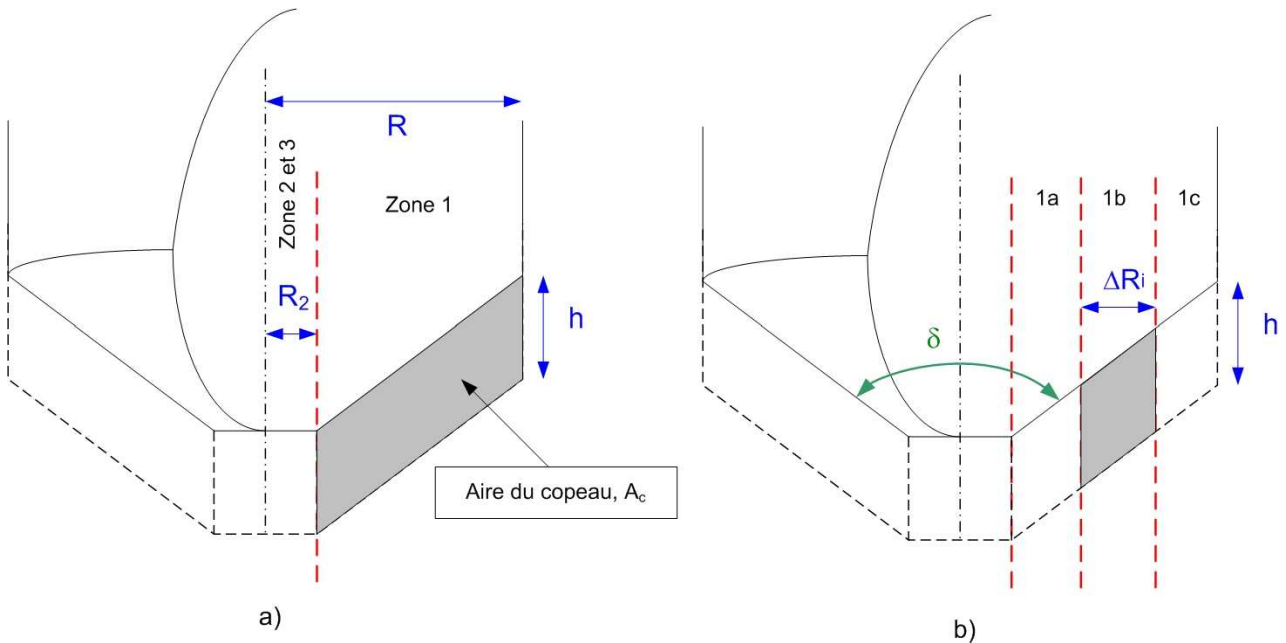


Figure II.4: Représentation de l'aire du copeau dans la zone 1.

Du fait de leur très faible largeur, la vitesse de coupe de chaque sous-zone peut être considérée comme constante. Il est alors possible de calculer la valeur de l'effort de coupe produit par chaque sous-zone (Équation II.10)

$$\Delta F_{1i} = K_v \cdot (1 - \sin(\gamma_i))^d V_i^b \cdot \Delta R_i \cdot h^{q_1}$$

Équation II.10

L'effort total produit par l'ensemble de la *zone 1* se calcule en sommant les efforts créés par l'ensemble de ces sous-zones pour chaque arête de coupe (Équation II.11)

$$F_1 = N_c \sum_{i=1}^N \Delta F_{1i}$$

Équation II.11

II.2.3. Modèle d'effort de coupe pour la zone de coupe secondaire (zone 2)

Le phénomène physique qui se produit dans cette zone est aussi un phénomène d'enlèvement de matière par cisaillement de la matière. Ce qui le différencie du phénomène rencontré dans la zone principale de coupe est la valeur des différents angles de l'outil. Dans cette zone centrale, les angles de coupe dépendent du type d'affûtage de l'outil et sont quasiment nuls, voir même négatif pour certains types d'affûtage. Le déroulement du copeau le long de la face de coupe est donc beaucoup plus difficile que dans la zone de coupe principale où les angles de coupe sont positifs. Les efforts générés par cette zone sont donc bien différents des efforts créés par la zone de coupe principale. Yang [Yang, 2002] propose d'utiliser le même type de modèle d'effort que celui utilisé dans la zone de coupe principale (Équation II.8) avec des coefficients différents. Cet effort de coupe sera fonction comme pour la *zone 1* de l'aire du copeau enlevé, qui peut s'exprimer à partir de l'épaisseur instantanée du copeau h et de la largeur de la zone considérée ($R_2 - R_3$).

$$F_2 = N_c \cdot K_2 \cdot (R_2 - R_3) \cdot h^{q_2}$$

Équation II.12

La différence entre les deux zones se situe au niveau de la valeur des coefficients q_2 et K_2 . La largeur de cette zone est suffisamment faible (environ 1/10 du rayon de l'outil) pour considérer la variation de la vitesse de coupe comme nulle. Il est donc possible d'établir un unique coefficient spécifique de coupe K_2 pour l'ensemble de cette zone.

II.2.4. Modèle d'effort de coupe pour la zone d'extrusion (zone 3)

Dans cette zone, la vitesse de coupe est nulle. La matière ne peut plus être coupée. Elle est repoussée à l'extérieur de la *zone 3* par un phénomène d'extrusion. Les modèles utilisés pour les deux autres parties ne peuvent donc pas être utilisés dans cette zone. Dans ses travaux, Yang [Yang, 2002] a identifié que la largeur de la zone d'extrusion variait en fonction des conditions de coupe utilisées. La vitesse de coupe étant nulle dans cette zone, la vitesse de rotation n'a que peu d'influence. L'avance par contre peut modifier le phénomène d'extrusion. Plus l'avance est grande (c'est à dire plus l'épaisseur instantanée de matériau déformé h est grande), plus la largeur de la zone d'extrusion est importante. Yang a établi l'évolution du rayon de la zone d'extrusion en fonction de deux paramètres : l'épaisseur instantanée du matériau déformé h et la géométrie de l'outil (angle de pointe δ)

$$R_3 = \frac{K_r \cdot h}{2 \cdot \tan\left(\frac{\pi - \delta}{2}\right)} + r_0$$

Équation II.13

L'effort d'extrusion se calcule alors à partir d'un coefficient spécifique d'extrusion et des paramètres géométriques de la zone :

$$F_3 = K_3 \cdot (R_3 \cdot h)^{q_3}$$

Équation II.14

L'ensemble des coefficients des différents modèles est identifiable expérimentalement. Une méthode de détermination de ces coefficients est présentée dans la suite de ce chapitre.

II.2.5. Établissement d'un modèle de talonnage adapté au perçage vibratoire

a) Localisation du talonnage en perçage

Le phénomène de talonnage est une interaction outil/matière qui a lieu au niveau de la face en dépouille de l'outil. Cette interaction est de nature différente à celle de la coupe et peut aussi jouer un rôle important sur la formation de la surface usinée. Cette interaction a lieu à chaque fois que la face en dépouille de l'outil (qui ne possède pas d'arête tranchante) entre en contact avec la matière usinée.

En perçage traditionnel, cette situation se produit très rarement. En effet, si l'angle formé par la face en dépouille de l'outil, α , est plus important que l'angle formé par le profil de la surface usinée, α_0 . Aucun contact entre la surface et l'outil n'est possible (Figure II.5). Le profil de la surface dépend essentiellement de la vitesse d'avance de l'outil. Les constructeurs d'outil dimensionnent l'angle en dépouille des outils de manière à garantir l'absence d'interaction outil/matière sur l'ensemble du domaine de fonctionnement de l'outil.

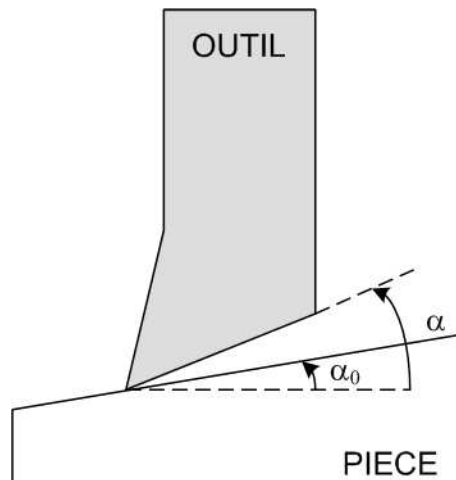


Figure II.5: Angle en dépouille en perçage traditionnel.

En perçage vibratoire, la surface générée est ondulée du fait des vibrations antérieures de l'outil. De plus, les vibrations de la tête font que la vitesse axiale instantanée de l'outil peut être très élevée (bien plus importante que la vitesse d'avance du foret). Il en résulte que l'angle instantané α_0 formé par la surface peut être supérieur à l'angle en dépouille de l'outil, α (Figure II.6). Il y a alors contact entre la face en dépouille de l'outil et la surface usinée. Le phénomène physique se produisant au niveau de cette zone de contact n'est pas clairement identifié. Il en résulte une déformation de la surface et la génération d'un effort supplémentaire appelé effort de talonnage.

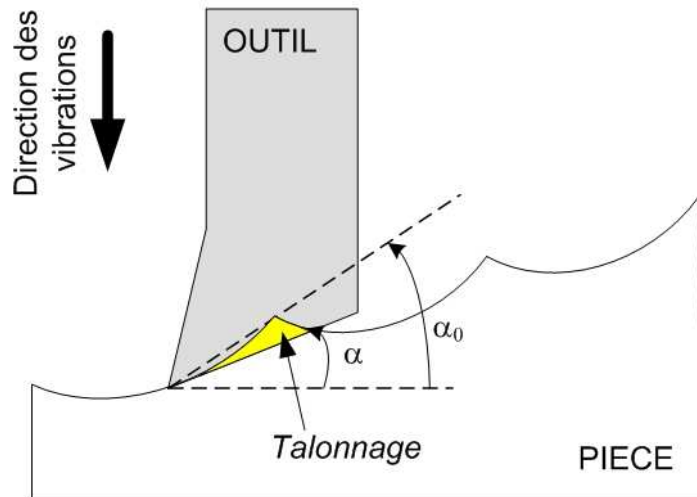


Figure II.6: Phénomène de talonnage en perçage vibratoire.

Nous allons montrer dans la suite de cette étude que le phénomène de talonnage peut augmenter considérablement l'amortissement de la coupe et engendrer des conséquences importantes sur la génération des vibrations.

b) Modèles d'effort de talonnage

De nombreuses études ont été menées pour identifier le phénomène physique qui se produit au niveau de la zone de talonnage. L'objectif de ces études est de modéliser ce phénomène physique afin d'estimer l'effort créé par ce phénomène de talonnage.

Méthode expérimentale dite de « l'avance nulle » [Guo, 2004]

Cette méthode se base sur l'enregistrement de l'effort de coupe en fonction de l'avance de l'outil. Une extrapolation à partir des points de mesure permet de déterminer l'effort fictif associé à une avance nulle. Une avance nulle entraîne une épaisseur du copeau nulle et donc, en théorie, un effort de coupe nul. Si l'effort fictif associé à cette avance nulle est différent de zéro alors, la différence mesurée peut être imputée au phénomène de talonnage. L'effort fictif mesuré peut donc être considéré comme l'effort de talonnage (Figure II.7).

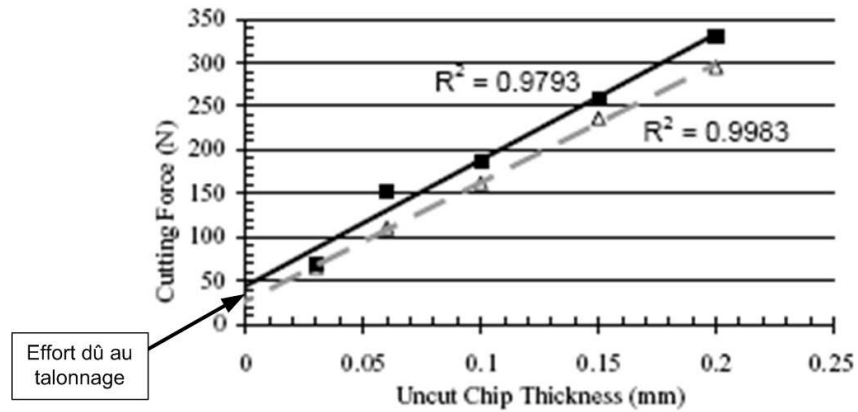


Figure II.7: Méthode expérimentale dite de l'avance nulle.

Modèle à base de volume d'intersection matière/face en dépouille [Enders, 1995] [Moufki, 2006]

Cette méthode prend en compte la taille de la zone de contact entre la face en dépouille de l'outil et la matière usinée. Le phénomène de talonnage entraîne une déformation et un glissement de la matière au niveau de cette zone de contact. L'effort de talonnage est proportionnel au volume de matière déplacée. Cette méthode nécessite la connaissance précise de la zone contact outil/pièce au niveau de la face en dépouille.

Méthode de l'arête fictive [Paris, 2008]

Pour prendre en compte ce phénomène de talonnage dans la modélisation du perçage vibratoire, l'interaction face en dépouille/pièce peut être considérée comme le résultat du travail d'une arête de coupe virtuelle (Figure II.8). La position de cette arête de coupe peut être définie à partir de la position de l'arête de coupe principale par une distance, b , et de l'angle en dépouille, α , correspondant à l'angle en dépouille de l'outil. Cette méthode est particulièrement bien adaptée à l'étude du perçage vibratoire. En effet, le comportement dynamique de cette seconde arête de coupe fictive est identique au comportement dynamique de l'arête principale. Elle vibre à la même fréquence et se déplace de la même manière. Le phénomène physique produit est un phénomène de coupe. Lorsqu'il y a talonnage, l'arête secondaire enlève un copeau d'épaisseur instantanée h' et produit un effort proportionnel à cette épaisseur du copeau.

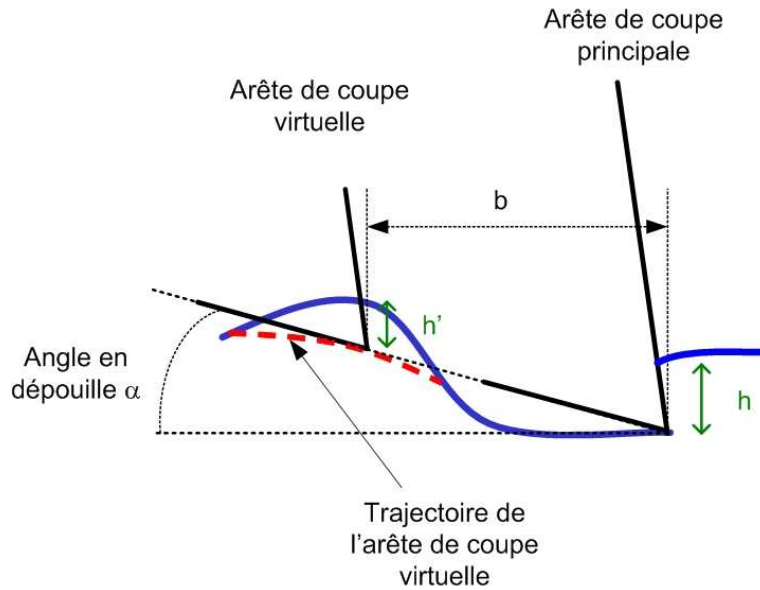


Figure II.8: Représentation de l'arête de coupe virtuelle.

Ces deux arêtes de coupe peuvent travailler de manière indépendante : il peut très bien y avoir talonnage alors que l'arête principale est hors de la matière. Dans ce cas, le paramètre h sera nul et le paramètre h' prendra la valeur calculée par le modèle. Il en résulte alors un enlèvement de matière uniquement dû au phénomène de talonnage.

Un modèle d'effort de coupe peut être associé à cet enlèvement de matière supplémentaire. L'effort de coupe produit est proportionnel à l'épaisseur instantanée du copeau h' formée par l'arête fictive, un coefficient spécifique K_{tal} et la largeur de coupe ΔR (Équation II.15)

$$F_{tal} = K_{tal} \cdot (h' \cdot \Delta R)$$

Équation II.15

II.2.6. Etablissement d'un modèle d'enlèvement de matière

Le modèle de coupe adapté au perçage vibratoire établi ci dessus est exprimé en fonction de l'épaisseur instantanée du copeau h . Le modèle d'effort de talonnage mis en place fait quant à lui intervenir une épaisseur de copeau fictive h' . Ces grandeurs ne sont pas directement identifiables à partir des conditions de coupe utilisées (vitesse de rotation et vitesse d'avance).

a) Construction de la surface

Pour pouvoir calculer la quantité de matière enlevée, il est nécessaire de pouvoir modéliser la surface usinée. Comme cela a été présenté précédemment, le perçage est décomposé en un nombre N d'incrémentes (résultant d'un nombre P de tours d'outils effectués et d'un nombre M de points par tour d'outil). Il est possible d'associer à chaque point de la surface une position angulaire λ comprise entre 0 et $2.P.\pi$. La surface de perçage va donc être modélisée par un tableau constitué de deux colonnes :

- La 1^{ère} colonne, λ_i , correspondant à la position angulaire de chaque point de la surface
- La 2^{ème} correspondant à la position axiale, X_i , de l'arête de coupe de l'outil à la position angulaire étudiée.

Il est donc possible de déterminer, à tout instant, la position prise par l'arête de coupe pour une position angulaire de l'outil. Cette matrice sera utilisée pour calculer l'épaisseur instantanée du copeau.

La composition du vecteur surface est donc la suivante :

$$Surface = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \lambda_1 & X_1 \\ \lambda_2 & X_2 \\ \lambda_3 & X_3 \\ \dots & \dots \\ \lambda_p & X_p \end{bmatrix}$$

b) Détermination de l'épaisseur instantanée de copeau h

L'épaisseur instantanée représente l'épaisseur de matière enlevée par une arête de coupe à chaque instant. En perçage traditionnel, cette épaisseur est constante et correspond à l'avance par dent donnée à l'outil. En perçage vibratoire, un mouvement oscillatoire est superposé au mouvement linéaire de l'avance. Les oscillations vont imprimer une forme ondulée sur la surface générée. L'épaisseur coupée sera affectée par cette forme de la surface générant un copeau d'épaisseur variable. Un modèle doit être mis en place pour permettre, à partir de la vibration de l'outil et de la forme de la surface à usiner à l'instant t , de calculer facilement l'épaisseur instantanée de copeau.

Suivant ces deux paramètres, deux situations sont envisageables :

- l'outil se situe en dehors de la matière et n'enlève pas de copeaux (Figure II.9b).
- l'outil se situe dans la matière et participe à l'enlèvement de copeaux (Figure II.9a).

Il est possible de modéliser ces deux situations afin d'évaluer l'épaisseur instantanée de copeau h . Pour cela, à un instant t choisi correspondant à une position angulaire λ_i de l'arête de coupe, deux paramètres sont nécessaires :

- La position axiale, X_0 , de la surface précédemment usinée par l'outil. Pour avoir ce point, il faut aller chercher dans le tableau de la surface la position axiale de l'arête de coupe pour la position angulaire $\lambda_i - 2.\pi$.
- La position axiale, X_1 , de l'arête tranchante de l'outil résultant de son mouvement d'avance et de son mouvement de vibration.

La distance D entre ces deux points s'exprime (Équation II.6) :

$$D = X_1 - X_0$$

Équation II.16

Le calcul de l'épaisseur instantanée de copeau va dépendre de la valeur de cette distance D . Suivant les deux situations, D prend une valeur différente :

- **Situation 1 : l'outil est dans la matière** (Figure II.9a). Cela signifie que $X_I > X_0$ et donc que la distance D est positive. Il y aura dans ce cas l'enlèvement d'un copeau dont l'épaisseur est égale à la valeur D . Par conséquent, l'épaisseur instantanée de copeau vaut :

$$h = D = X_I - X_0$$

Équation II.17

La matrice de surface est mise à jour en associant, à la position angulaire de l'arête λ , la position axiale de l'arête de coupe X_I . La ligne du tableau de la surface correspondant à la position angulaire λ sera donc : $Surface = [\lambda_i, X_I]$.

- **Situation 2 : l'outil est hors de la matière** (Figure II.9b). Cela signifie que $X_I < X_0$ et donc que la distance L est négative. Il n'y aura pas d'enlèvement de copeaux. L'épaisseur instantanée de copeau est donc nulle :

$$h = 0$$

Équation II.18

La surface générée n'est pas mise à jour. C'est la surface générée au tour précédent qui sera prise en compte dans le tableau de la surface. La ligne de la matrice surface correspondant à la position angulaire λ sera donc : $Surface = [\lambda_i, X_0]$

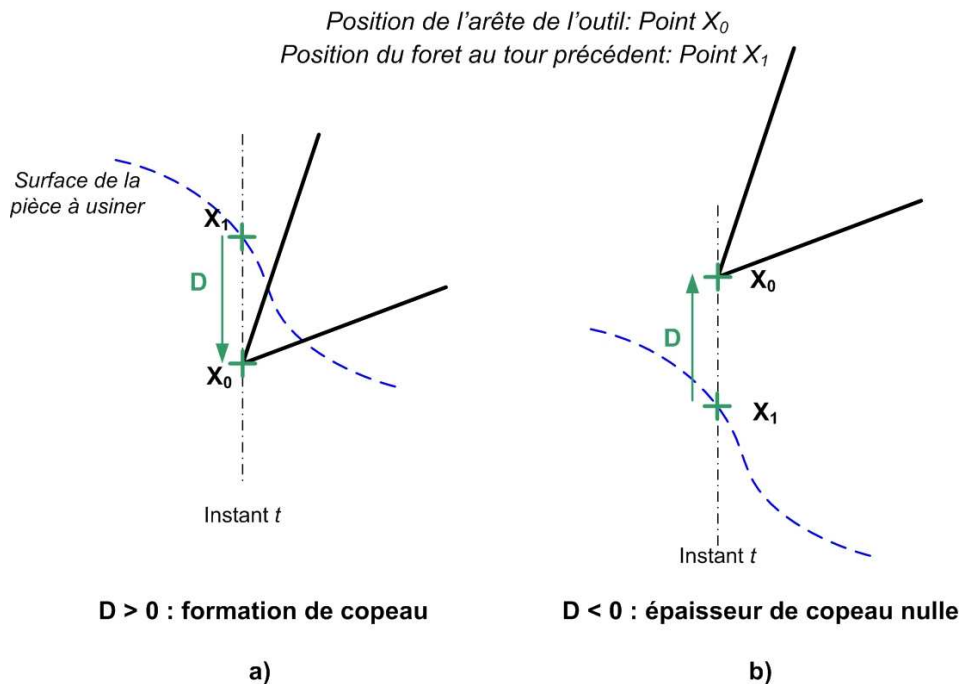


Figure II.9: Modélisation de l'enlèvement de matière pour l'arête de coupe.

A tout instant, il est donc possible de déterminer l'épaisseur instantanée de copeau en fonction de la position de l'outil X_1 et de la surface usinée X_0 en appliquant l'équation suivante (Équation II.9) :

$$h = \max(0, X_1 - X_0)$$

Équation II.19

c) Détermination de l'épaisseur instantanée de copeau fictif due au talonnage h'

Un modèle d'enlèvement de matière identique au modèle utilisé pour l'arête de coupe principale peut être appliqué à l'arête fictive de manière à identifier la valeur de l'épaisseur instantanée du copeau. On évalue la distance D' entre la surface usinée, X_1' , et l'arête de coupe virtuelle, X_0' (Figure II.10). En fonction de la position de ces deux points caractéristiques, il est possible d'évaluer l'épaisseur instantanée du copeau fictif h' (Équation II.20).

$$h' = \max(0, X_1' - X_0')$$

Équation II.20

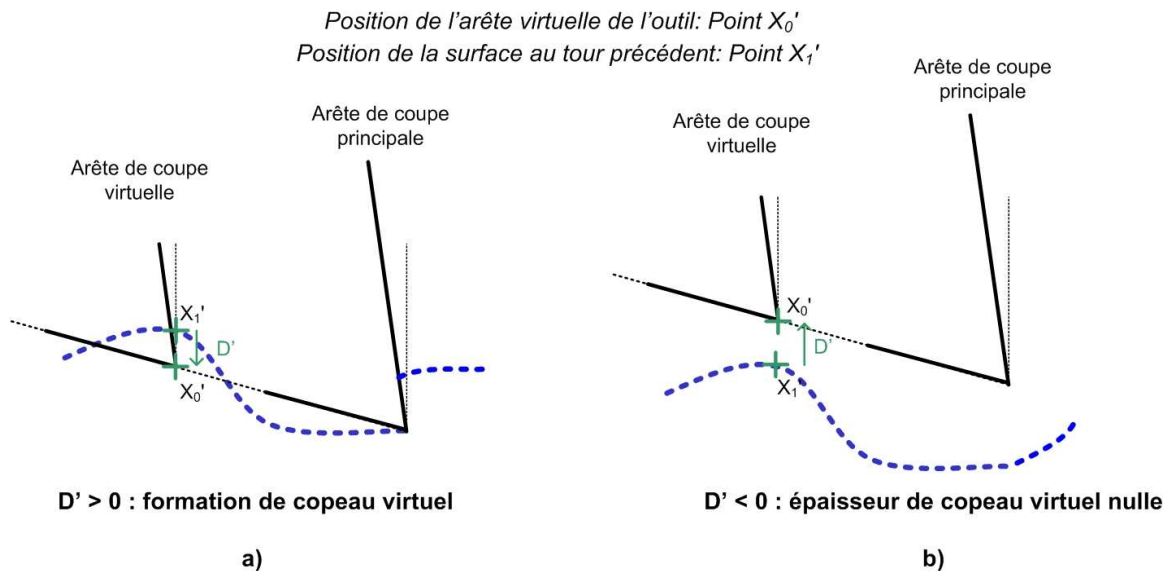


Figure II.10: Modélisation de l'enlèvement de matière pour l'arête fictive de talonnage.

La mise à jour de la matrice de surface se fait de la même façon que pour l'enlèvement de matière dû à la coupe. Le point mis à jour se trouve à la position angulaire $\lambda_i - \tau$ avec τ le décalage angulaire, par rapport à l'arête de coupe principale, de l'arête fictive de talonnage.

II.3. Méthodologie d'identification des coefficients des différents modèles de coupe

Le modèle de coupe établi précédemment fait intervenir de nombreux paramètres répartis sur trois zones de coupe distinctes. Pour pouvoir faire fonctionner le simulateur, il faut être capable de calculer tous ces coefficients pour le couple outil/matière étudié. Pour cela, la méthodologie CAM est appliquée. Cette méthodologie va permettre d'identifier clairement l'influence des trois parties de l'outil sur l'effort de

coupe total. En effet, au début de la pénétration du cône de l'outil, seule la *zone 3* est en contact avec la matière et participe à la formation du trou. L'effort enregistré à cet instant correspond à l'effort produit par la *zone 3*. La *zone 2* entre ensuite progressivement en contact avec la matière et commence à enlever de la matière. L'effort enregistré correspond à la somme de l'effort produit par la *zone 3* et la *zone 2*. Connaissant l'effort produit par la *zone 3*, il est possible d'identifier l'effort produit par la *zone 2*. Enfin, la *zone 1* participe à l'usinage. Par un calcul similaire, il sera possible d'identifier l'effort spécifique créé par la *zone 1*.

A partir de ces résultats, il sera possible de calculer les coefficients inconnus dans le modèle de coupe établi précédemment. Les coefficients à identifier sont au nombre de huit et repartis de la manière suivante :

- **Dans la zone 3** : la valeur du rayon d'extrusion R_3 et des coefficients K_3 et q_3 (Équation II.13 et Équation II.14)
- **Dans la zone 2** : les coefficients K_2 et q_2 (Équation II.12)
- **Dans la zone 1** : les coefficients K , q_1 et b (Équation II.8 et Équation II.9)

II.3.1. Application de la méthode CAM pour identifier les coefficients du modèle d'effort de coupe pour le couple foret Mitsubishi/Acier 35MnV7

a) Protocole expérimental

La méthode d'identification des coefficients du modèle de coupe est appliquée au foret Mitsubishi dans les conditions d'un perçage dans l'acier à vilebrequin 35MnV7. Les trois zones modélisées sont facilement identifiables sur une photo de la pointe de l'outil (Figure II.11). Deux paramètres sont mesurables sur cette photographie : le rayon R marquant la fin de la *zone 1* et le rayon R_2 marquant la fin de la *zone 2* (il correspond à la limite de l'âme de l'outil). Le rayon marquant la fin de la *zone 3* n'est pas identifiable sur cette photo car il est fonction de l'épaisseur instantanée du copeau h . Les résultats sont les suivants :

- Rayon $R = 2,5$ mm
- Rayon $R_2 = 0,78$ mm

En perçage vibratoire, les mesures de déplacement fournies par le capteur de déplacement inductif ont montré que l'épaisseur instantanée du copeau pouvait prendre des valeurs entre 0 et 0,2 mm dans certaines configurations de la tête. Nous souhaitons obtenir l'évolution des efforts dans chaque zone de l'outil pour une épaisseur instantanée du copeau h comprise entre 0 et 0,2 mm. Le foret utilisé est un foret hélicoïdal à deux lèbres. En perçage traditionnel, pour obtenir des épaisseurs du copeau de 0,2 mm avec cet outil hélicoïdal à deux lèbres, il faut avoir une avance par tour de 0,4 mm/tr.

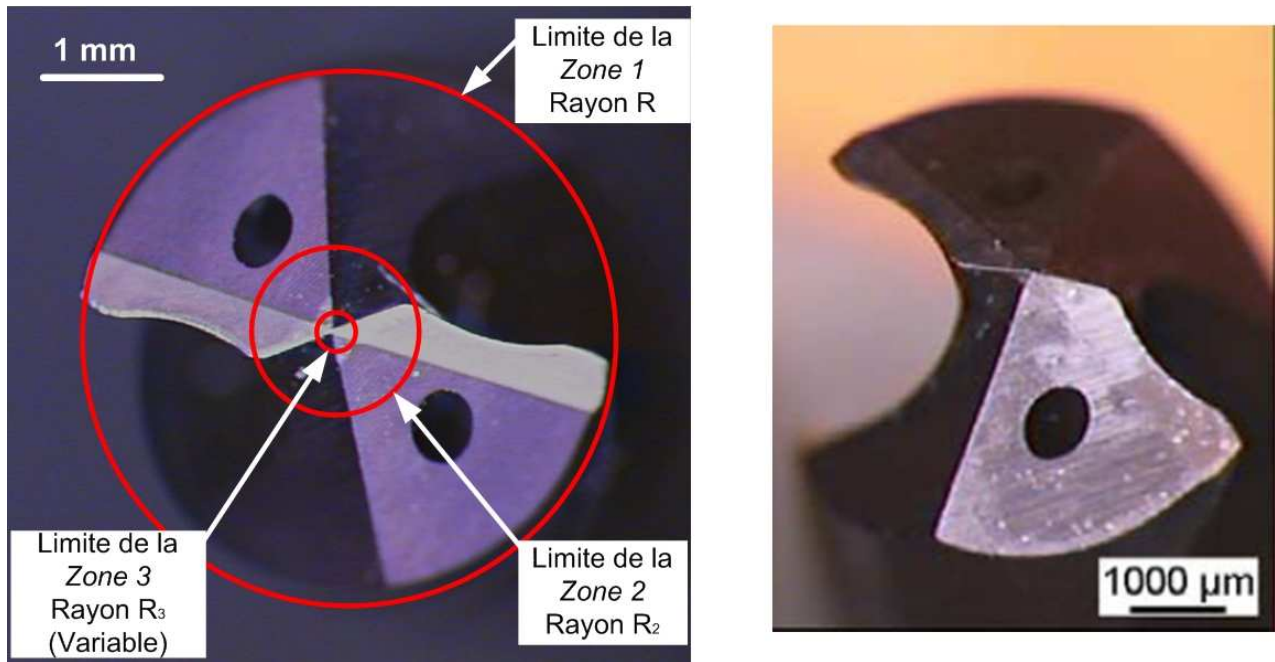


Figure II.11: Localisation des trois zones de coupe sur le foret Mitsubishi.

Les essais de CAM ont donc été réalisés pour des avances allant de 0 à 0,4 mm/tr. La vitesse de coupe est fixée à 94 m/min (7 000 tr/min) pour le foret de 5 mm de diamètre utilisé. Il s'agit d'une vitesse de coupe couramment utilisée en perçage vibratoire avec des outils carbures. L'analyse des efforts de coupe étant réalisée d'un point de vue macroscopique, il n'est pas nécessaire de faire varier cette vitesse puisque le modèle de coupe de la *zone 1* intègre déjà cette variation. La Figure II.12 présente les résultats de l'enregistrement de la pénétration du cône de l'outil pour des avances de 0,15 mm/tr, 0,2 mm/tr, 0,25 mm/tr, 0,3 mm/tr, 0,35 mm/tr et 0,4 mm/tr. Ces essais permettent d'identifier l'évolution de l'effort de coupe le long de l'arête pour des épaisseurs du copeau de 0,075 mm, 0,1 mm, 0,125 mm, 0,15 mm, 0,175 mm et 0,2 mm.

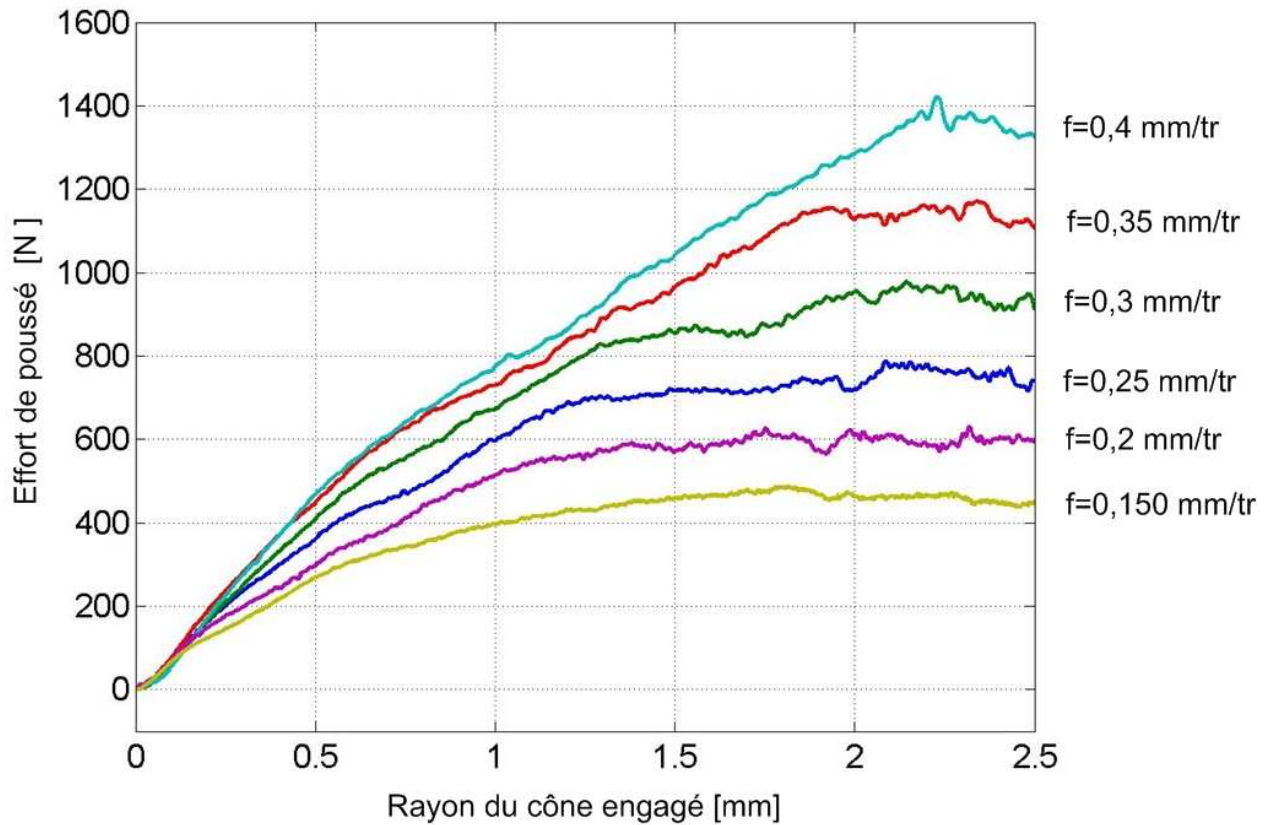


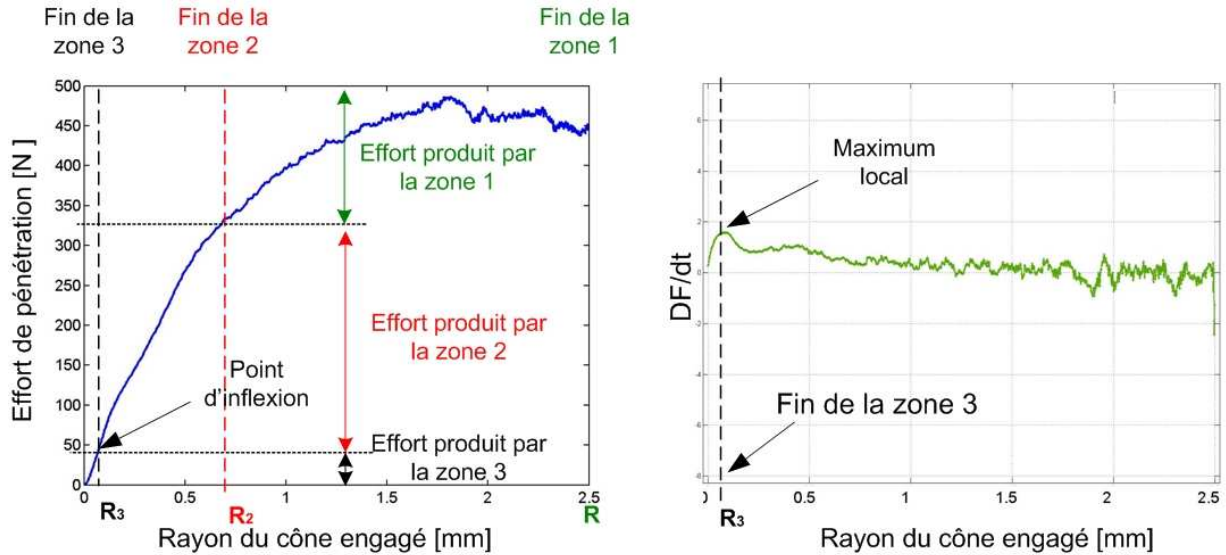
Figure II.12: Effort de pénétration de l'outil pour différentes avances.

b) Calcul des coefficients des modèles de coupe

Les coefficients de la zone d'extrusion

Cette partie de l'outil est celle qui entre en premier en contact avec la matière. Pour visualiser l'effort généré par cette zone, il faut s'intéresser au début de l'enregistrement de l'effort de pénétration. Avant de pouvoir identifier l'effort créé par cette zone, il est nécessaire d'identifier la fin de la zone. Le modèle d'effort de coupe mis en place fait intervenir une largeur d'extrusion fonction de l'épaisseur du copeau.

Le phénomène physique d'usinage qui se produit au niveau de la *zone 3* (extrusion) n'est pas le même que le phénomène se produisant dans la *zone 2* (enlèvement de matière). Ce changement de phénomène physique est visible sur l'enregistrement de l'effort de pénétration. En observant bien le début de la pénétration, on peut remarquer un point d'inflexion au niveau de la courbe d'effort. Dans le cas de la Figure II.13a, le point d'inflexion apparaît pour un rayon pénétré de 0,08 mm environ. La dérivation par rapport au temps du signal d'effort a été effectuée pour mieux identifier ce point d'inflexion. Celui-ci va se manifester par un changement de courbure important sur la courbe de dérivation (Figure II.13b). Le maximum local de la dérivation se situe alors au niveau du point d'inflexion. Pour une épaisseur du copeau de 0,075 mm, le point d'inflexion se situe exactement pour un rayon pénétré de 0,077 mm. La limite de la *zone 3* se situe dans ce cas à $R_3 = 0,077$ mm. A partir de ce résultat, il est possible de lire l'effort généré par l'extrusion en *zone 3*. Pour une épaisseur du copeau de 0,075 mm, l'effort F_3 vaut 36 N.



a) Effort de poussée enregistré pendant la pénétration de l'outil

b) Dérivé de l'effort de pénétration

Figure II.13: Détermination du rayon de la zone d'extrusion.

Cette analyse peut être effectuée sur chaque courbe de la Figure II.12 permettant ainsi d'identifier, pour chaque épaisseur du copeau testée, la fin de la zone 3 et l'effort produit par le phénomène d'extrusion. Les résultats sont réunis dans le Tableau II.1 :

Épaisseur instantanée de copeau	Limite de la zone 3: R_3	Effort de coupe produit par la zone 3: F_3
0,075 mm	0,077 mm	36 N
0,1 mm	0,087 mm	55 N
0,125 mm	0,1 mm	72 N
0,15 mm	0,115 mm	93 N
0,175 mm	0,125 mm	113 N
0,2 mm	0,145 mm	125 N

Tableau II.1: Evolution du rayon R_3 et de l'effort d'extrusion en fonction de l'épaisseur instantanée du copeau.

L'évolution du rayon d'extrusion est présentée Figure II.14 en fonction de l'épaisseur instantanée du copeau. Le modèle d'effort de coupe établi par Yang préconise une évolution linéaire du rayon d'extrusion (Équation II.13 et Équation II.14). Cette évolution linéaire est bien visible et nous permet de calculer les paramètres manquants du modèle (en utilisant une valeur de l'angle de pointe du foret : $\delta = 138^\circ$):

- $K_r = 4,15 \cdot 10^{-1} \text{ mm}^{-1}$
- $r_0 = 0,034 \text{ mm}$

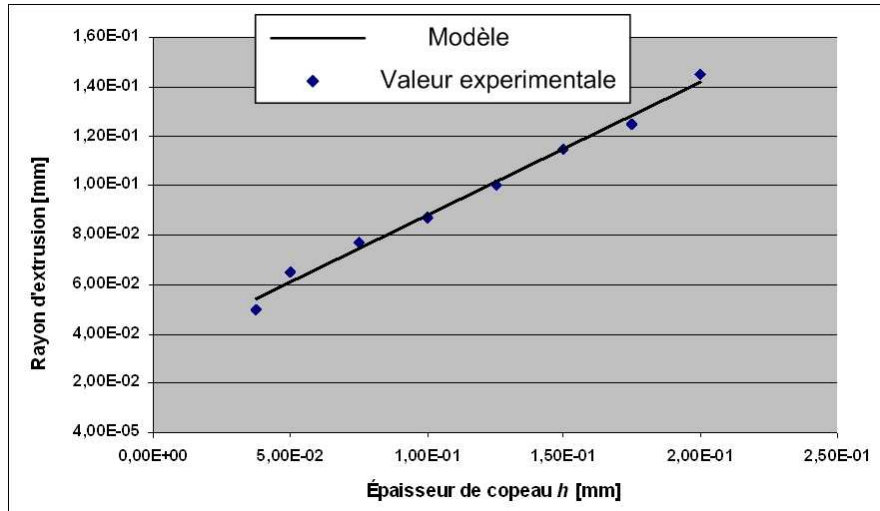


Figure II.14: Evolution du rayon d'extrusion en fonction de l'épaisseur instantanée de copeau.

La Figure II.15 présente quant à elle l'évolution de l'effort de coupe créé par le phénomène d'extrusion de la zone 3 en fonction de la section de matière déplacée. Une interpolation par une fonction puissance des points obtenus permet d'identifier les deux paramètres inconnus du modèle :

- $K_3 = 2,40 \cdot 10^3 \text{ N} \cdot \text{mm}^2$
- $q_3 = 0,83$

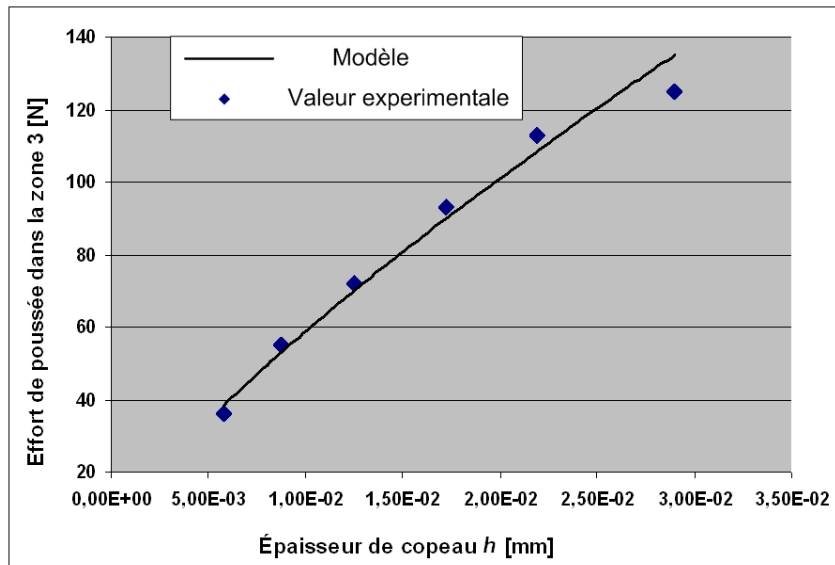


Figure II.15: Evolution de l'effort d'extrusion dans la zone 3.

Les coefficients de la zone de coupe secondaire.

La zone 2 correspond à la zone de l'outil réalisant en premier un enlèvement de matière. Selon le type d'affûtage, l'angle de coupe peut prendre des valeurs très faibles voire négatives. La limite de cette zone peut être mesurée directement sur l'outil. Dans l'exemple traité, nous avons mesuré un rayon R_2 de 0,78 mm. Connaissant l'effort produit par la zone d'extrusion (zone 3), il est possible d'identifier, sur les

enregistrements des efforts de la Figure II.12 l'effort créé par la zone de coupe secondaire. Les résultats sont présentés pour chaque épaisseur du copeau instantanée dans le Tableau II.2.

Épaisseur de copeau instantanée	Force de coupe créée par la zone 2: F_2
0,075 mm	309 N
0,1 mm	360 N
0,125 mm	418 N
0,15 mm	447 N
0,175 mm	502 N
0,2 mm	535 N

Tableau II.2: Evolution de l'effort de coupe produit par la zone 2.

La Figure II.16 présente l'évolution de l'effort de coupe créé par la zone 2 en fonction de l'épaisseur du copeau. Une interpolation par une fonction puissance de la courbe obtenue permet d'identifier le paramètre inconnu des modèles (Équation II.12) décrits dans la partie précédente :

- $q_2 = 0,64$

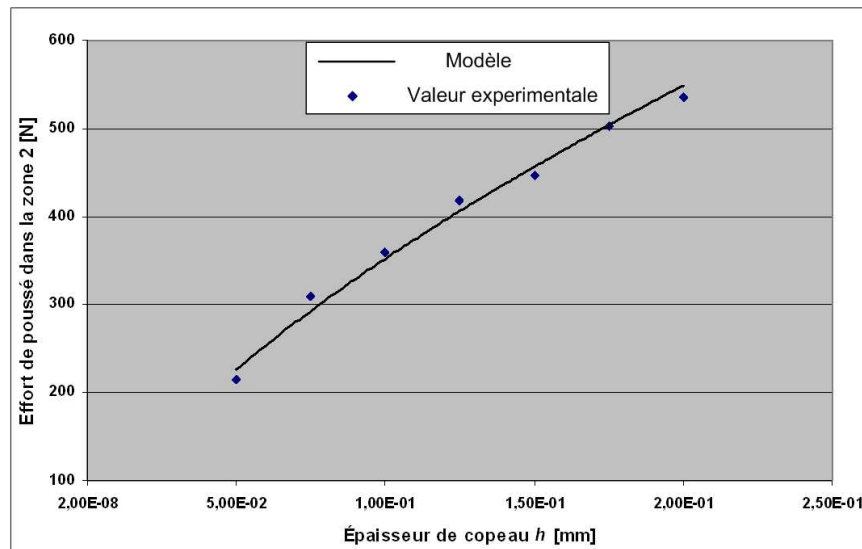


Figure II.16: Evolution de l'effort de poussée dans la zone 2.

L'influence de la vitesse de coupe dans cette zone peut être considérée comme négligeable. En effet, dans ce cas d'étude, la vitesse de coupe à la périphérie de l'outil est de 94 m/min. La taille et la position de la zone 2 fait que la vitesse évolue dans cette zone de 5 m/min à 29 m/min, ce qui est relativement faible. La Figure II.17 représente l'évolution du coefficient K_2 en fonction de la vitesse de coupe. On peut remarquer que les variations de ce coefficient sont très faibles. Il est donc acceptable de considérer que l'effort de poussée produit par la zone 2 n'est pas fonction de la vitesse de coupe.

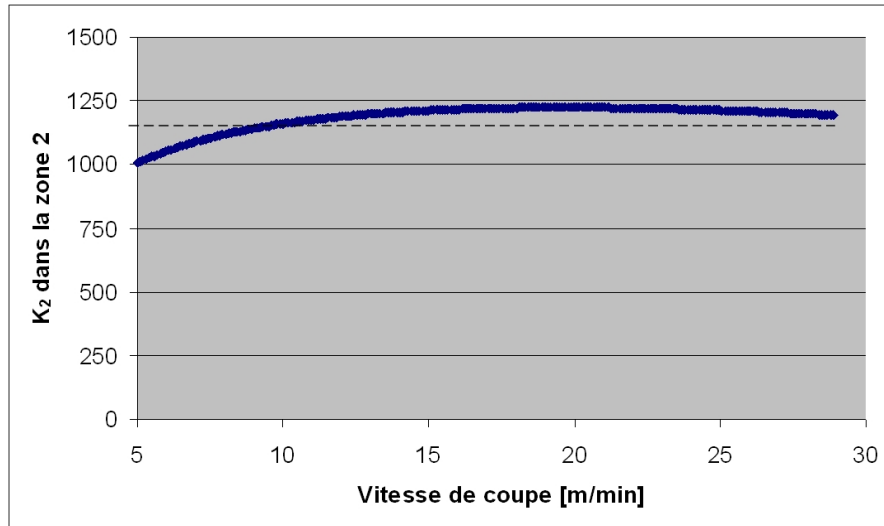


Figure II.17: Evolution en fonction de la vitesse de coupe du coefficient spécifique de coupe K_2 dans la zone 2.

A partir de ce constat, il est possible d'identifier une valeur moyenne du coefficient spécifique de coupe K_2 : (Équation II.12)

○ $K_2 = 1,13 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$

Coefficient dans la zone de coupe principale

Cette zone réalise la quasi-totalité de l'enlèvement de matière de l'opération de perçage. Dans cette zone, l'effort dépend de l'épaisseur instantanée du copeau h ainsi que de la vitesse de coupe V_c . L'identification des coefficients du modèle de coupe est réalisée en deux étapes. Une première étape permettra d'identifier l'influence de l'épaisseur du copeau, une deuxième étape permettra, pour une épaisseur du copeau donnée, d'identifier l'influence de la vitesse de coupe.

Etape 1 : influence de l'épaisseur du copeau

La force de poussée générée par la zone principale de coupe peut être estimée à partir de l'effort de poussée total produit par l'outil auquel l'effort créé par les zones 2 et 3 est soustrait. Le Tableau II.3 présente le calcul de l'effort de poussée généré par la zone 1 pour chaque épaisseur du copeau.

Épaisseur du copeau instantanée	Force de poussée totale (N)	Force de poussée créée par les zones 2 et 3 (N)	Force de poussée créée par la zone 1 (N)
0,075 mm	475	345	130
0,1 mm	575	415	160
0,125 mm	740	490	250
0,15 mm	920	540	380
0,175 mm	1125	615	510
0,2 mm	1325	660	665

Tableau II.3: Evolution de l'effort de poussée produit par la zone 1.

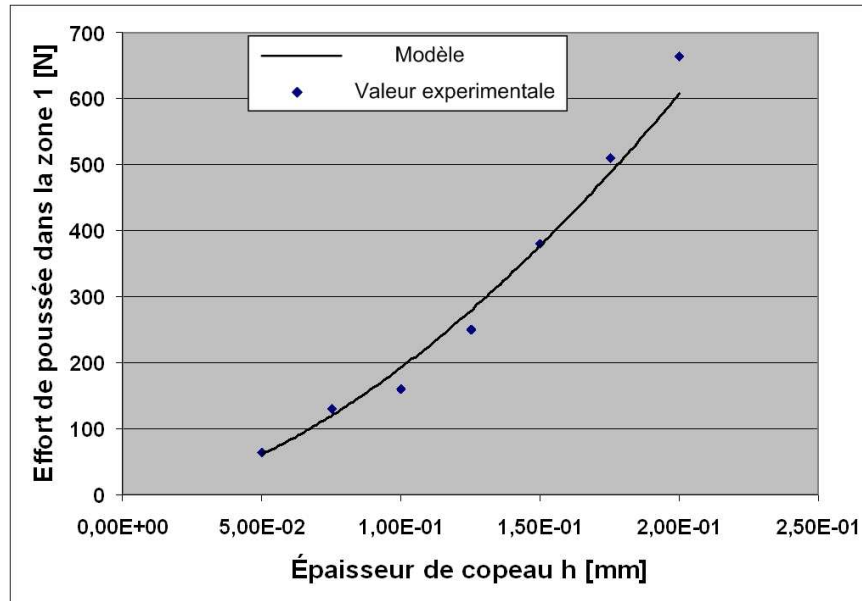


Figure II.18: Evolution de l'effort de poussée dans la zone 1.

Une interpolation permet de calculer facilement le coefficient q_1 : (Équation II.8)

○ $q_1 = 1,79$

Etape 2 : influence de la vitesse de coupe.

L'influence de la vitesse de coupe est prise en compte dans le coefficient spécifique de coupe K_1 . Pour une vitesse de rotation de l'outil donnée, par exemple 7 000 tr/min dans notre cas, la vitesse de coupe varie fortement le long de la zone 1. Au commencement de la zone (pour $R_2=0,78$ mm), la vitesse de coupe est de 29 m/min. A la fin de la zone, c'est-à-dire à la périphérie de l'outil, la vitesse est de 94 m/min. Le modèle mis en place pour qualifier l'influence de la vitesse de coupe fait intervenir l'angle de coupe γ (Équation II.9). Pour l'outil utilisé, la variation le long de l'arête de l'angle de coupe est très faible, on peut donc considérer que le paramètre $(1-\sin(\gamma^d))$ est constant. Le paramètre K_1 peut donc s'exprimer uniquement en fonction de la vitesse de coupe :

$$K_1 = K.V^b$$

Équation II.21

La Figure II.19 représente l'évolution du coefficient spécifique de coupe K_1 en fonction de V pour une épaisseur du copeau de 0,1 mm.

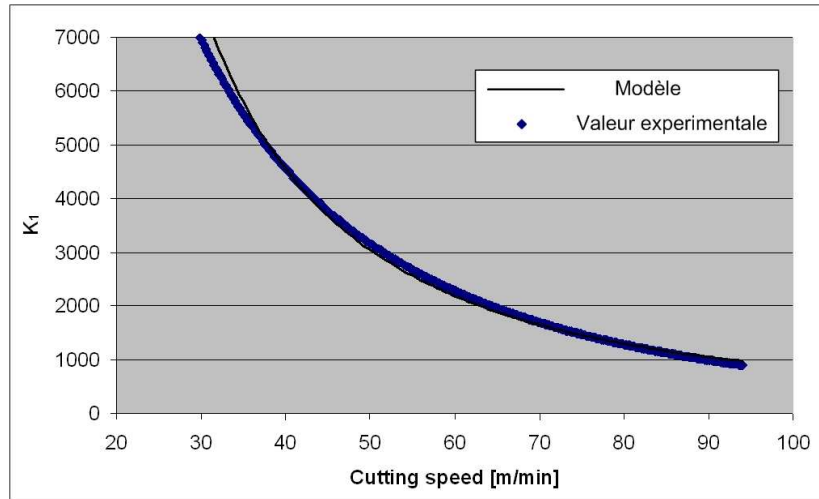


Figure II.19: Evolution en fonction de la vitesse de coupe du coefficient spécifique de coupe K_1 dans la zone 1 pour une épaisseur du copeau de 0,1 mm.

Cette représentation permet de calculer le coefficient $b_{0,1}$ pour l’essai avec une avance de 0,2 mm/tr

- $b_{0,1} = -1,66$ pour une épaisseur du copeau de 0,1mm.
- $K = 2,8.10^8$

Ce calcul est effectué pour chaque épaisseur du copeau testée. L’ensemble des coefficients b identifiés se situe entre -1,5 et -1,8. Cette variation est relativement faible. Cela permet de définir une valeur moyenne de b à -1,65 pour le modèle global de l’évolution de K_1 en fonction de V .

Evaluation de l’effort de coupe total

La méthode expérimentale présentée ci-dessus a permis d’identifier l’ensemble des coefficients du modèle de coupe pour un cas concret : le perçage d’un acier de type 35MnV7 avec un foret hélicoïdal en carbure monobloc revêtu TiAlN, avec une géométrie d’affûtage de type « Pointe en croix ». Le Tableau II.4 récapitule l’ensemble des coefficients de ce modèle.

Zone 3	K_r	$4,15.10^{-1}$
	K_3	$2,40.10^3 \text{ N/mm}^2$
	q_3	0,83
	r_0	$3,4.10^{-2} \text{ mm}$
Zone 2	R_2	$7,8.10^{-1} \text{ mm}$
	K_2	$1,13.10^3 \text{ N/mm}^2$
	q_2	0,64
Zone 1	q_1	1,79
	b	-1,66
	K	$2,81.10^8$

Tableau II.4: Récapitulatif des coefficients du modèle d’effort de coupe.

A partir de ces coefficients, les efforts locaux F_1 , F_2 et F_3 peuvent être estimés et le calcul de l'effort de poussée total F peut être effectué. La Figure II.20 présente l'évolution de chaque composante F_1 , F_2 et F_3 en fonction de l'épaisseur du copeau. La mesure de l'effort expérimental et l'effort simulé sont présentés simultanément. On peut remarquer une très bonne précision du modèle pour chacune des trois zones. Il y a moins de 7% d'erreur entre l'effort mesuré et l'effort simulé quelle que soit l'épaisseur du copeau. On peut remarquer que l'âme de l'outil (*zones 2 et 3*) génère plus de 75 % de l'effort de poussée total ce qui confirme les résultats établis par C. Claudin [Claudin, 2006] dans son travail de thèse.

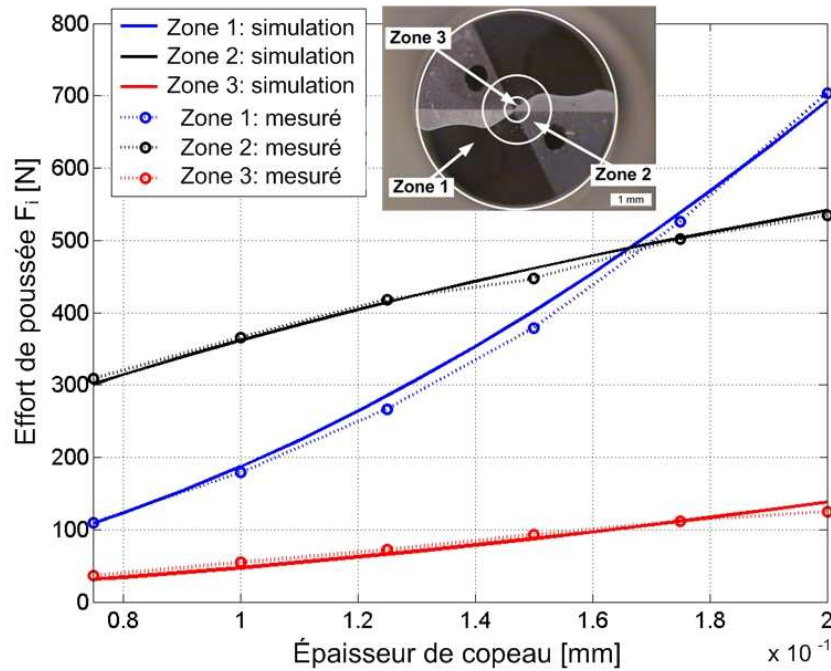


Figure II.20: Comparaison entre l'effort simulé et l'effort mesuré pour les différentes zones de l'outil.

Cette modélisation permet enfin de simuler l'évolution de l'effort de pénétration de l'outil en fonction du rayon engagé dans la matière (Figure II.21). On peut remarquer que l'erreur sur la globalité de l'effort de coupe est inférieure à 10%.

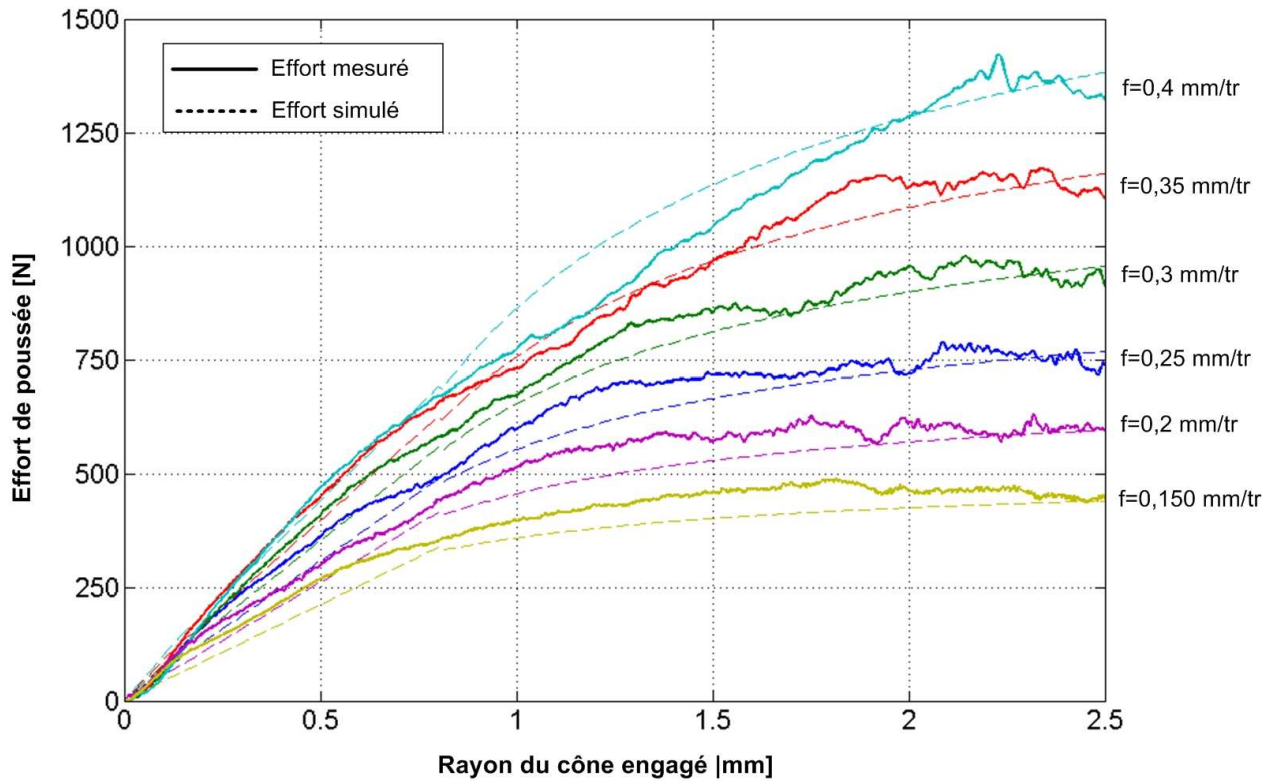


Figure II.21: Evolution de l'effort de pénétration en fonction du rayon engagé dans la matière.

II.3.2. Application de la méthode CAM au couple foret Tivoly 389 / Acier 35MnV7

Cette méthode Couple Arête/Matière a été appliquée au foret en acier rapide Tivoly N°389 possédant un affûtage de type « pointe en croix » avec un revêtement TiAlN. Les conditions expérimentales (vitesse de coupe 94 m/min, vitesses d'avances de 0 à 0,4 mm/tr, matière usinée) sont identiques à celles prises pour l'étude CAM du foret Mitsubishi afin de pouvoir comparer les résultats de chaque outil.

Le foret étudié est un foret de 5 mm de diamètre possédant un affûtage de type pointe en croix et un revêtement TiAlN. Une observation visuelle permet de délimiter la position des trois zones principales de l'outil (Figure II.22). On peut facilement identifier la zone de coupe principale (*zone 1*) et la zone de coupe secondaire (*zone 2*). Une mesure permet de déterminer pour cet outil la valeur de R_2 marquant la limite entre ces deux zones :

- $R_2 = 0,83$ mm

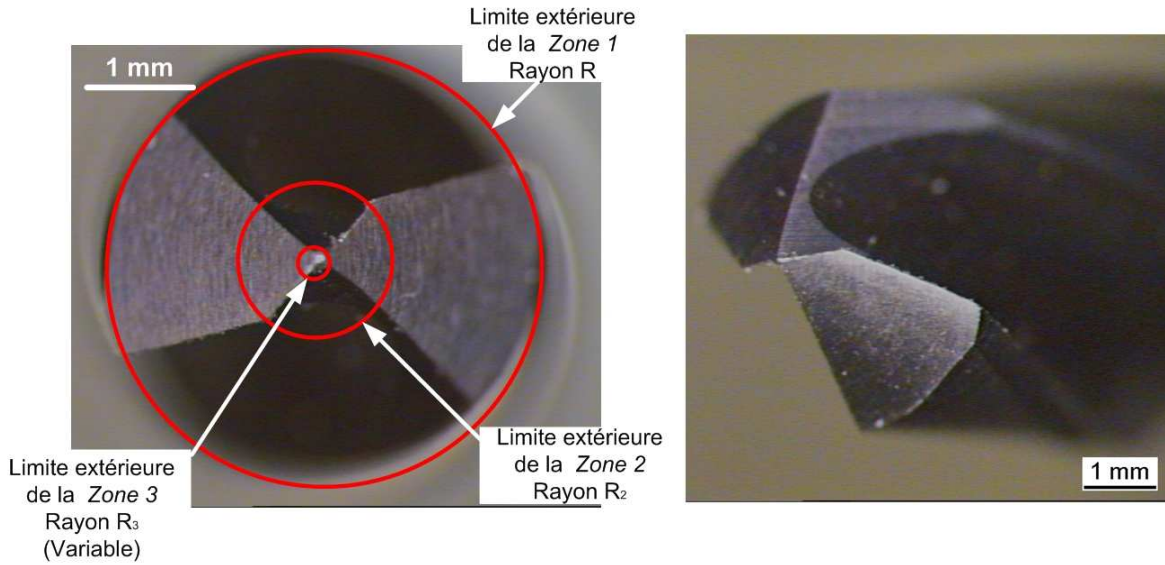


Figure II.22: Localisation des trois zones de coupe sur le foret Tivoly N°389.

A partir de l'enregistrement des efforts de pénétration pour différentes avances (Figure II.23), il est possible en appliquant la méthode CAM, d'identifier l'ensemble des coefficients du modèle d'effort. Les résultats sont présentés Tableau II.5.

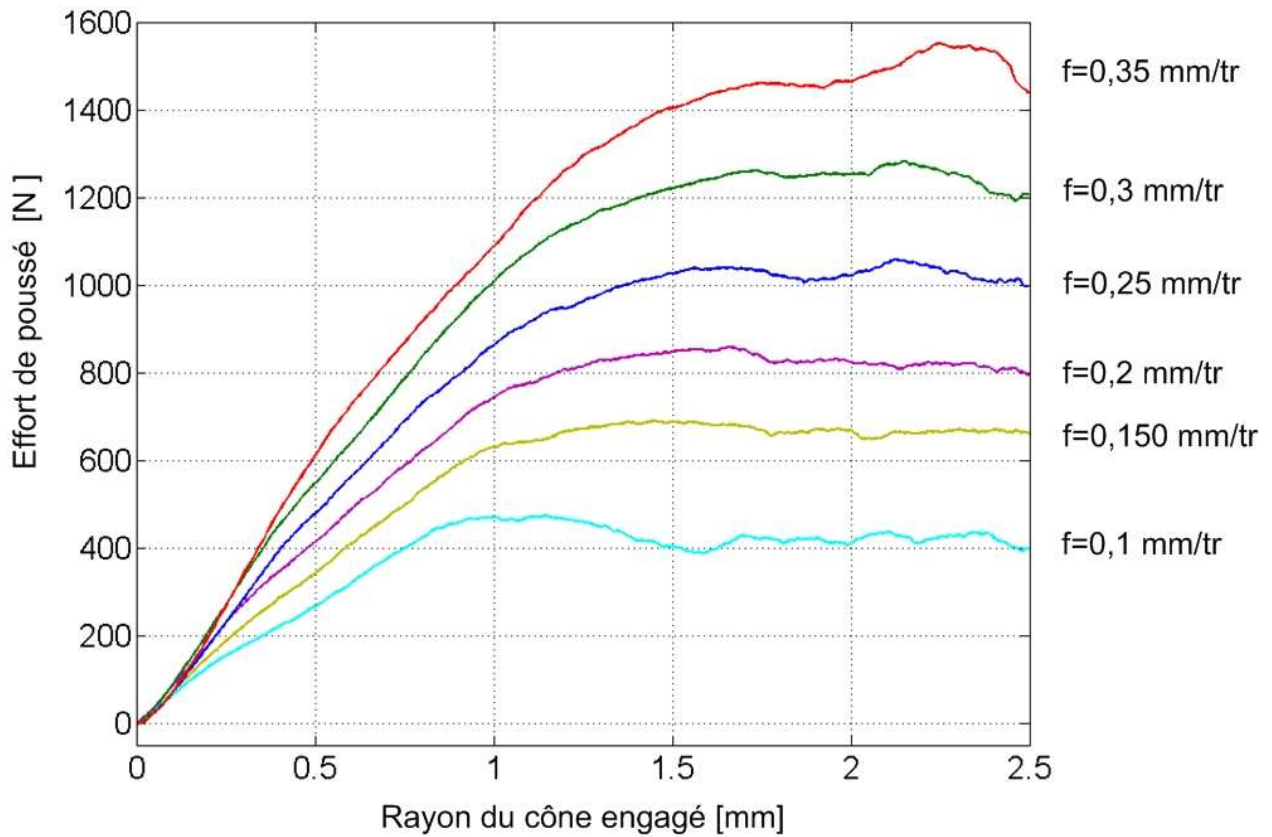


Figure II.23: Effort de pénétration de l'outil pour différentes avances pour le foret Tivoly N°389.

Zone 3	K_r	1,20
	K_3	$2,65 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$
	q_3	0,72
	r_0	$2,2 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$
Zone 2	R_2	$8,3 \cdot 10^{-1} \text{ mm}$
	K_2	$2,12 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$
	q_2	0,76
Zone 1	q_1	1,9
	b	-0,89
	K	$1,4 \cdot 10^7$

Tableau II.5: Coefficients du modèle de coupe pour le foret Tivoly N°389.

L'évaluation de l'effort de coupe dans chaque zone est possible à partir du modèle de coupe et des coefficients associés à l'outil (Figure II.24). L'erreur entre l'effort mesuré et l'effort simulé est très faible (moins de 5 %). Comme pour le foret en carbure monobloc, l'âme de l'outil (zone 2 et zone 3) produit près de 75 % de l'effort de poussée total.

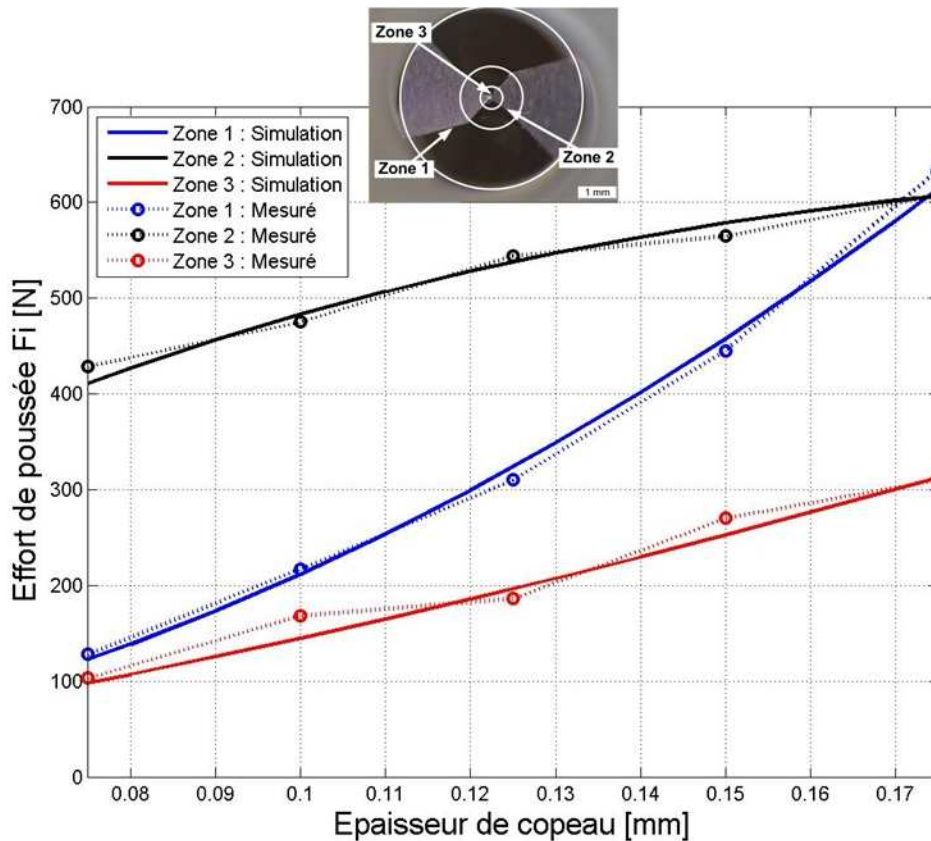


Figure II.24: Comparaison entre l'effort simulé et l'effort mesuré pour les différentes zones de l'outil pour le foret Tivoly N°389.

II.3.3. Application de la méthode au couple foret Tivoly 2 / Acier 35MnV7

Cette méthode Couple Arête/Matière a été appliquée au foret en acier rapide Tivoly N°2 possédant un affûtage de type « dépouille conique » et un revêtement TiN. L'affûtage de cet outil est bien moins performant que l'affûtage de type « pointe en croix ». En effet, les angles de coupe au niveau de l'âme de l'outil sont fortement négatifs. Une observation visuelle permet de délimiter la position exacte des trois zones principales de l'outil (Figure II.25). On peut facilement identifier la zone de coupe principale (*zone 1*) et la zone de coupe secondaire (*zone 2*). Une mesure via les photos de l'outil à la loupe binoculaire permet de déterminer pour cet outil la valeur de R_2 marquant la limite entre ces deux zones :

- $R_2 = 0,62 \text{ mm}$

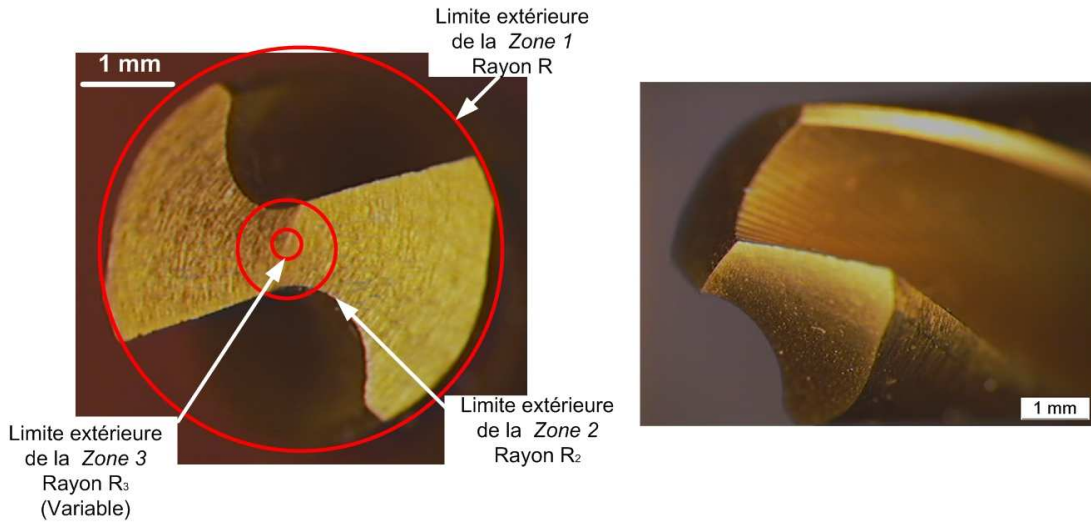


Figure II.25: Localisation des trois zones de coupe sur la foret Tivoly N°2.

Pour cet outil, il n'a pas été possible de prendre des vitesses d'avance supérieures à 0,2 mm/tr. Au dessus de cette valeur, les outils ne résistaient pas au perçage d'un trou. L'outil a donc été testé pour des avances allant de 0,05 mm/tr à 0,2 mm/tr. L'épaisseur de copeau obtenue évoluera donc entre 0,025 mm et 0,1 mm. A partir de l'enregistrement des efforts de pénétration pour différentes avances (Figure II.26), il est possible en appliquant la méthode CAM, d'identifier l'ensemble des coefficients du modèle d'effort. Les résultats sont présentés Tableau II.6.

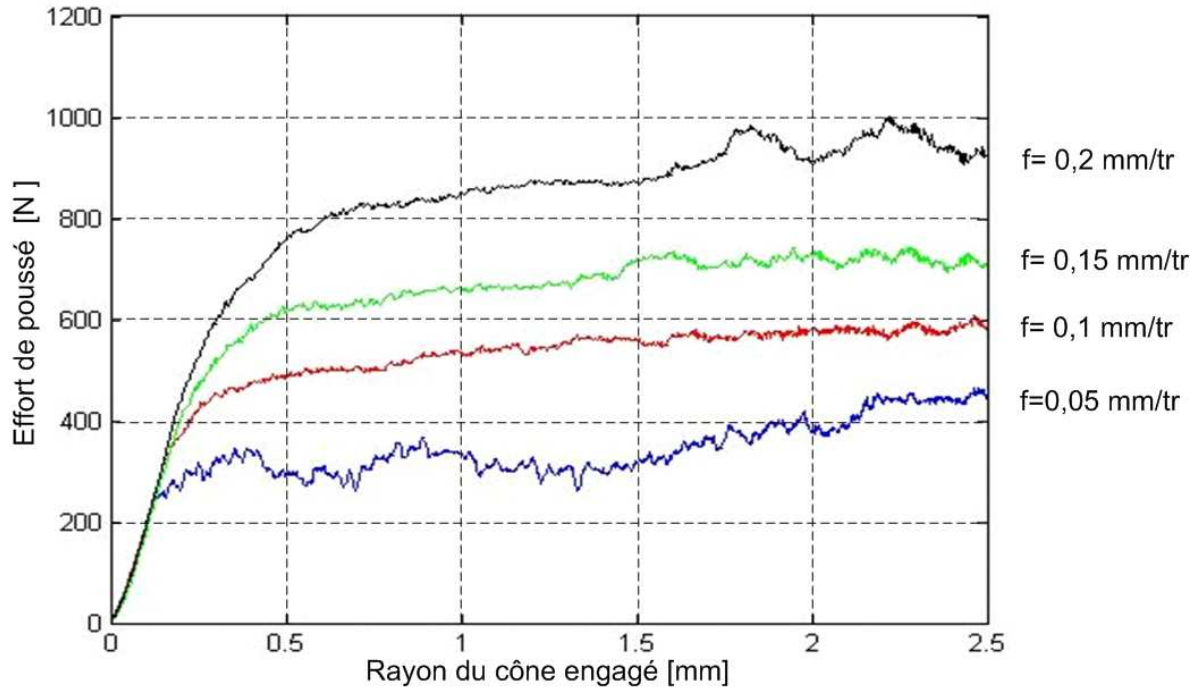


Figure II.26: Effort de pénétration de l'outil pour différentes avances pour le foret Tivoly N°2.

Zone 3	K_r	1,40
	K_3	$2,05 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$
	q_3	0,38
	r_0	$6,5 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$
Zone 2	R_2	$6,8 \cdot 10^{-1} \text{ mm}$
	K_2	$4,22 \cdot 10^3 \text{ N/mm}^2$
	q_2	1,10
Zone 1	q_1	0,38
	b	-0,88
	K	$1,4 \cdot 10^7$

Tableau II.6: Coefficients du modèle de coupe pour le foret Tivoly N°2.

Une reconstruction de l'effort de coupe dans chaque zone est possible à partir du modèle de coupe et des coefficients associés à l'outil (Figure II.27). L'erreur entre l'effort mesuré et l'effort simulé est très faible (moins de 7 %). L'effort créé par la zone 3 est très important. Il représente à lui seul plus de 75 % de l'effort de poussée. En ajoutant l'effort créé par la zone 2 on obtient plus de 90 % de l'effort de poussée total. Ce type d'affûtage entraîne une sollicitation très importante de l'âme de l'outil.

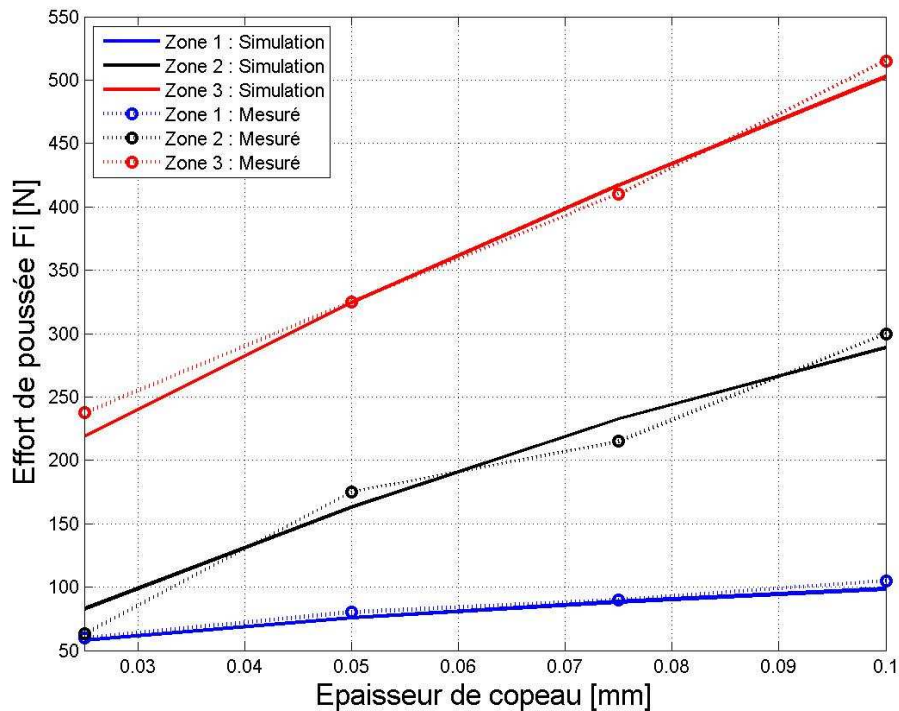


Figure II.27: Comparaison entre l'effort simulé et l'effort mesuré pour les différentes zones de l'outil pour le foret Tivoly N°2.

II.3.4. Méthode d'identification des coefficients du modèle de talonnage

Plusieurs coefficients sont à déterminer pour le modèle de talonnage : la position de l'arête fictive définie par le paramètre b et le coefficient spécifique de talonnage K_{tal} .

Il n'existe pour le moment aucune méthode expérimentale permettant d'identifier ces paramètres. En effet, il faudrait être capable de dissocier, lors de l'enregistrement d'un effort de coupe en perçage vibratoire, l'effort produit par l'enlèvement de matière et l'effort résultant du talonnage. La valeur de ces coefficients sera donc estimée uniquement à partir d'un essai expérimental de la manière suivante :

- Simulation d'un perçage vibratoire dans une configuration précise en ne prenant pas en compte le talonnage.
- Essai de perçage vibratoire dans les mêmes conditions.
- Comparaison entre le résultat de simulation et le résultat expérimental au niveau de l'effort de coupe moyen et maximal. La différence entre les deux est supposé être due au talonnage, présent dans l'essai et absent dans la simulation.
- Calcul des coefficients pour combler la différence relevée.

Cette méthode de recalage se basant sur un unique essai, elle ne sera donc pas valable pour toutes les simulations. Faute de méthodes fiables disponibles pour le moment, nous utiliserons quand même ces

coefficients pour toutes les simulations en étant conscient des erreurs que cela peut introduire dans les résultats de simulation.

Des campagnes expérimentales spécifiques permettant de mettre en évidence ce phénomène de talonnage et de le quantifier sont en cours mais n'ont pas encore données de résultats.

II.3.5. Bilan

L'application de la méthode CAM aux différents outils utilisés dans cette thèse (foret Mitsubishi, Tivoly N°389 et Tivoly N°2) a permis d'identifier précisément un modèle d'effort de coupe pour un perçage dans un acier 35MnV7. En incluant ces modèles dans le simulateur, il sera donc possible de simuler un perçage vibratoire avec ces trois types d'outils dans l'acier 35MnV7 étudié. Un seul problème important subsiste : la valeur des coefficient de talonnage. Il ne nous est pas possible pour le moment de les identifier pour chaque outil. Une valeur estimée sera introduite dans le simulateur.

II.4. Exploitation des résultats de simulation

a) Présentation des résultats

L'ensemble des modèles mis en place est inclus dans le simulateur. Pour chaque configuration de perçage (vitesse de coupe, avance, masse et raideur), une simulation peut être menée. L'opération de perçage est divisée en un certain nombre d'incrément (plusieurs centaines d'incrément par tour d'outil). A chaque incrément, une résolution de l'équation différentielle est effectuée afin d'identifier clairement la position de l'outil, l'épaisseur de copeau associé, les efforts de coupe générés dans chaque partie de l'outil, l'influence du talonnage. Ces informations sont enregistrées dans une base de données. A la fin de la simulation, l'analyse des résultats se fait à partir d'un graphique (Figure II.28) composé des informations suivantes :

- évolution de la vibration de la tête,
- évolution de l'épaisseur du copeau,
- évolution de l'effort de poussée total,
- évolution de l'effort de coupe dans la *zone 1* de l'outil,
- évolution de l'effort de coupe dans la *zone 2* de l'outil,
- évolution de l'effort de coupe dans la *zone 3* de l'outil,
- évolution de l'effort de talonnage dans la *zone 1* de l'outil,
- évolution de l'effort de talonnage dans la *zone 2* de l'outil,
- fréquence de vibration du perçage vibratoire.

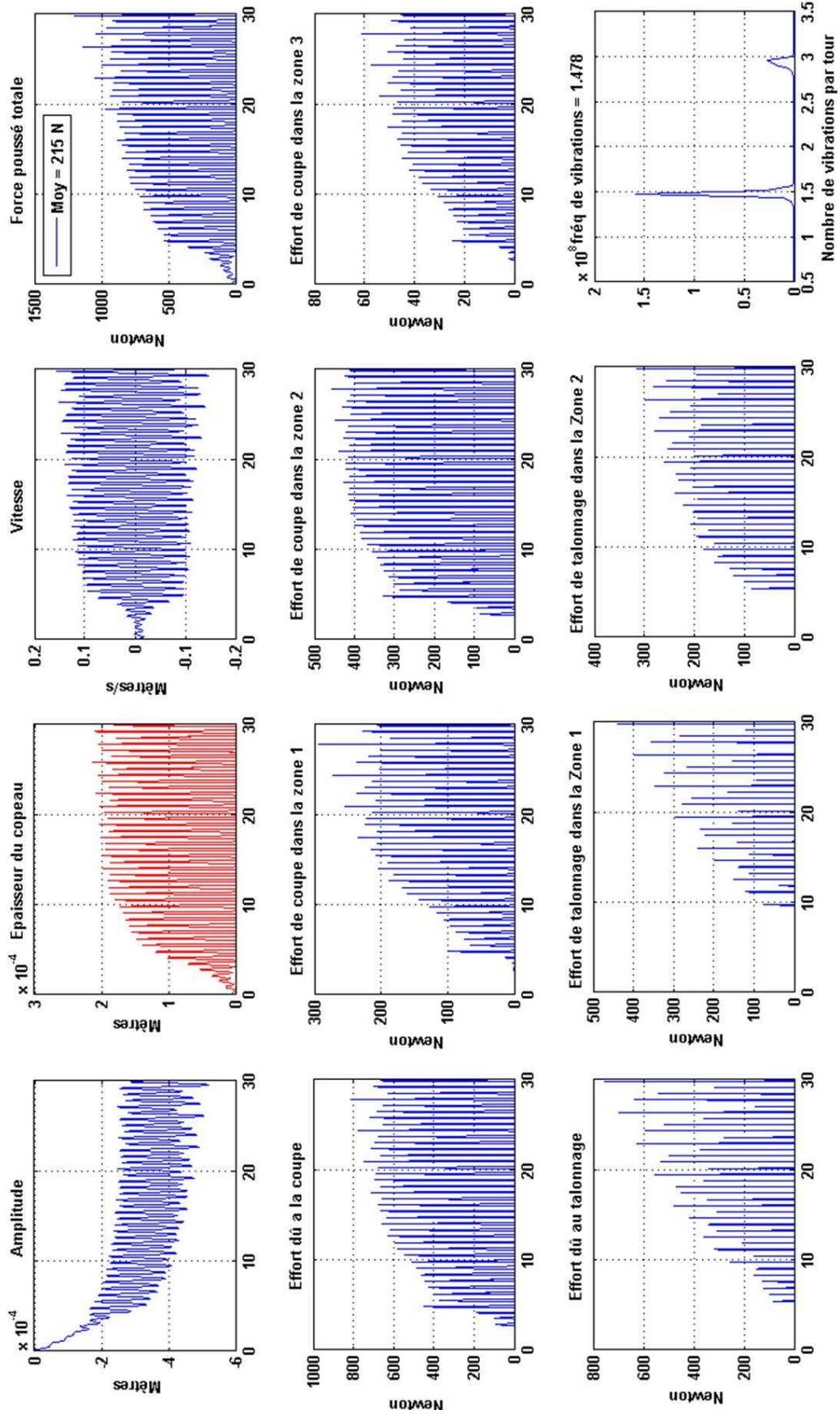


Figure II.28: Résultats de simulation pour la configuration suivante : masse de 3,25 kg, raideur de 590 N/mm, vitesse de rotation de 7 500 tr/min et avance de 0,075 mm/tr

Deux phases peuvent être observées sur cette simulation. Une phase de mise en place des vibrations correspondant à l'attaque du perçage sur la surface lisse et une phase de stabilisation des vibrations correspondant aux vibrations auto-entretenues pendant le perçage. Il faut une quinzaine de tours d'outil pour que les vibrations soient stabilisées. Dans la phase stabilisée, les vibrations ont une amplitude de 0,25 mm ce qui engendre la formation de copeaux fragmentés de 0,2 mm d'épaisseur. Les efforts générés par cette coupe discontinue alternent entre 0 N lorsque l'épaisseur de copeau est nulle et 900 N lorsque l'épaisseur est maximale. La fréquence de vibration de l'outil est mesurée à 1,47 vibrations par tour d'outil. La décomposition de l'effort le long de l'arête de coupe est aussi visible sur cette simulation. L'effort généré par l'âme de l'outil (*zone 2* et *zone 3*) s'élève à plus de 470 N et l'effort produit par l'arête de coupe principale atteint 250 N au maximum. Cette simulation permet enfin de mettre en évidence que le talonnage est bien présent en perçage vibratoire auto-entretenu. Ce talonnage a lieu aussi bien dans la zone de coupe principale que dans la zone de coupe secondaire. Il génère à certains moments un effort pouvant atteindre 600 N. La Figure II.29 permet de bien visualiser l'effort généré par le phénomène de talonnage et l'effort généré par la coupe (l'effort de poussée étant la somme de ces deux efforts). Le talonnage a principalement lieu lors de la pénétration de l'outil dans la matière. Il n'est pas présent pendant toute la phase de formation du copeau. Il s'agit d'un effort ponctuel très important qui s'accompagne d'un enlèvement de matière supplémentaire (pris en compte par le modèle de talonnage établi précédemment). Cet effort supplémentaire augmente donc ponctuellement de manière significative l'effort de poussée global.

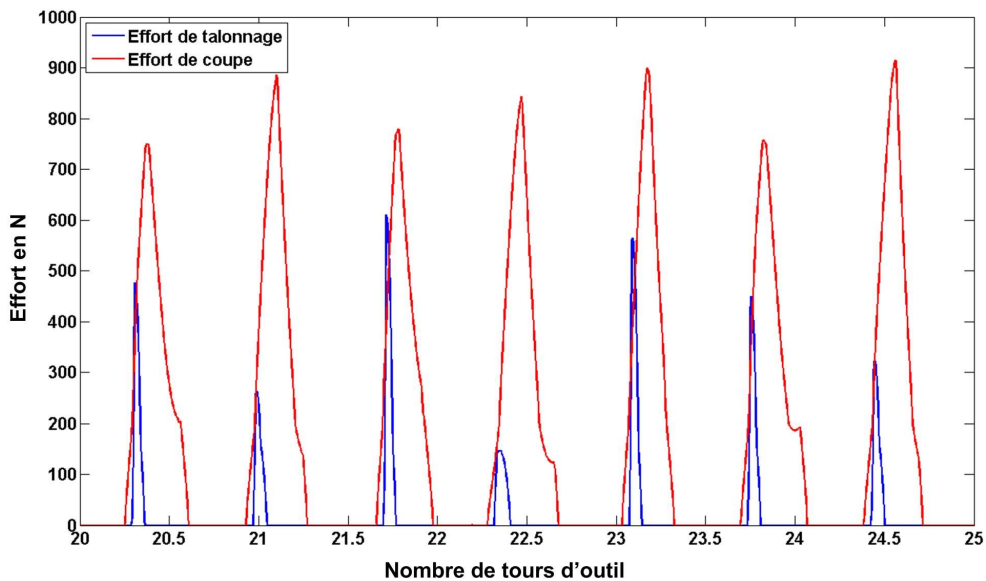


Figure II.29: Comparaison effort de talonnage / effort de coupe.

Le simulateur fournit une très grande quantité d'informations qui pourront être utilisées pour mieux comprendre et maîtriser la technologie de perçage vibratoire. D'autres résultats de simulation seront présentés dans le prochain chapitre consacré à l'exploration expérimentale du perçage vibratoire.

b) Les limites actuelles du simulateur

Le simulateur numérique ne pourra pas se substituer totalement aux campagnes expérimentales. En effet, la fiabilité du simulateur n'est pour le moment pas suffisante pour permettre une étude numérique totale du perçage vibratoire.

Comme nous l'avons vu précédemment, le simulateur de perçage vibratoire intègre un modèle complet d'effort de coupe prenant en compte la répartition de l'effort le long de l'arête de coupe et la prise en compte du phénomène de talonnage. Ce modèle de coupe est fonction de nombreux coefficients qui dépendent du couple Outil/Matière étudié. Chaque couple possède ses propres coefficients. La méthode d'identification de ces coefficients dépend elle aussi du couple Outil/Matière. Le simulateur va pouvoir simuler des perçages uniquement pour le couple Outil/matière dont la méthode d'identification des coefficients a été appliquée. Les simulations de perçage avec différents matériaux et différents outils ne pourront donc se faire qu'à partir d'une base de donnée de modèles qui devra être complétée à chaque nouveau couple Outil/Matière étudié. De plus, une lacune importante existe sur l'identification des coefficients du modèle de talonnage. Les valeurs de ces coefficients sont affectées grossièrement et entraînent des erreurs non négligeables sur l'effort et l'enlèvement de matière produit par le phénomène de talonnage. Il est donc primordial de trouver une méthode pour identifier ces coefficients, sinon, la précision du simulateur ne permettra pas son exploitation correcte.

Le comportement dynamique de la tête de perçage est fortement lié au coefficient d'amortissement du système. Dans la tête de perçage, l'amortissement n'est pas contrôlé. Il est la conséquence de l'ensemble des frottements au niveau du guidage entre la partie fixe et la partie mobile. La valeur de ce coefficient d'amortissement est très difficile à évaluer. De plus, il est très certainement variable en fonction des conditions de coupe et évolue suivant une loi inconnue. Dans le simulateur, la valeur du coefficient d'amortissement a été fixée à partir de données de la littérature. Il ne correspond donc pas forcément au coefficient réel de la tête de perçage que nous possédons ce qui engendre des erreurs de simulations. Les différences de comportement dynamique entre la tête de perçage et le simulateur se situent principalement pour les simulations faites à faible vitesse de rotation. Expérimentalement, lors de perçages à faibles vitesses de rotation, l'énergie générée par la coupe n'est pas suffisante pour vaincre les frottements entre la partie mobile et la partie fixe de la tête de perçage. Les vibrations ne peuvent donc pas s'établir : la coupe est stable. En simulation, les vibrations auto-entretenues existent quelle que soit la vitesse de rotation, même lorsqu'elle est très faible, à partir du moment où la condition de déphasage entre les vibrations existe. Ce problème se posait déjà lors de l'étude analytique des vibrations par les lobes de stabilité. On avait pu observer que les lobes d'instabilité existaient même pour des très faibles fréquences d'excitation, ce qui n'est pas le cas expérimentalement. Au niveau du simulateur, la principale conséquence se situe au niveau de la prédiction des zones de stabilité. Le simulateur numérique ne va pas pouvoir identifier une limite basse du domaine de vibration reflétant les limites expérimentales. Dans cette version actuelle, le simulateur ne peut pas être utilisé pour définir le domaine de vibration d'un outil en fonction des paramètres de réglages.

c) Exploitation du simulateur

Ce simulateur va pouvoir être utilisé pour étudier, pour un couple Outil/Matière donné, l'influence des paramètres de réglages sur les caractéristiques des vibrations (amplitude de vibration, effort produit par la coupe, fréquence de vibrations...), sur la répartition des efforts le long de l'arête et sur l'influence du phénomène de talonnage. Ces études numériques vont permettre de trouver les conditions de coupe optimales permettant d'obtenir une bonne fragmentation avec des efforts faibles. Le simulateur permettra ainsi de gagner un temps d'expérimentation non négligeable. Pour pouvoir exploiter correctement le simulateur, la démarche à suivre est :

- Déterminer expérimentalement les coefficients du modèle de coupe associés au couple Outil/Matière étudié par l'intermédiaire de la méthode CAM décrite au début de ce chapitre. Une dizaine de perçages traditionnels est nécessaire pour cette première phase.
- Déterminer expérimentalement les limites hautes et basses du domaine de vibrations de cet outil pour une ou deux configurations de tête (masse et raideur). Pour cette phase une vingtaine d'essai de perçages vibratoires de trous de très faible profondeur est nécessaire.
- Etudier avec le simulateur, à l'intérieur du domaine expérimental de vibrations, l'influence de chaque paramètre de réglage (vitesse de coupe, vitesse d'avance, raideur du ressort, masse) sur les caractéristiques des vibrations obtenues. Un très grand nombre de simulations peut être effectué très rapidement sans mobiliser une machine à commande numérique.
- Conclure sur les paramètres de réglage permettant d'obtenir la meilleure fragmentation du copeau pour des efforts de coupe minimums.

II.5. Bilan

Ce chapitre a permis de mettre en place un simulateur de perçage vibratoire se basant sur différents modèles spécifiques au perçage vibratoire tel qu'un modèle d'effort de coupe prenant en compte le changement de phénomène de coupe le long de l'arête, un modèle de talonnage, un modèle d'enlèvement de matière et un modèle dynamique de la tête de perçage. Une méthode expérimentale permettant de calculer les coefficients des différents modèles a été mise en place. La fiabilité du simulateur n'est pas encore totale et ne permet pas une étude numérique complète du perçage vibratoire. Une exploration expérimentale de ce procédé utilisant deux prototypes de tête de perçage vibratoire permettra de compléter nos connaissances sur cette nouvelle technologie de perçage.

Chapitre III. Exploration expérimentale

Une étude expérimentale complète du perçage vibratoire a été menée à partir des deux têtes de perçage vibratoire du laboratoire G-SCOP. L'objectif de cette étude est tout d'abord de valider les modèles établis dans les chapitres précédents et d'observer l'influence des vibrations sur la fragmentation des copeaux. Les différentes campagnes mises en place permettront de bien maîtriser la technologie de perçage vibratoire, de comprendre l'influence de chaque paramètre de réglage de la tête sur le domaine de vibrations de l'outil. Ces campagnes d'essais ont mis en évidence que la génération de vibrations entraînant une bonne fragmentation du copeau était très sensible au type d'outils utilisé. Certains outils peuvent vibrer sur de très larges domaines alors que d'autres outils sont incompatibles avec les vibrations. A partir de ces constatations, des campagnes d'essais spécifiques ont été menées afin d'étudier l'influence de la géométrie des outils hélicoïdaux sur le domaine de vibrations. Les forets hélicoïdaux ne sont pas le seul type d'outil utilisé dans le milieu industriel du perçage. De nombreux trous sont réalisés avec des outils $3/4$. Ce type d'outil ne possède qu'une seule lèvre de coupe. Il est guidé lors du perçage par un patin de guidage qui frotte sur la surface du trou usiné. Des campagnes expérimentales ont donc été menées pour étudier la faisabilité d'un perçage vibratoire avec outils $3/4$ et le comportement du patin de guidage soumis aux vibrations axiales. Une étude sur la géométrie des outils $3/4$ permettra d'identifier le type d'outil le mieux adapté au perçage vibratoire.

III.1. Protocole expérimental mis en place pour étudier le perçage vibratoire

III.1.1. Le contexte industriel de l'étude

Le contexte industriel qui a été choisi pour l'ensemble de ce travail de thèse est l'amélioration de la productivité des opérations de forage profond dans les vilebrequins. Techniquement, il s'agit de réaliser des trous de 5 mm de diamètre sur une profondeur de 100 mm dans un acier à vilebrequin 35MnV7. Au niveau industriel, ces opérations sont réalisées en forage avec des forets $\frac{3}{4}$ sous lubrification à l'huile entière interne haute pression. L'objectif de ce travail sera donc d'étudier la faisabilité de ce type de perçage avec la technologie de perçage vibratoire auto-entretenu. La partie expérimentale de cette thèse s'oriente vers des perçages de diamètre 5 mm dans de l'acier à vilebrequin avec la technologie de perçage vibratoire. Deux types d'outils seront utilisés : des forets hélicoïdaux et des forets $\frac{3}{4}$.

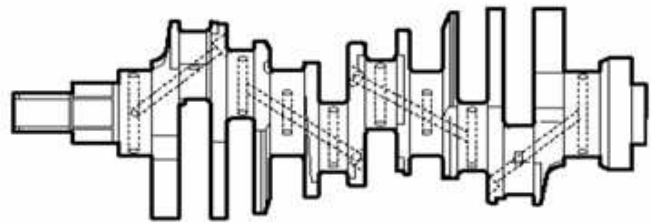


Figure III.1: Localisation des perçages dans un vilebrequin.

III.1.2. Caractéristiques mécaniques de l'acier utilisé

L'acier utilisé est un acier 35MnV7. Il s'agit d'un acier majoritairement utilisé dans la fabrication des vilebrequins de voiture. Il est composé de Fer avec 0,35 % de Carbone, 1,75 % de Manganèse et des traces de Vanadium. Cet acier a été traité par traitement thermique (trempe + revenu) dans une structure bainitique. L'ensemble de la matière utilisée provient de la même coulée fournie par la société ASCOMETAL afin de garantir la similitude de la microstructure avec celle d'un vilebrequin de série. La matière a été livrée sous forme de barres cylindriques de 95 mm de diamètre. Les caractéristiques mécaniques mesurées par ASCOMETAL sont : $R_m = 905 \text{ N/mm}^2$, $R_{p0.2} = 683 \text{ N/mm}^2$ et $A\% = 14,75$. La dureté de ce matériau a été mesurée par l'essai Rockwell à pointe diamant avec une force de 30 N. Les essais de dureté ont été réalisés sur l'ensemble du matériau aussi bien en surface qu'à cœur. La Figure III.2 présente les résultats de l'essai de dureté. La variation de la dureté dans l'ensemble du matériau est faible. Elle varie de 45 HRC30 à 51 HRC30. Cette variation n'est pas suffisamment importante pour modifier le comportement de la coupe lors d'un perçage. La dureté peut alors être considérée comme constante dans tout le matériau. La dureté moyenne est de 47,7 HRC30 ce qui correspond à une dureté Brinell de 268 HB.

Du fait de la très faible variation de la dureté dans l'ensemble du lopin, les essais de perçage pourront se faire dans les mêmes conditions sur la totalité des lopins.

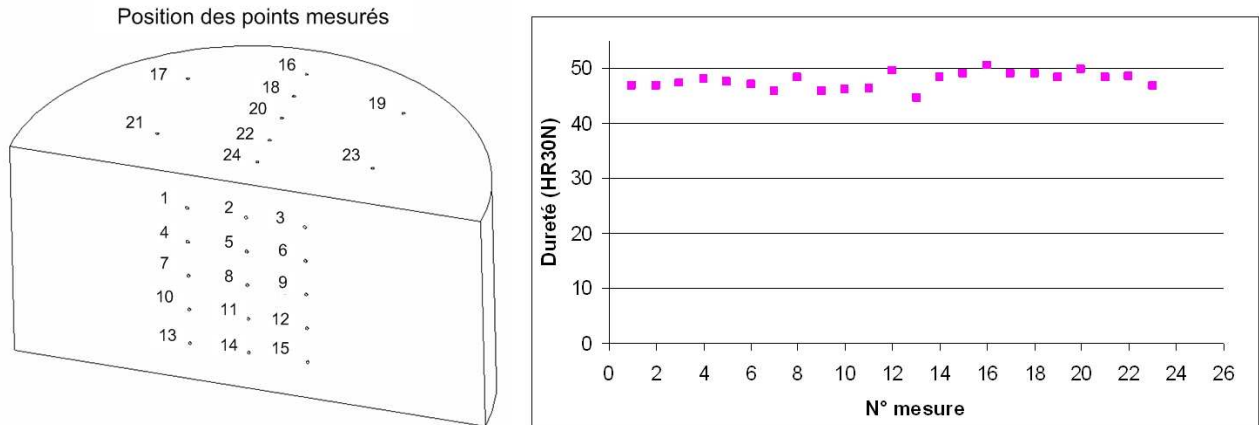


Figure III.2: Mesure de la dureté Rockwell HR30N sur le lopin de 35MnV7.

Des éprouvettes ont été fabriquées à partir de ces lopins. Deux hauteurs d'éprouvette ont été réalisées : des éprouvettes de 50 mm pour les essais de petite profondeur et des éprouvettes de 100 mm pour les essais de perçages profonds. Des perçages et lamages ont été réalisés de manière à pouvoir fixer les éprouvettes sur la table de la machine outil. Une préparation de la surface de perçage est réalisée par surfaçage afin d'éliminer la couche d'oxyde superficielle qui se développe à la surface des lopins. Une répartition des perçages sur l'éprouvette a été réalisée pour garantir une distance constante entre chaque essai (Figure III.3). Il est ainsi possible de faire 120 perçages par bloc.



Figure III.3: Présentation d'une éprouvette de 35MnV7 de 100 mm de hauteur.

III.1.3. Moyens techniques utilisés pour les essais de perçage

Les essais ont été réalisés sur un centre d'usinage 3 axes de type HERMLE C800V équipé d'une broche WEISS de 16 000 tr/min et d'un arrosage par le centre broche sous une pression de 40 bars et 40 l/min (mesurée en sortie de pompe). Le lubrifiant utilisé est une émulsion MOBILCUT 222 diluée à 6%.

Cette machine fait partie du pôle productique de l'ENISE. L'ensemble des essais a été réalisé sur cette machine.



Figure III.4: Centre d'usinage Hermle C800V.

Deux têtes de perçage ont été utilisées pour mener la campagne expérimentale de cette thèse. Ces deux têtes ont un fonctionnement et une architecture identique (elles ont toutes les deux l'architecture de la dernière génération de tête de perçage présentée dans le chapitre I). La différence entre les deux têtes concerne le couple de perçage transmissible et les réglages de la masse et de la raideur disponible.

a) Tête N°1

Il s'agit d'une tête de petite taille permettant de percer des trous jusqu'à un diamètre de 8 mm (Figure III.5). L'entraînement en rotation entre la partie fixe et la partie mobile se fait par deux goupilles de 5 mm de diamètre. Une masse mobile est disponible : 2,45 Kg. La raideur de la tête est obtenue par un empilement de rondelles Belleville de 12 mm de diamètre. Quatre raideurs différentes sont utilisables : 260 N/mm, 300 N/mm, 350 N/mm et 830 N/mm. La lubrification centrale est possible. Le diamètre extérieur de la tête de perçage est de 90 mm et sa longueur (hors outil) est de 120 mm. L'équilibrage de la tête permet une utilisation jusqu'à des vitesses de 13 000 tr/min.

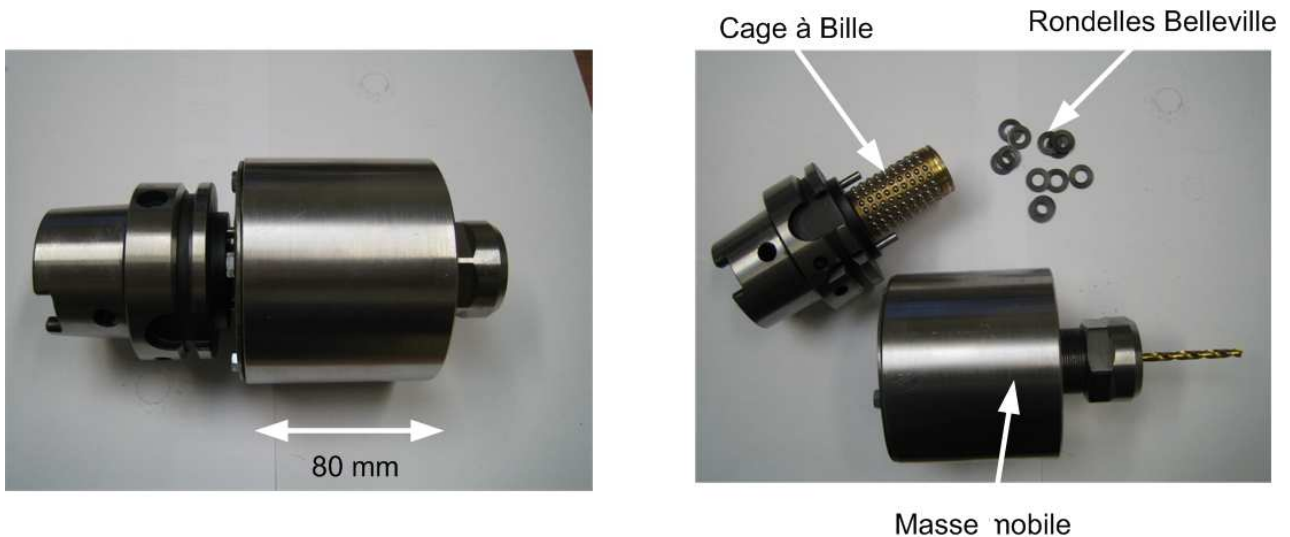


Figure III.5: Composition de la tête N°1.

b) Tête N°2

Il s'agit d'une tête adaptée au perçage de gros diamètre (jusqu'à 20 mm) beaucoup plus modulable que la tête N°1 (Figure III.6). Quatre masses différentes sont disponibles. Cette masse est modifiable par ajout de disque de masse (trois disques possibles de 690 grammes chacun) à une masse de base. La masse de base est de 1,780 kg. En ajoutant une, deux ou trois masses additionnelles, on obtient trois autres configurations : 2,48 kg, 3,18 kg et 3,88 kg.

La raideur de la tête peut être obtenue de deux manières différentes :

- **Un empilement de rondelle Belleville de 25 mm de diamètre.** Dans ce cas, le couple est transmis par des goupilles de 8 mm de diamètre. En modulant le positionnement (opposition ou parallèle) et la taille des rondelles Belleville, trois raideurs sont disponibles : 250 N/mm, 590 N/mm et 615 N/mm.
- **Un ressort spécifique.** Dans ce cas, le couple est transmis par le ressort spécifique. Il n'est plus nécessaire de mettre les goupilles. La raideur est obtenue directement lors de la fabrication des ressorts spécifiques, un calcul de dimensionnement permet de les fabriquer avec la raideur souhaitée. Pour cette étude, un seul ressort a été testé, sa raideur est de 730 N/mm.

La lubrification centrale est possible. Le diamètre extérieur de la tête de perçage est de 120 mm et sa longueur (hors outil) est de 230 mm. L'équilibrage de la tête permet une utilisation jusqu'à des vitesses de 12 000 tr/min.



Figure III.6: Composition de la tête N°2.

Un récapitulatif de toutes les configurations possibles avec les deux têtes de perçage est proposé Tableau III.1. Il est possible d’obtenir des fréquences propres de 40 Hz à 102 Hz avec de multiples possibilités entre ces deux valeurs.

	Tête de perçage	Masse mobile (kg)	Raideur (N/mm)	Fréquence propre (Hz)
Configuration 1	Tête N°1	2,45	260	51,8
Configuration 2	Tête N°1	2,45	300	55,7
Configuration 3	Tête N°1	2,45	350	60,2
Configuration 4	Tête N°1	2,45	830	92,6
Configuration 5	Tête N°2	1,78	250	59,6
Configuration 6	Tête N°2	1,78	590	91,6
Configuration 7	Tête N°2	1,78	615	93,6
Configuration 8	Tête N°2	1,78	730	101,9
Configuration 9	Tête N°2	2,48	250	50,5
Configuration 10	Tête N°2	2,48	590	77,6
Configuration 11	Tête N°2	2,48	615	79,3
Configuration 12	Tête N°2	2,48	730	86,3
Configuration 13	Tête N°2	3,18	250	44,6
Configuration 14	Tête N°2	3,18	590	68,6
Configuration 15	Tête N°2	3,18	615	70,0
Configuration 16	Tête N°2	3,18	730	76,3
Configuration 17	Tête N°2	3,88	250	40,4
Configuration 18	Tête N°2	3,88	590	62,1
Configuration 19	Tête N°2	3,88	615	63,4
Configuration 20	Tête N°2	3,88	730	69,0

Tableau III.1: Les configurations possibles avec les deux têtes de perçage.

III.1.4. Caractéristiques des outils utilisés

Comme cela a été présenté dans la partie « Etat de l'art » (Chapitre I), il existe deux grandes familles d'outils en perçage : les outils hélicoïdaux possédant au moins deux arêtes de coupe et les outils $\frac{3}{4}$ possédant une unique arête de coupe. Ces deux types d'outils ont été testés en perçage vibratoire. Tous les forets utilisés ont un diamètre de 5 mm. Les principaux outils utilisés sont :

- **Neuf géométries de forets en acier rapide de la marque Tivoly.** Il s'agit de forets courts (longueur = 10 fois le diamètre). Les différences entre ces outils se situent au niveau de la géométrie de pointe, de l'angle d'hélice et du revêtement. Il s'agit de forets standards de la gamme Tivoly ne possédant pas de trou de lubrification centrale. Leur utilisation en perçage traditionnel nécessite des opérations de déburrage. Ces outils ont été utilisés pour identifier l'influence de la géométrie de la pointe et du revêtement sur le fractionnement des copeaux par vibrations de la tête de perçage.
- **Deux outils courts en carbure monobloc de la gamme Sirius de marque Tivoly.** Ces deux outils ont une géométrie identique, seul l'angle en dépouille varie d'un foret à l'autre. Ces outils ont été utilisés pour étudier l'influence de l'angle en dépouille sur la génération des vibrations.
- **Un outil spécial perçage long (L=20 D) en carbure monobloc de marque Mitsubishi.** Il s'agit d'un outil spécifique pour du perçage profond disponible dans le commerce. Cet outil nécessite une lubrification interne haute pression. Il a été utilisé pour tester les performances du perçage vibratoire sur des perçages longs.
- **Cinq géométries d'outils $\frac{3}{4}$ de marque Outiltec.** Ces outils possèdent des différences au niveau de la forme et la conicité des patins de guidage. Ces outils ont été utilisés pour identifier l'influence de la géométrie du patin sur les vibrations.

Pour l'ensemble de ces forets, un Couple Outil Matière (COM) a été effectué dans l'acier a vilebrequin 35MnV7 afin de déterminer leur plage d'utilisation (vitesse de coupe et avance par tour) en perçage traditionnel. L'ensemble des résultats obtenus est présenté en *documents annexes*.

III.1.5. Etablissement d'un cycle d'usinage adapté au perçage vibratoire

Le cycle de perçage utilisé n'est pas tout à fait un cycle de perçage traditionnel. La spécificité du cycle de perçage vient de deux paramètres : un paramètre lié à l'outil et un paramètre lié à la tête.

- **Paramètre lié à l'outil :** les forets carbures longs ont besoin d'être guidés au début du perçage afin de ne pas dévier au cours de l'usinage. Le guidage se fait par l'intermédiaire d'un avant-trou de 5 mm de diamètre sur 5 mm de profondeur réalisé par un foret spécifique (foret Mitsubishi MZS 0500MB, tolérance m7). Cet avant-trou n'est pas nécessaire pour les

forets HSS courts. Il sera néanmoins réalisé de manière à travailler dans les mêmes conditions pour tous les outils.

- **Paramètre lié à la tête** : pour les forets longs, une fois le perçage effectué, il est préférable de sortir le foret arrêté et non en rotation à pleine vitesse. La sortie hors du trou d'un foret long tournant à pleine vitesse engendre des vibrations radiales dues aux forces centrifuges. Ces vibrations peuvent entraîner une détérioration rapide de l'outil. Il est donc préférable de sortir l'outil une fois la broche arrêtée. L'utilisation de cette technique avec la tête de perçage vibratoire pose quelques petits soucis. En effet, les efforts de coupe ont comprimé le ressort de quelques millimètres. L'arrêt de la rotation en fin de perçage entraîne l'arrêt des efforts de coupe qui comprimait le ressort. La détente du ressort crée un effort qui plaque l'arête de coupe sur la surface usinée et qui entraîne sa détérioration rapide. Pour palier à ce problème, il est nécessaire de remonter en pleine vitesse de quelques millimètres du fond du trou avant d'arrêter le foret.

De ce fait, le cycle de perçage est le suivant :

- Percer un avant-trou de 5 mm de profondeur avec un foret spécifique sous lubrification centrale avec une vitesse de coupe de 90 m/min et une avance de 0,2 mm/tr (tolérance au diamètre du foret d'avant trou : m7 ; tolérance au diamètre du foret Mitsubishi long : h7).
- Se positionner dans l'avant-trou en vitesse de rotation lente.
- Lancer la rotation et réaliser le perçage sans déburrage avec une vitesse de rotation et une avance constante.
- Remonter de 3 mm du fond du trou avec la rotation.
- Arrêter la rotation et sortir le foret du trou.

III.1.6. Etude d'un perçage vibratoire auto-entretenu et validation du simulateur

L'étude du perçage vibratoire auto-entretenu se fera à partir d'un essai réalisé avec le foret en carbure monobloc Mitsubishi à une vitesse de 7 500 tr/min, une avance de 0,075 mm/tr, une masse de 3,25 Kg et raideur de 250 N/mm. Une simulation numérique avec les mêmes conditions de coupe et de réglage de la tête a été effectuée. Une comparaison simulation/expérimentation sera présentée à la fin de ce paragraphe. Cette comparaison permettra de valider les résultats de simulation.

a) Mesure d'effort de coupe par platine d'effort Kistler

Matériel utilisé

La mesure des efforts de coupe est réalisée par un dynamomètre KISTLER de type 9257A, associé à un amplificateur KISTLER de type 5070A1000 couplés au logiciel d'acquisition Labview (Figure III.7). Cette table permet de mesurer les efforts de coupe suivant les trois directions X, Y et Z (Z étant l'axe de la

broche et de la table Kistler). La fréquence d'acquisition est de 10 000 Hz. Un filtre de type passe-bas est utilisé avec une fréquence de coupure de 2 000 Hz. La précision de mesure est estimée à 1 N (donnée constructeur) sur la plage de mesure de 0 à 3 000 N. Le traitement des données est réalisé par le logiciel Matlab.



Figure III.7: La chaîne d'acquisition d'effort de coupe.

Exploitation des informations délivrées par la platine d'effort

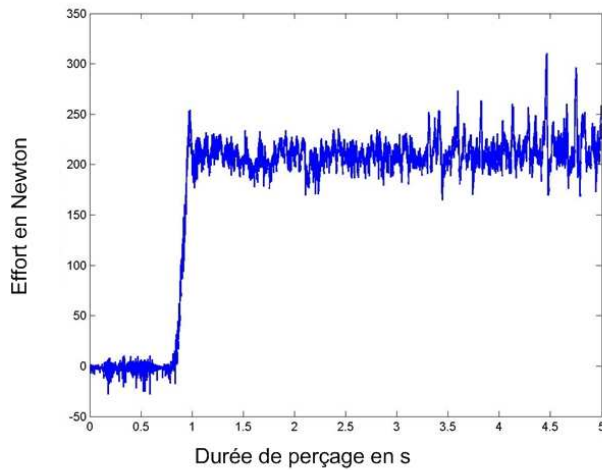
Dans le cas de notre étude, seul l'effort de poussée suivant l'axe Z nous intéresse. L'enregistrement de cet effort de poussée va permettre d'obtenir de nombreuses informations sur les essais réalisés. Nous allons voir, au travers d'un exemple, les différentes informations récupérables de ces enregistrements. Pour bien observer la différence entre un perçage traditionnel et un perçage vibratoire, nous avons réalisé un perçage traditionnel avec les mêmes conditions de coupe que celle utilisées en perçage vibratoire, à savoir, une vitesse de 7 500 tr/min et une avance de 0,075 mm/tr. Les enregistrements des efforts de coupe sont présentés Figure III.8a pour le perçage traditionnel et Figure III.8b pour le perçage vibratoire.

La forme générale des efforts de coupe en perçage vibratoire diffère totalement de la forme générale d'un perçage traditionnel. En perçage traditionnel, l'effort de coupe est quasiment constant tout au long du perçage. La phase de pénétration de l'outil dans la matière est très courte. L'effort augmente très rapidement jusqu'à un palier marquant la phase d'usinage stabilisée. En perçage vibratoire auto-entretenu, la forme générale de l'effort de coupe diffère totalement. Il n'y a plus de palier stable mais une variation permanente et régulière de l'effort entre 0 N et une valeur maximale (1100 N sur l'essai de la Figure III.8). L'annulation de l'effort de coupe montre la présence d'un saut de l'outil hors matière. Le pic d'effort correspond à la pénétration de l'outil dans la matière entraînant l'enlèvement d'un copeau.

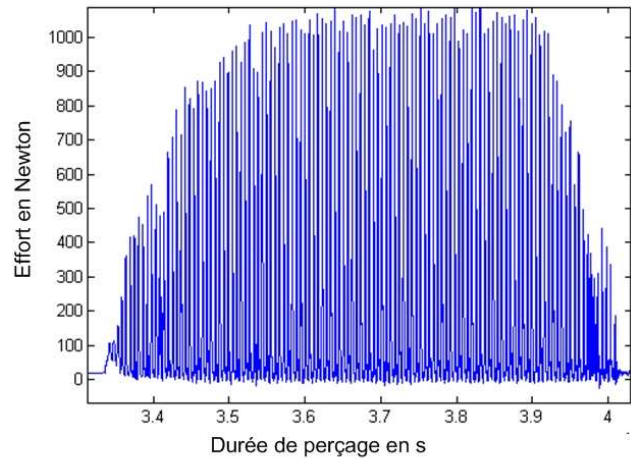
Une étude plus approfondie de l'effort de coupe en perçage vibratoire peut être effectuée (Figure III.9). Plusieurs valeurs permettent de qualifier un perçage vibratoire :

- **L'effort maximal mesuré sur une plage de vibration** : cet effort est fonction de l'épaisseur instantanée de copeau résultant de la vibration de l'outil. Ce pic d'effort peut être important (ici 1 100 N sur la Figure III.9a) car l'épaisseur instantanée de copeau peut être largement supérieure à l'avance de l'outil.
- **L'effort moyen pendant la phase vibratoire** : cette donnée est proportionnelle à la puissance consommée par l'opération de perçage. Cet effort est calculé sur l'ensemble du perçage. Pour cet essai, l'effort moyen est de 253 N.

- **La fréquence de vibration** : une étude fréquentielle du signal d'effort de coupe (Figure III.9b) permet de trouver la fréquence de vibration de l'outil. Le pic le plus important correspond au 1^{er} mode de vibration du signal c'est-à-dire à la fréquence de vibration de l'outil. Cette fréquence est exprimée en nombre de vibrations par tour d'outil. Sur la Figure III.9b, la fréquence de vibration est de 1,53 vib/tr. Chaque arête de coupe réalise donc 1,53 sauts hors matière en moyenne par tour.
- **Le taux de coupe** : il s'agit du rapport entre le temps que le foret passe dans la matière et le temps total de l'usinage. Il est calculé à partir de l'enregistrement de l'effort de coupe. Il représente le rapport entre le temps pendant lequel l'effort est non nul et le temps total de l'essai. Dans cette configuration, le taux de coupe est de 0,42. L'outil passe donc 58 % du temps à l'extérieur de la matière. Plus le taux de coupe est faible, plus l'outil est souvent à l'extérieur de la matière. Le volume de copeaux à enlever étant le même quelque soit le taux de coupe, un taux de coupe faible entraîne une épaisseur instantanée de copeau plus élevée.

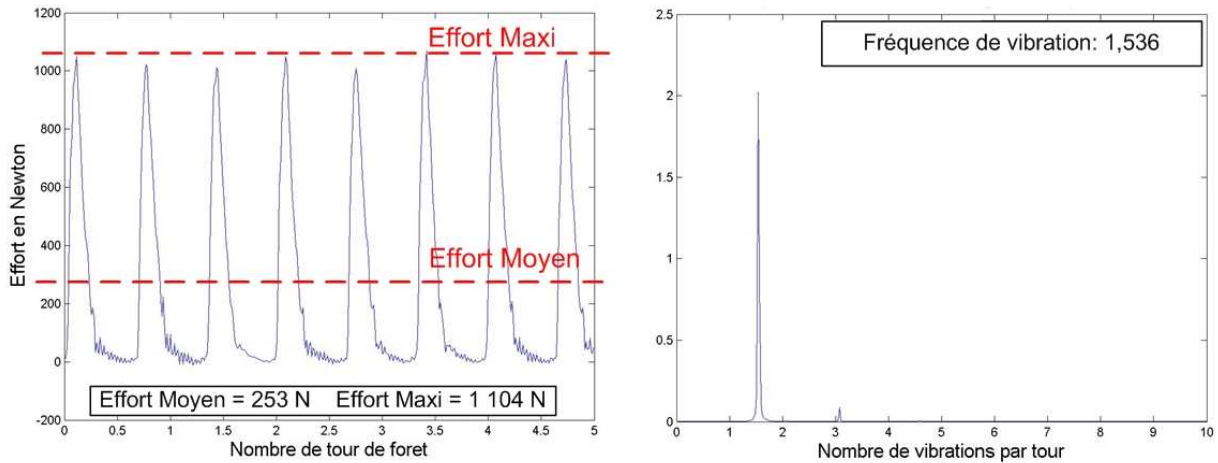


a) perçage traditionnel avec un foret carbure
diamètre 5 mm, 7 500 tr/min, 0,075 mm/tr.



b) perçage vibratoire avec un foret carbure
diamètre 5 mm, 7 500 tr/min, 0,075 mm/tr.

Figure III.8: Exemple d'enregistrement de l'effort de coupe mesuré par la platine Kistler dans le cas d'un perçage traditionnel et d'un perçage vibratoire.



a) zoom sur 5 tours d'outil de l'effort de coupe en perçage vibratoire.

b) analyse fréquentielle du signal d'effort de coupe.

Figure III.9: Traitement de l'effort de coupe en perçage vibratoire.

L'analyse de l'enregistrement de l'effort de poussée permet de qualifier la nature du perçage effectué. La fragmentation du copeau en perçage vibratoire aura lieu quand l'outil sort de la matière, c'est-à-dire si l'effort de coupe s'annule. Si l'effort de coupe ne s'annule pas pendant l'essai, cela signifie que la fragmentation des copeaux n'est pas optimale. Pour la suite de l'étude, un perçage sera qualifié de vibratoire avec bonne fragmentation des copeaux si l'enregistrement de son effort de coupe présente une succession de pics d'effort à fréquence et amplitude constante avec annulation de l'effort de coupe entre chaque pic. Il sera qualifié de non-vibratoire s'il présente un palier à effort constant ou une variation à fréquence fixe sans annulation de l'effort de coupe.

b) Mesure de l'amplitude des vibrations par capteur de déplacement sans contact

Matériel utilisé

La mesure de l'amplitude des vibrations est réalisée par la mesure de déplacement axial de la masse mobile de la tête de perçage. Afin de ne pas perturber le caractère dynamique de la tête de perçage durant l'usinage, une mesure de déplacement sans contact est nécessaire. Cette mesure est réalisée par un capteur de déplacement inductif Micro-Epsilon. Ce capteur permet de mesurer le déplacement d'une surface plane métallique avec une précision de l'ordre de quelques μm sur une étendue de 5 mm sans être perturbé par le liquide de coupe. Sur la tête de perçage, il n'existe pas de surface plane fixe. La mesure se fait au niveau d'un disque de mesure positionné sur la masse mobile. Le capteur est positionné sous ce disque via un support monté sur la broche de la partie mobile (Figure III.10). Le capteur va ainsi mesurer le déplacement suivant l'axe Z de la partie mobile de la tête sans être influencé par l'avance.



Figure III.10: Positionnement du capteur de déplacement inductif.

Exploitation des informations apportées par la mesure de déplacement

L'interprétation des résultats donnés par le capteur de déplacement est moins directe que l'interprétation de l'effort de coupe. Le déplacement de la tête a été mesuré lors de l'essai de perçage vibratoire précédent (Foret carbure Mitsubishi, 7 500 tr/min, 0,075 mm/tr). La mesure de déplacement réalisée intègre le défaut de planéité de la surface de mesure (Figure III.11). Pour limiter ce défaut, la surface de mesure a été rectifiée. Il subsiste toujours un petit défaut qui perturbe le signal obtenu. L'enregistrement permet d'identifier la compression initiale du ressort (ici environ 0,25 mm)

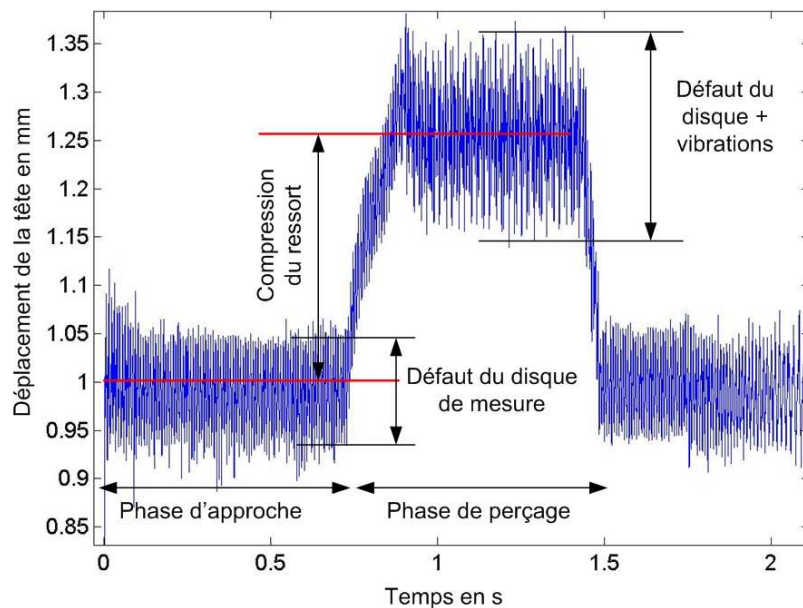


Figure III.11: Enregistrement du déplacement de la tête au cours d'un perçage vibratoire.

Une étude fréquentielle du signal de déplacement est réalisée (Figure III.12a). Cette analyse fréquentielle fait apparaître deux fréquences de vibration. La première fréquence visible est la fréquence correspondant au défaut de la surface. La fréquence étant exprimée en vibrations par tour, le défaut a une fréquence de 1. L'autre pic de fréquence correspond à la fréquence de vibration de la tête. Dans le cas étudié, la fréquence de déplacement de la tête est égale à 1,53 vib/tr. C'est exactement la même fréquence de vibration que celle mesurée à partir de l'enregistrement de l'effort. Ce résultat valide l'exactitude des mesures effectuées.

Il est possible de filtrer le signal de déplacement de la tête pour éliminer le défaut du disque de mesure afin d'isoler l'amplitude de vibration. Ce filtrage se fait au niveau de l'étude fréquentielle. Le pic de fréquence du défaut du disque est éliminé du signal FFT. Une reconstruction du signal par FFT inverse permet d'obtenir le déplacement de la tête uniquement dû à la vibration (Figure III.12b). Pour l'essai étudié, l'amplitude de vibration est de 0,16 mm soit environ deux fois l'avance. La trajectoire de l'outil n'est pas une sinusoïde. Lorsque l'outil est en dehors de la matière, il peut se déplacer librement ce qui se traduit par une vraie trajectoire en sinusoïde. Par contre lorsque l'outil est dans la matière, les variations de l'effort de coupe, notamment dues au talonnage entraînent une perturbation du mouvement sinusoïdal de l'outil. Les sommets sont légèrement tronqués. La vibration s'amortit très légèrement lors de la pénétration dans la pièce.

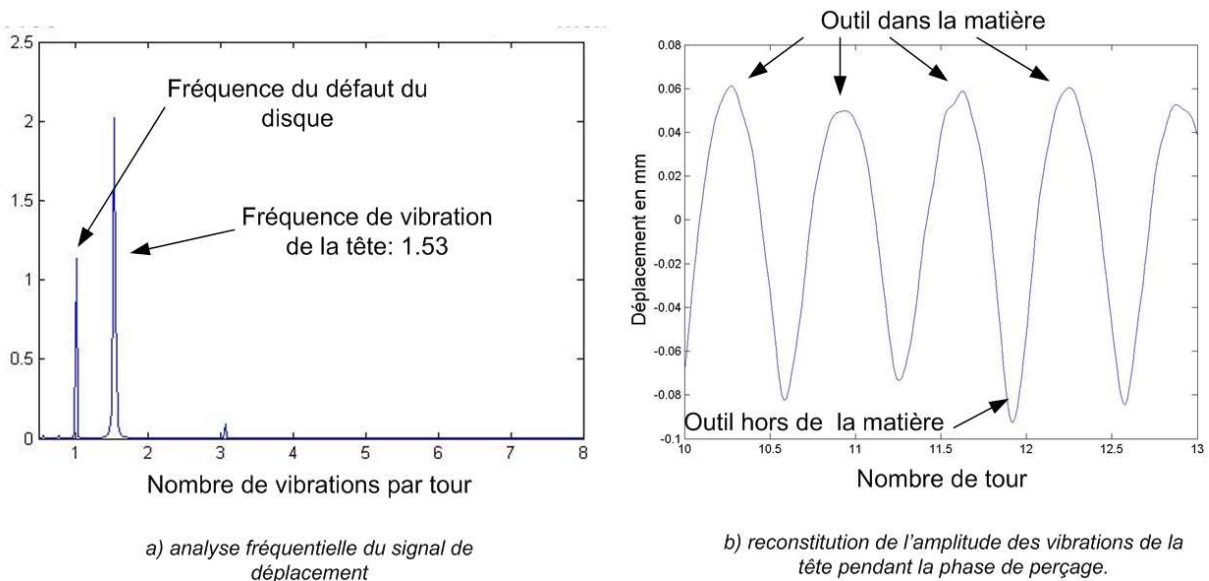


Figure III.12: Traitement du signal de déplacement.

A partir de la reconstitution du déplacement de la tête, il est possible de construire la surface usinée. En effet, la surface usinée est fonction du passage des différentes lèvres de l'outil pendant les tours précédents. En considérant que chaque lèvre travaille de la même manière et se déplace suivant la même trajectoire, la construction de la surface peut se faire de la manière suivante (Figure III.13) :

- La courbe 1 représente la trajectoire à l'instant t de l'arête de coupe N°1. Soit une position x de l'arête de coupe correspondant au tour n effectué par l'outil.
- La courbe 2 représente la trace laissée par l'arête de coupe N°2 pendant l'usinage du tour n .

- La courbe 3 représente la trace laissée par l'arête de coupe N°1 lors de son précédent passage, c'est-à-dire pendant l'usinage du tour $n - 1$.
- La courbe 4 représente la trace laissée par l'arête de coupe N°2 lors de son passage au tour $n - 1$.
- La courbe 5 représente la trace laissée par l'arête de coupe N°1 lors de son passage au tour $n - 2$.

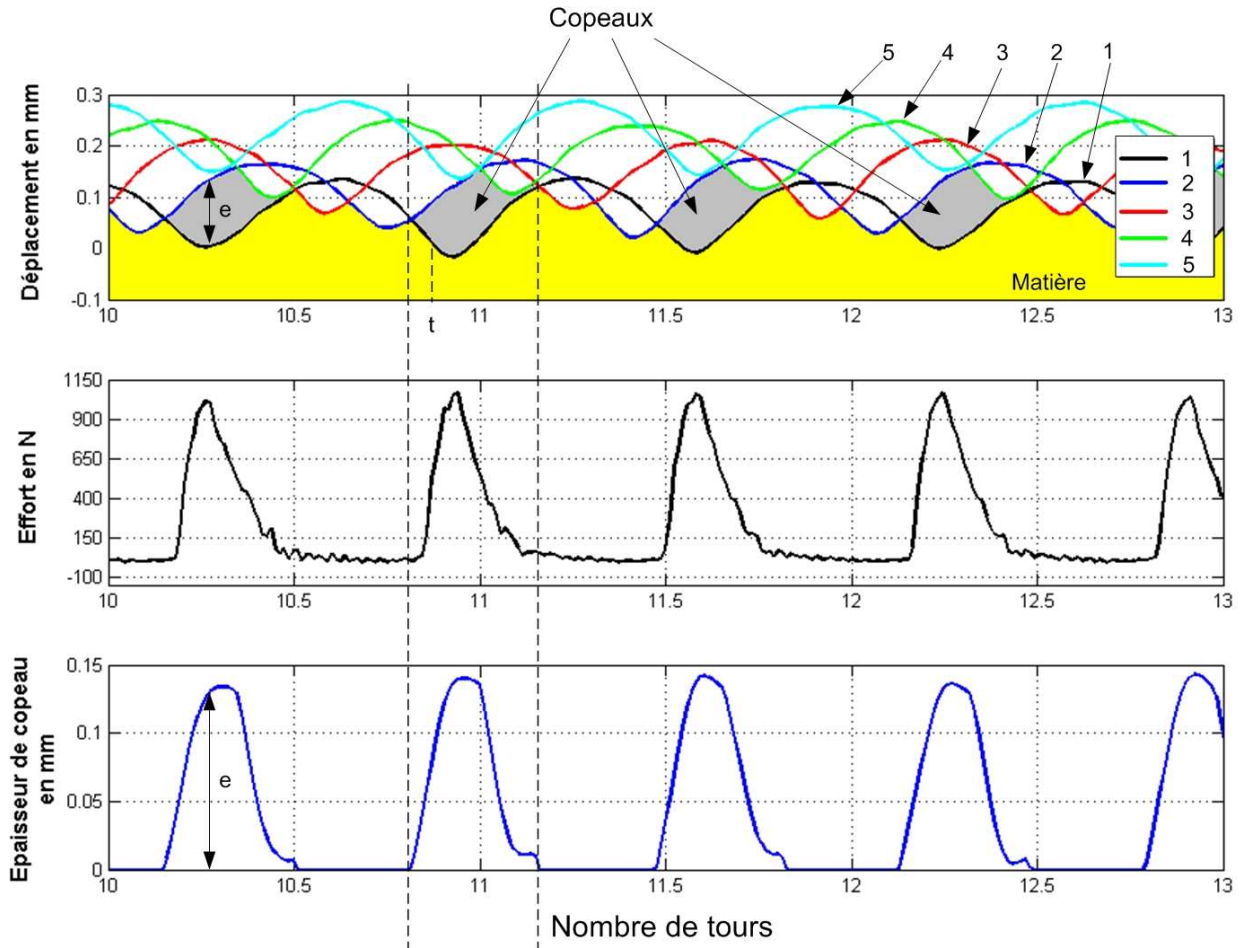


Figure III.13: Reconstruction de la surface usinée et de l'épaisseur instantanée de copeau.

A partir de ces différentes surfaces, il est possible de trouver la position et la taille du copeau enlevé, l'instant t et la position x , par l'arête de coupe N°1. Ce copeau est représenté par la zone grise sur la Figure III.13. L'épaisseur du copeau peut ainsi être évaluée au niveau des zones grises. Dans le cas étudié, l'épaisseur du copeau évolue entre 0 et 0,13 mm. L'avance de l'outil était programmée à 0,075 mm/tr. En perçage traditionnel, l'épaisseur du copeau enlevé par une dent aurait été de 0,0375 mm. En perçage vibratoire, la taille du copeau peut donc être quatre fois supérieure ce qui explique l'importance des pics d'effort. L'enregistrement simultané de l'effort et du déplacement permet d'observer la bonne correspondance entre le pic d'effort et l'enlèvement du copeau. L'effort maximal correspond à l'épaisseur maximale du copeau. La largeur du pic d'effort correspond à la largeur du copeau enlevé. Le pic d'effort enregistré est généré par l'enlèvement d'un copeau. Cette reconstruction de surface est très utile pour bien

comprendre le phénomène physique qui se produit au niveau de la coupe en perçage vibratoire. Il sera de plus utilisé pour la phase de validation du simulateur.

c) Comparaison simulation/expérimentation

Une simulation de perçage vibratoire dans les mêmes conditions que celles utilisées expérimentalement (vitesse de 7 500 tr/min, une avance de 0,075 mm/tr, une masse de 3,25 Kg et raideur de 250 N/mm) a été effectuée. La Figure III.14 présente une comparaison entre les résultats de simulation et les résultats expérimentaux pour les trois données suivantes : effort de poussée totale, fréquence de vibration et épaisseur du copeau.

Les résultats entre la simulation et l'expérimentation sont très proches mais la corrélation pourrait encore être améliorée.

- **Analyse des efforts de poussée :** Les efforts de poussée expérimentaux s'élève jusqu'à 1 050 N environ. Les efforts résultant de la simulation atteignent 1200 N. Sur le zoom de l'effort sur cinq tours d'outil, on peut observer que les efforts expérimentaux sont très réguliers contrairement aux efforts simulés qui évoluent entre 800 N et 1 200 N en permanence. Cette différence vient essentiellement du phénomène de talonnage. Le talonnage n'est pas régulier dans la simulation. Lorsqu'il n'y a pas de talonnage, l'effort est de 800 N alors qu'en présence de talonnage, l'effort grimpe à 1 200 N. Le pic d'effort dû au talonnage est bien visible sur l'effort simulé. Mise à part cette différence, la forme des pics d'effort est similaire entre la simulation et l'expérimentation.
- **Analyse de l'épaisseur de copeau :** L'épaisseur de copeau expérimentale varie en permanence entre 0 et 0,14 mm. Cette variation est régulière. Il n'y a pas de copeaux plus épais que les autres. En simulation, le résultat est légèrement différent. On remarque une petite variation de l'épaisseur de copeau maximum. L'épaisseur maximale varie de 0,15 mm à 0,18 mm. On est donc en présence d'un copeau simulé légèrement plus épais que le copeau réel avec de surcroît moins de régularité. Cette différence est toutefois faible.
- **Analyse de la fréquence de vibration :** La différence entre la fréquence de vibration expérimentale et la fréquence simulé est très faible : 1,53 vib/tr contre 1,49 vib/tr.

Cette comparaison montre que les résultats de simulation sont très proches des résultats expérimentaux ce qui permet de valider les modèles de coupe choisis. Il subsiste une différence notable entre l'effort simulé et l'effort mesuré. Cette différence vient du modèle de talonnage qui n'a pas pu être recalé de manière précise. Nous avons vu dans le précédent chapitre que le simulateur n'était pas utilisable pour identifier un domaine de vibration. A l'intérieur d'un lobe de stabilité, il fournit des résultats très proches de la réalité. Il pourra donc être utilisé pour étudier l'influence des paramètres de réglage de la tête sur les sollicitations de l'outil et la fragmentation du copeau.

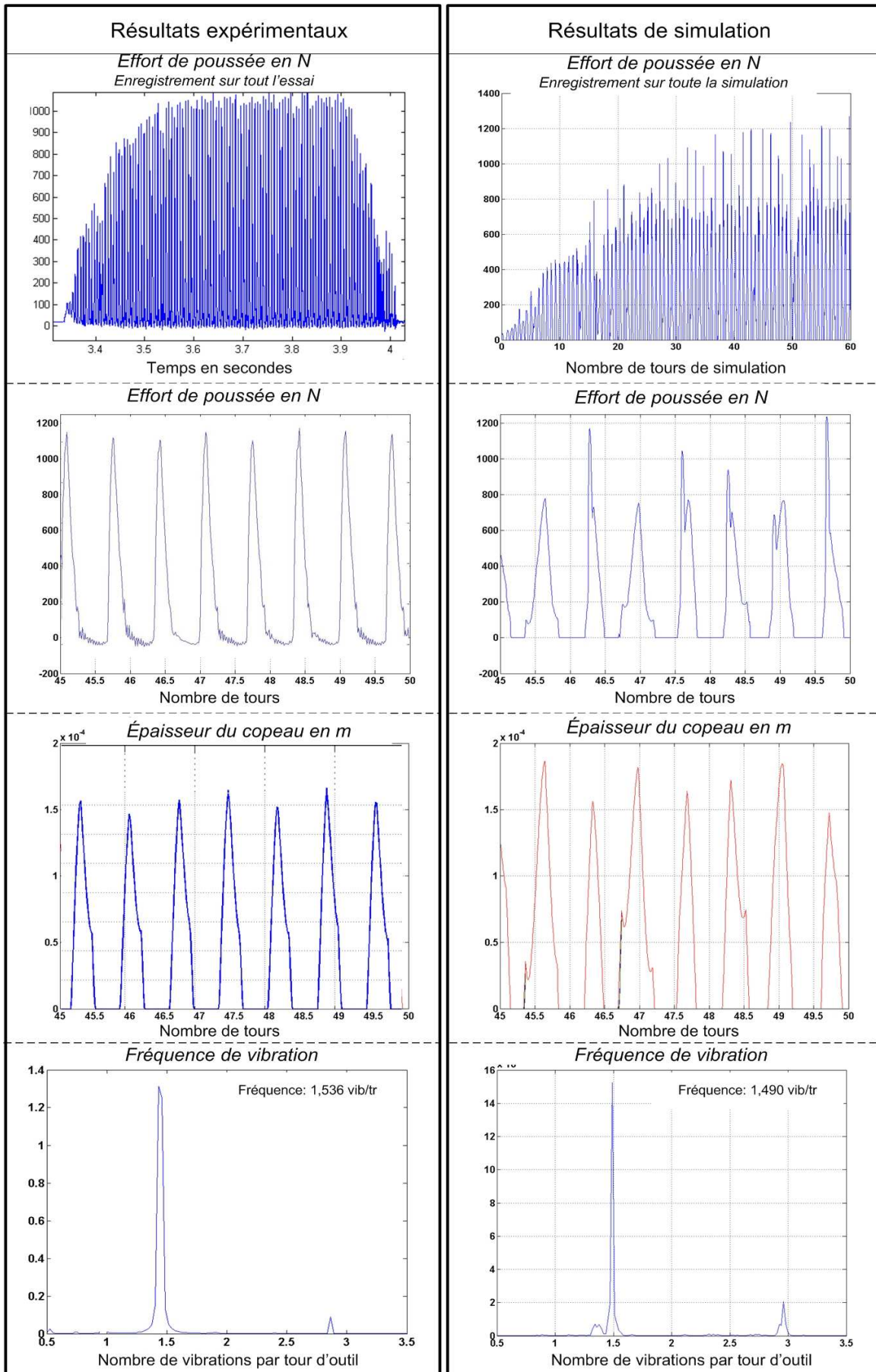


Figure III.14: Comparaison simulation/ expérimentation.

III.2. Validation expérimentale de l'influence des paramètres de réglage sur la stabilité de coupe

L'étude des lobes de stabilité a permis d'identifier l'influence théorique des trois paramètres masse, raideur et vitesse de rotation sur la génération des vibrations. Une campagne expérimentale est nécessaire pour valider ce résultat et permettre ainsi de bien maîtriser l'utilisation des têtes de perçage vibratoire.

III.2.1. Mise en place d'un protocole expérimental

La campagne expérimentale a été effectuée avec la tête de perçage N°2 et le foret Mitsubishi en faisant varier la masse, la raideur de la tête et la vitesse de rotation. Deux masses (3,18 kg et 1,78 kg) et deux raideurs (250 N/mm et 590 N/mm) ont été choisies parmi celles couramment utilisées. Quatre configurations de la tête ont été choisies :

	Masse	Raideur	Fréquence Propre
Configuration 1	3,18 kg	590 N/mm	68,5 Hz
Configuration 2	1,78 kg	590 N/mm	91,6 Hz
Configuration 3	3,18 kg	250 N/mm	44,8 Hz
Configuration 4	1,78 kg	250 N/mm	59,8 Hz

Tableau III.2: Les quatre configurations testées.

III.2.2. Résultats obtenus

Les essais ont été réalisés pour trois avances différentes (0,05 mm/tr, 0,075 mm/tr et 0,1 mm/tr) et pour une plage de vitesses allant de 5 000 tr/min à 13 000 tr/min (limite haute de rotation de la tête de perçage) par pas de 500 tr/min. Pour chaque essai, la fragmentation des copeaux a été identifiée à partir de la mesure de l'effort de coupe. Ici, l'objectif est uniquement de trouver les limites basses d'apparition des vibrations auto-entretenues entraînant une bonne fragmentation des copeaux, et d'identifier les différents lobes de stabilité par analyse de la fréquence de vibration de l'outil. Les résultats obtenus font apparaître trois états de la tête de perçage :

- des perçages stables ;
- des perçages vibratoires dans le 1^{er} lobe d'instabilité. La limite basse des lobes est présentée dans le Tableau III.3. La limite haute n'a pas pu être explorée car les vibrations existaient toujours à la vitesse de rotation maximale autorisée de la tête (13 000 tr/min),
- dans certains cas, des vibrations dans le 2^{ème} lobe d'instabilité. La zone de vibrations est présentée dans le Tableau III.4

Avance	Configuration 1	Configuration 2	Configuration 3	Configuration 4
0.05 mm/tr	7 000 tr/min	8 000 tr/min	6 625 r/min	6 750 tr/min
0.075 mm/tr	7 500 tr/min	8 000 tr/min	7 500 tr/min	8 000 tr/min
0.1 mm/tr	7 000 tr/min	8 500 tr/min	8 000 tr/min	8 500 tr/min

Tableau III.3: Vitesse d'apparition de la fragmentation des copeaux dans le 1^{er} lobe d'instabilité.

La Figure III.15, présente la position du 1^{er} lobe d'instabilité de chaque configuration en fonction de la fréquence propre de la tête pour une avance de 0,05 mm/tr (première ligne du Tableau III.3).

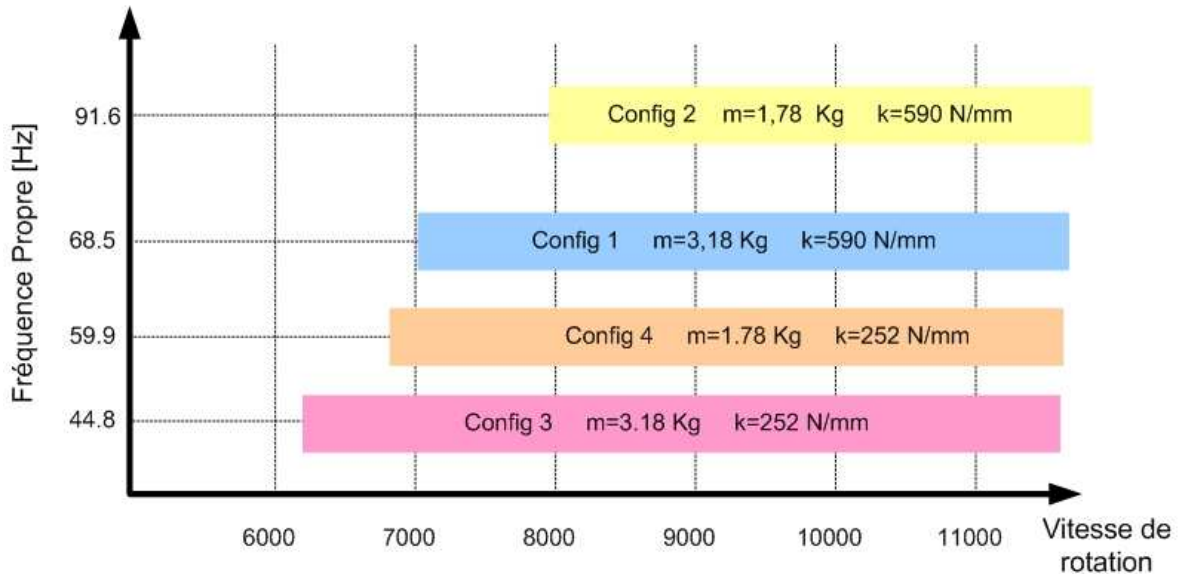


Figure III.15: Début du 1^{er} lobe d'instabilité pour les différentes configurations avec une avance de 0,05 mm/tr.

Avance	Configuration 1	Configuration 2	Configuration 3	Configuration 4
0.05 mm/tr	Non détectée	De 6 000 tr/min à 7 000 tr/min	Non détectée	De 5 500 tr/min à 6 500 tr/min
0.075 mm/tr	Non détectée	Non détectée	Non détectée	De 7 500 tr/min à 8 000 tr/min
0.1 mm/tr	Non détectée	Non détectée	Non détectée	Non détectée

Tableau III.4: Etendue du 2^{ème} lobe d'instabilité.

a) **Influence de la vitesse de rotation**

La Figure III.16 représente l'ensemble des perçages réalisés pour la configuration N°4 de la tête pour les trois avances sélectionnées. Plusieurs natures de perçage ont été observées :

- une absence de vibration synonyme de coupe stable (point en forme de carrés) ;
- un perçage vibratoire avec une vibration de l'outil à environ 1,7 vib/tr correspondant à des vibrations dans le 1^{er} lobe d'instabilité (points en forme de losanges) ;

- un perçage vibratoire avec une vibration de l'outil à environ 3,5 vib/tr correspondant à des vibrations dans le 2^{ème} lobe d'instabilité (points en forme de triangles).

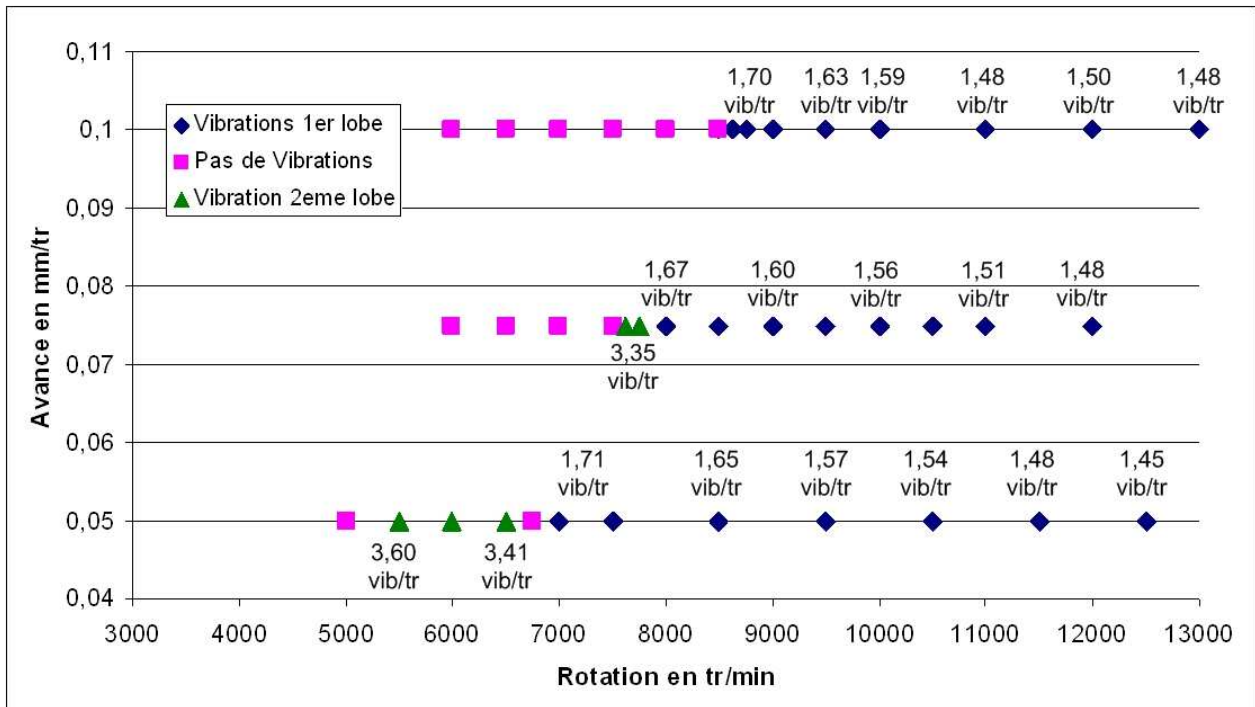


Figure III.16: Zone de vibrations du foret Mitsubishi pour une masse mobile de 1,78 Kg et une raideur de 250 N/mm.

Cette campagne expérimentale montre tout d'abord qu'il est possible d'obtenir des vibrations stables dans deux lobes d'instabilité. La frontière entre ces lobes d'instabilité est nette. Le 1^{er} lobe est très vaste (de 7 000 tr/min à plus 13 000 tr/min pour une avance de 0,05 mm/tr, de 8 000 tr/min à plus de 13 000 tr/min pour une avance de 0,075 mm/tr). Dans ce lobe, la fréquence de vibration évolue de 1,71 vib/tr à 1,45 vib/tr. Quelle que soit l'avance choisie, plus la vitesse de rotation est élevée, plus la fréquence de vibration est basse. Le 2^{ème} lobe de stabilité est par contre beaucoup moins large. Il est obtenu pour des vitesses de rotation plus basses (de 5 500 tr/min à 6 500 tr/min pour une avance de 0,05 mm/tr, de 7 500 tr/min à 8 000 tr/min pour une avance de 0,075 mm/tr). On remarque que la fréquence de vibrations est deux fois plus élevée que dans le 1^{er} lobe. Le passage d'un lobe à l'autre s'observe très facilement à partir des fréquences de vibrations. Il n'y a pas de fréquences intermédiaires entre les lobes. Le changement de comportement dynamique est brusque. Soit la vibration est dans le 1^{er} lobe et dans ce cas sa fréquence avoisine les 1,6 vib/tr, soit elle est dans le second lobe où elle avoisine les 3,5 vib/tr.

L'étude analytique du broutement par lobe de stabilité mettait en évidence un 1^{er} lobe d'instabilité très large pour des grandes vitesses de rotation et plusieurs autres lobes d'instabilité beaucoup moins larges pour des vitesses de rotation plus faibles. Expérimentalement, on détecte le 1^{er} lobe très large ainsi qu'un 2^{ème} lobe beaucoup moins large. Il n'est pas possible de détecter les 3^{ème} et 4^{ème} lobes. En effet, ces lobes sont théoriquement présents pour des faibles vitesses de rotation. Or, à ces vitesses, l'énergie fournie par les actionneurs (au travers de la vitesse de coupe et de la vitesse d'avance) n'est plus suffisante pour vaincre

l'ensemble des frottements de la tête et comprimer le ressort. L'étude analytique reflète le comportement dynamique de la tête de perçage uniquement pour les deux premiers lobes d'instabilité. Pour les autres lobes, c'est-à-dire pour les vibrations à faibles vitesses de rotation, cette théorie n'est pas suffisante car ne prend pas en compte la diminution de l'énergie fournie par les actionneurs ainsi que l'augmentation des frottements dans la tête de perçage.

L'observation des copeaux à la loupe binoculaire permet de mettre en évidence la variation de la fréquence de vibration des différents lobes d'instabilité. La Figure III.17 montre les copeaux obtenus pour un perçage vibratoire dans le 1^{er} lobe d'instabilité avec un outil de diamètre 5 mm et les copeaux obtenus avec ce même outil dans le 2^{ème} lobe d'instabilité. Les copeaux du 2^{ème} lobe d'instabilité sont deux fois plus petits que les copeaux du 1^{er} lobe.

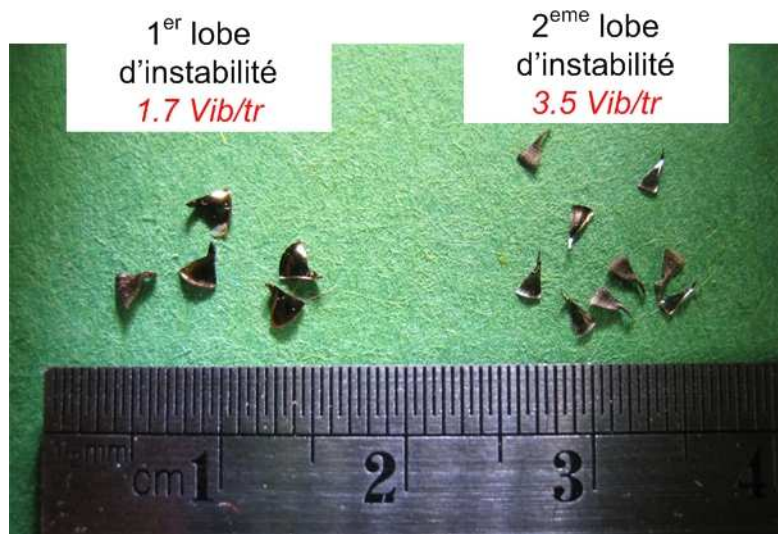


Figure III.17: Taille d'un copeau de perçage vibratoire pour deux fréquences de vibration.

L'influence de la vitesse de rotation est très claire. L'augmentation de la vitesse de rotation (et donc de la vitesse de coupe) favorise l'apparition et l'entretien des vibrations. En modifiant la vitesse de rotation, il est possible de passer facilement d'un état de coupe stable à un état de coupe instable. Il est de plus possible de choisir la fréquence de vibration et donc la fragmentation des copeaux en se positionnant dans les différents lobes d'instabilité. Ce résultat expérimental valide l'influence théorique de la vitesse vue lors de l'étude analytique du phénomène de broutement.

b) Influence de la masse mobile

Pour étudier l'influence de la variation de la masse, il faut travailler à raideur et avance constantes. Parmi les essais réalisés, pour une avance de 0,05 mm/tr, l'étude peut être réalisée pour deux raideurs (Figure III.15) :

- **Variation de la masse pour une raideur de 250 N/mm (Configuration 3 et Configuration 4):**
 - Avance de 0,05 mm/tr : début des vibrations à 6 750 tr/min pour une masse de 1,78 kg, et début des vibrations à 6 250 tr/min pour une masse de 3,18 kg.

- *Avance de 0,075 mm/tr* : début des vibrations à 8 000 tr/min pour une masse de 1,78 kg, et début des vibrations à 7 500 tr/min pour une masse de 3,18 kg.
 - *Avance de 0,1 mm/tr* : début des vibrations à 8 500 tr/min pour une masse de 1,78 kg, et début des vibrations à 8 000 tr/min pour une masse de 3,18 kg.
- **Variation de la masse pour une raideur de 590 N/mm (Configuration 1 et Configuration 2) :**
- *Avance de 0,05 mm/tr* : début des vibrations à 8 000 tr/min pour une masse de 1,78 kg, et début des vibrations à 7 000 tr/min pour une masse de 3,18 kg.
 - *Avance de 0,075 mm/tr* : début des vibrations à 8 000 tr/min pour une masse de 1,78 kg, et début des vibrations à 7 500 tr/min pour une masse de 3,18 kg.
 - *Avance de 0,1 mm/tr* : début des vibrations à 8 500 tr/min pour une masse de 1,78 kg, et début des vibrations à 7 000 tr/min pour une masse de 3,18 kg.

On observe donc que, quelle que soit la raideur (250 N/mm ou 590 N/mm) et quelle que soit l'avance de l'outil (0,05 mm/tr, 0,075 mm/tr et 0,1 mm/tr), une augmentation de la masse mobile va permettre d'abaisser la vitesse d'apparition de la fragmentation des copeaux. L'étude analytique du broutement apporte les mêmes conclusions : une augmentation de la masse permet de translater l'ensemble des lobes de stabilité. Il n'est pas possible de comparer la position exacte des lobes d'instabilité expérimentaux avec ceux trouvés lors de l'étude analytique du fait des hypothèses simplificatrices faites lors de l'étude analytique. La tendance générale de l'influence de la masse est par contre similaire entre ces deux approches.

Remarques :

Pour les configurations avec faible masse (ici 1,8 Kg), on remarque qu'il est possible de détecter le 2^{ème} lobe de stabilité pour de basses vitesses de rotation. Pour les masses importantes, le 2^{ème} lobe n'est pas visible. Le 2^{ème} lobe de stabilité n'est pas toujours possible à obtenir expérimentalement. En effet, la vitesse de rotation de la tête est beaucoup moins importante que dans le 1^{er} lobe d'instabilité. L'énergie apportée par la coupe est donc faible. Lorsque la masse mobile est trop importante, cette énergie n'est parfois pas suffisante pour engendrer les vibrations auto-entretenues. La largeur du 2^{ème} lobe est bien plus petite que celle du 1^{er} lobe, ce qui entraîne moins de souplesse d'utilisation en terme de conditions de coupe utilisables. La fréquence de vibration étant supérieure dans le 2^{ème} lobe, la fragmentation est meilleure et les outils seront moins sollicités du fait des plus faibles vitesses de coupe. Il paraît donc avantageux de travailler dans le 2^{ème} lobe de stabilité mais cela contraint d'utiliser des faibles masses en mouvement. De plus, la fiabilité des vibrations dans le 2^{ème} lobe de stabilité n'est pas suffisante pour permettre une utilisation de la tête de perçage vibratoire dans un contexte industriel. Le 2^{ème} lobe d'instabilité ne sera donc pas exploité en perçage vibratoire auto-entretenu.

c) Variation de la raideur

Pour étudier l'influence de la raideur, il faut travailler à masse mobile et avance constante. Parmi les essais réalisés, pour une avance de 0,05 mm/tr, l'étude peut être réalisée pour deux masses (Figure III.15):

- **Variation de la raideur pour une masse mobile de 1,78 Kg (Configuration 2 et Configuration 4) :**
 - *Avance de 0,05 mm/tr* : début des vibrations à 6 750 tr/min pour une raideur de 250 N/mm, et début des vibrations à 8 000 tr/min pour une raideur de 590 N/mm.
 - *Avance de 0,075 mm/tr* : début des vibrations à 8 000 tr/min pour une raideur de 250 N/mm, et début des vibrations à 8 000 tr/min pour une raideur de 590 N/mm.
 - *Avance de 0,1 mm/tr* : début des vibrations à 8 500 tr/min pour une raideur de 250 N/mm, et début des vibrations à 8 500 tr/min pour une raideur de 590 N/mm.

- **Variation de la raideur pour une masse mobile de 3,18 Kg (Configurations 1 et Configuration 3) :**
 - *Avance de 0,05 mm/tr* : début des vibrations à 6 625 tr/min pour une raideur de 250 N/mm, et début des vibrations à 7 000 tr/min pour une raideur de 590 N/mm.
 - *Avance de 0,075 mm/tr* : début des vibrations à 7 500 tr/min pour une raideur de 250 N/mm, et début des vibrations à 7 500 tr/min pour une raideur de 590 N/mm.
 - *Avance de 0,1 mm/tr* : début des vibrations à 8 000 tr/min pour une raideur de 250 N/mm, et début des vibrations à 7 000 tr/min pour une raideur de 590 N/mm.

On observe que, pour une faible avance de 0,05 mm/tr et quelles que soit la masse mobile utilisée, une augmentation de la raideur retarde l'apparition des vibrations. Une faible raideur semble être favorable au perçage vibratoire. Cette tendance est confirmée par l'étude analytique du phénomène de broutement. Pour des avances supérieures, 0,075 mm/tr et 0,1 mm/tr, ce résultat ne semble pas aussi clair. Pour l'avance de 0,075 mm/tr, la largeur de la zone de vibrations est insensible à la variation de la raideur. Pour une avance de 0,1 mm/tr, la tendance s'inverse dans certains cas. Cela semble venir du phénomène de talonnage. En effet, pour des raideurs faibles, l'amplitude des vibrations est plus importante que pour des raideurs importantes. Cette augmentation de l'amplitude a tendance à augmenter le phénomène de talonnage qui amortit les vibrations surtout près des frontières entre les états stables et instables.

d) Influence de l'avance de l'outil

L'étude analytique du broutement ne prend pas en compte l'avance de l'outil. Il n'est donc pas possible de connaître avec cette méthode l'influence théorique de l'avance sur la génération des vibrations. Expérimentalement, il est possible de la mettre en évidence. Une analyse des résultats du Tableau III.3 montre qu'une augmentation de l'avance retarde l'apparition des vibrations. Pour la configuration N°3, pour une avance de 0,05 mm/tr, le début des vibrations du 1^{er} lobe sont à 6 625 tr/min. Pour une avance de 0,075 mm/tr, elles apparaissent à 7 500 tr/min, et pour une avance de 0,1 mm/tr, elle n'apparaissent plus qu'à 8 000 tr/min. Cette tendance se généralise aussi pour les configurations N°2 et N°4. Cela s'explique

par l'influence du phénomène de talonnage en perçage vibratoire. Plus l'avance est importante, plus le phénomène de talonnage est important. Le talonnage ajoute un amortissement supplémentaire qui aura pour effet d'amortir les vibrations là où l'énergie disponible pour entretenir les vibrations est la plus faible, c'est-à-dire aux frontières des lobes de stabilité.

e) Bilan

Mis à part le phénomène de talonnage, cette première campagne expérimentale valide les résultats théoriques obtenus par l'étude analytique du phénomène de broutement. Les têtes de perçages modulaires permettent de faire varier rapidement la masse et la raideur du système dynamique dans le but de trouver des configurations entraînant un perçage vibratoire auto-entretenu. L'étude analytique des lobes de stabilité et l'étude numérique via le simulateur de perçage ont montré qu'il n'était, pour le moment, pas possible d'estimer le domaine de vibration d'un outil. Actuellement, la seule méthode permettant de le faire est une méthode expérimentale. La méthode que nous allons proposer minimise le nombre d'essais à réaliser. Tous les perçages doivent être effectués sur une faible profondeur (une à deux fois le diamètre). En effet, l'outil ne va pas travailler dans des conditions optimales de fractionnement. Il faut donc limiter au maximum la profondeur de perçage afin de minimiser le risque de bourrage copeaux.

Les différentes étapes à réaliser sont :

- Réaliser un COM rapide en perçage traditionnel afin de trouver la zone de fonctionnement normal de l'outil (plage de vitesse de rotation et plage d'avance).
- Prendre pour la vitesse de rotation une valeur moyenne du COM et une avance faible : 0,025 mm/tr pour des diamètres de forets entre 2 et 4 mm, 0,05 mm/tr pour des diamètres de forets entre 5 et 8 mm et 0,1 mm/tr pour des forets de diamètres supérieurs.
- Choisir une raideur correspondant environ à la moitié de l'effort pour un perçage traditionnel à l'avance sélectionnée. Choisir une masse de manière à ce que la fréquence propre de la tête soit d'environ 50 Hz.
- Faire varier la vitesse sur une large plage autour de la zone de fonctionnement de l'outil (ne pas hésiter à tourner un peu plus vite que la limite identifiée par le COM) et noter les éventuels points de vibrations ainsi que leur fréquence de vibration. Attention à la tenue de l'outil pour les grandes vitesses de coupe. Ne pas continuer à augmenter la vitesse si les forets ne résistent pas à un perçage.
- En cas de bons résultats de vibration, passer à une avance plus importante en re-ciblant les essais sur la première zone de vibration détectée.
- En cas d'absence de vibrations pour l'avance sélectionnée :
 - Baisser l'avance et recommencer la variation de la vitesse de rotation.
 - Si il n'y a toujours pas de vibrations, il faut changer le couple masse / raideur et recommencer les essais.

A partir des premiers points de vibrations détectés, il va être possible, en modifiant les masses et les raideurs, de déplacer la zone de vibrations détectées afin de la positionner dans le domaine de fonctionnement de l'outil :

- En augmentant la masse mobile, on abaissera la vitesse d'apparition des vibrations, en diminuant la masse mobile on augmentera la vitesse d'apparition.
- En modifiant la raideur du ressort on agrandira ou diminuera la taille de la zone de vibration.

Après toutes ces manipulations, les réglages de la tête seront optimales pour exploiter l'outil en perçage vibratoire.

III.3. Influence de la géométrie des outils hélicoïdaux

III.3.1. Présentation de l'étude

De nombreuses études sur le perçage traditionnel ont mis en évidence que la géométrie des forets hélicoïdaux avait une influence forte sur la formation des copeaux et les efforts de poussée générés par la coupe [Claudin, 2006]. Les premières études de perçage vibratoire menées ont montré qu'il n'est pas possible d'obtenir des vibrations auto-entretenues entraînant une bonne fragmentation des copeaux avec tous types de forets hélicoïdaux. Afin de maîtriser la technologie de perçage vibratoire, il est nécessaire de comprendre l'influence de l'outil sur la génération des vibrations.

De nombreux paramètres qualifient la géométrie d'un foret hélicoïdal. En perçage traditionnel, l'influence de ces paramètres sur la fragmentation des copeaux et sur l'effort de poussée est non négligeable. Trois paramètres géométriques ont une influence forte sur la génération de l'effort de poussée en perçage traditionnel : la géométrie de l'affûtage, le type de revêtement et la valeur de l'angle en dépouille. Une étude expérimentale a été mise en place pour mettre en évidence l'influence de ces trois paramètres sur la génération et l'entretien des vibrations en perçage vibratoire.

Cette campagne expérimentale sera réalisée en deux parties :

- **Campagne d'essais N°1** : mise en évidence de l'influence de la géométrie de l'âme et du type de revêtement.
- **Campagne d'essais N°2** : mise en évidence de l'influence de la valeur de l'angle en dépouille.

A l'issue de ces campagnes, il sera possible de déterminer une géométrie d'outil adaptée au perçage vibratoire. L'influence des autres paramètres de l'outil, tels que la géométrie des goujures, la valeur de l'angle d'hélice ou l'angle de pointe, pourra être étudiée dans un deuxième temps à partir de forets possédant déjà une géométrie adaptée au perçage vibratoire.

III.3.2. Campagne d'essai N°1 : influence de l'affûtage et du revêtement

a) Les outils utilisés

Pour cette campagne, neuf outils de la marque TIVOLY ont été utilisés. Le domaine d'utilisation de ces outils en perçage traditionnel est présenté en documents annexes. Les différences principales entre ces outils se situent au niveau de :

- **la géométrie de l'affûtage.** Trois types d'affûtages sont disponibles : un affûtage « pointe en croix », un affûtage « 1/3 2/3 » et un affûtage en « dépouille conique ».
- **le revêtement.** En plus des outils non revêtus, deux types de revêtements sont disponibles : un revêtement en Nitrure de Titane (TiN) et un revêtement en Nitrure de Titane et d'Aluminium (TiAlN).

Les caractéristiques géométriques des outils sont présentées Tableau III.5. Un Couple Outil Matière (COM) a été réalisé afin d'identifier le domaine de fonctionnement de chaque outil en perçage traditionnel dans l'acier utilisé. Les résultats de ces différents COM ainsi que des informations complémentaires sur chaque outil (vue en 3D de leur affûtage) sont présentés en *documents Annexes*.

Numéro d'outil (dénomination TIVOLY)	Affûtage	Revêtement
DIN 338 HSS N°1	Dépouille conique	Aucun
DIN 338 HSS N°2	Dépouille conique	TiN
DIN 338 HSS N°7	1/3 2/3	Aucun
DIN 338 HSS N°9	Dépouille conique	Aucun
DIN 338 HSS N°10	Pointe en croix	Aucun
DIN 338 HSS N°12	1/3 2/3	Aucun
DIN 338 HSS N°16	Pointe en croix	Aucun
DIN 338 HSS N°388	Pointe en croix	Aucun
DIN 338 HSS N°389	Pointe en croix	TiAlN

Tableau III.5: Caractéristiques géométriques des forets hélicoïdaux TIVOLY.

b) Le protocole mis en place

Cette campagne expérimentale a été menée suivant deux étapes principales. Une première étape visant à étudier le domaine de vibration de chaque outil, une deuxième visant à faire une étude plus fine sur l'influence de la partie centrale de l'outil.

Etape N°1 : Domaine de vibration des outils étudiés

L'objectif principal de cette première étape est d'identifier la compatibilité de chaque outil avec la technologie de perçage vibratoire. Chaque outil a été testé dans les mêmes conditions de perçage vibratoire :

une masse mobile 2,45 kg, une raideur de 260 N/mm, une avance de 0,05 mm/tr et une vitesse de rotation allant de 1 500 à 7 000 tr/min avec la tête N°2. La plage de vitesse testée est plus large que la plage de vitesse d'utilisation recommandée par le constructeur de ces outils. L'outil ne va donc pas toujours travailler dans les meilleures conditions. Pour éviter de trop solliciter les outils en cas d'absence de vibrations, les perçages ont été réalisés sur de très petites profondeurs (8 mm) afin de s'affranchir du problème d'évacuation des copeaux et de limiter les sollicitations thermiques. Les résultats se basent sur l'enregistrement des efforts de coupe mesurés pendant les essais. L'analyse du signal d'effort permet d'identifier la présence de vibrations et de mesurer leur fréquence.

Etape N°2 : Influence de l'âme de l'outil

Cette étape vise à étudier le comportement de l'âme de l'outil en perçage vibratoire. Pour ce faire, chaque outil est testé sur une éprouvette pré-perçée (Figure III.18). Le diamètre de l'avant-trou réalisé est supérieur au diamètre de l'âme de l'outil (dans notre cas, l'âme de l'outil mesure 1,4 mm sur tous les outils Tivoly et 1,46 pour le foret Mitsubishi, le diamètre de pré-perçage est de 1,5 mm). La phase d'usinage est réalisée en deux temps. Dans un premier temps, l'outil pénètre dans le trou pré-perçé. L'âme de l'outil n'est pas en contact avec la matière, seule l'arête de coupe principale enlève de la matière. Dans un second temps, à la fin du pré-perçage, la totalité de l'outil est en contact avec la matière : la pointe participe à l'enlèvement de matière.

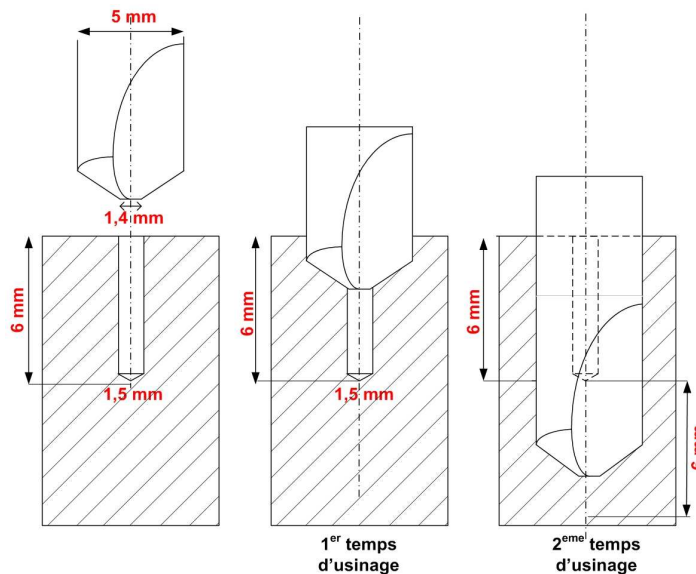


Figure III.18: Configuration expérimentale des essais avec trous pré-perçés.

L'enregistrement de l'effort de coupe durant la totalité de l'essai va mettre en évidence l'influence de l'âme de l'outil sur l'effort de pénétration. La Figure III.19 présente l'enregistrement d'un perçage vibratoire dans une éprouvette pré-perçée avec le foret N°2, une vitesse de 6 000 tr/min et une avance de 0,05 mm/tr. La vibration de l'outil est présente sur la totalité du perçage. La fréquence de vibration est stable tout au long de l'essai à 1,71 vib/tr pendant les deux temps d'usinage. L'amplitude des efforts varie beaucoup entre le premier temps d'usinage et le second. Lors du premier temps d'usinage, c'est-à-dire

lorsque l'âme de l'outil (correspondant aux zones 2 et 3) n'usine pas, les pics d'efforts s'élèvent jusqu'à 225 N. Lors du second temps d'usinage, l'âme de l'outil participe à l'enlèvement de matière, les pics d'effort s'élèvent alors à 1 400 N. Sur cet exemple, l'âme génère 1 175 N c'est-à-dire plus de 84 % des efforts de poussée. L'étude Couple Arête Matière menée sur cet outil en perçage traditionnel (Chapitre II) a montré que l'âme de l'outil génère à elle seule près de 90 % de l'effort de poussée en perçage traditionnel. La répartition des efforts le long de l'arête de coupe en perçage vibratoire semble donc similaire à la répartition des efforts en perçage traditionnel. Pour minimiser les efforts en perçage vibratoire, il est donc nécessaire de trouver des géométries d'âme générant peu d'effort de poussée.

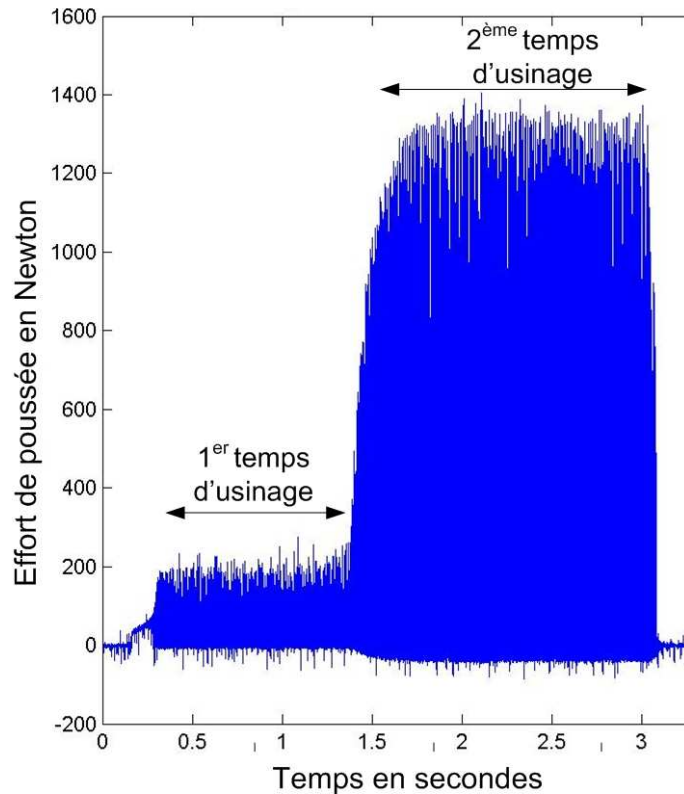


Figure III.19: Enregistrement d'un perçage vibratoire d'une éprouvette pré-percée.

c) Les domaines de vibration des outils

Les résultats de l'exploration des zones de vibration pour les neuf forets Tivoly sont présentés Figure III.20 pour le 1^{er} temps d'usinage et Figure III.21 pour le 2^{ème} temps d'usinage. On peut remarquer de très grandes différences sur les domaines de vibration entre les deux temps d'usinage. Certains outils ont un domaine de vibrations très large avec trois fréquences de vibration différentes (l'outil N°389 par exemple) ; d'autres ne vibrent pas sur la plage de vitesse étudiée. Certains outils n'ont pas pu être testés jusqu'à 7 000 tr/min (par exemple les outils N° 9, N° 12 ou N° 7) car ils ne résistaient pas à de telles conditions de coupe.

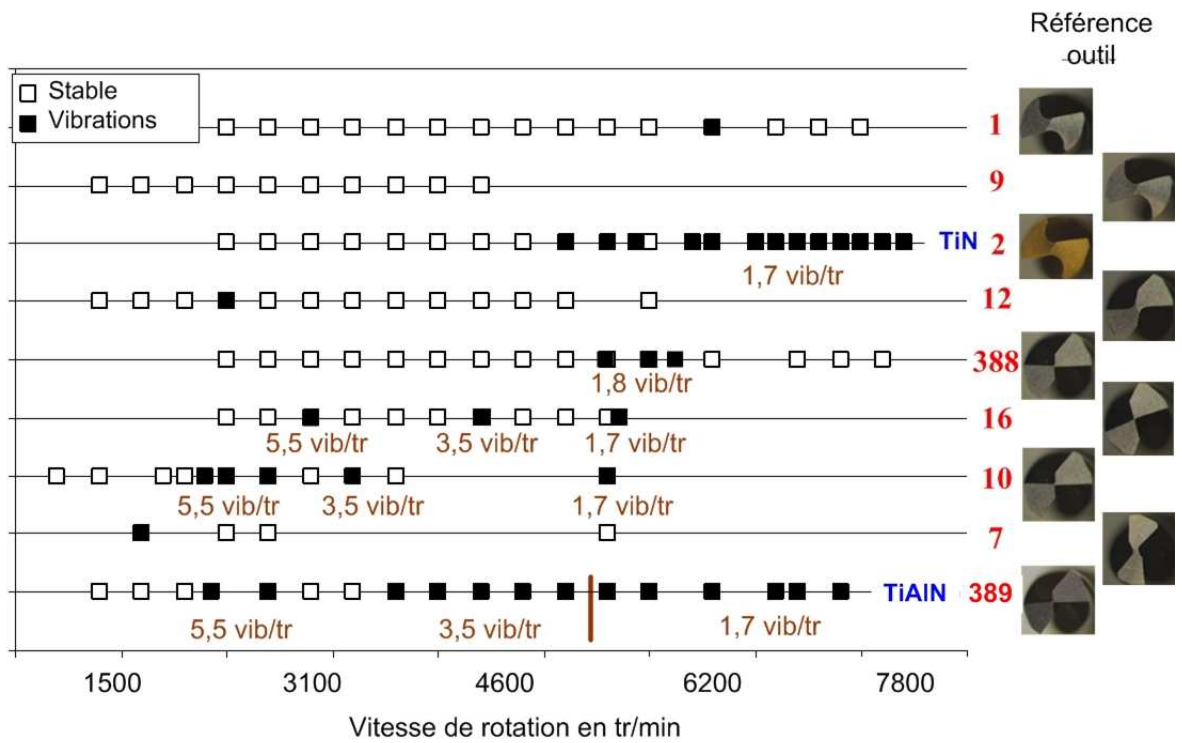


Figure III.20: Zone de vibration pour les neuf forets Tivoly pour une avance de 0,05 mm/tr, une masse mobile de 2,45 Kg et une raideur de 260 N/mm dans le 1^{er} temps d'usinage (Figure III.18)

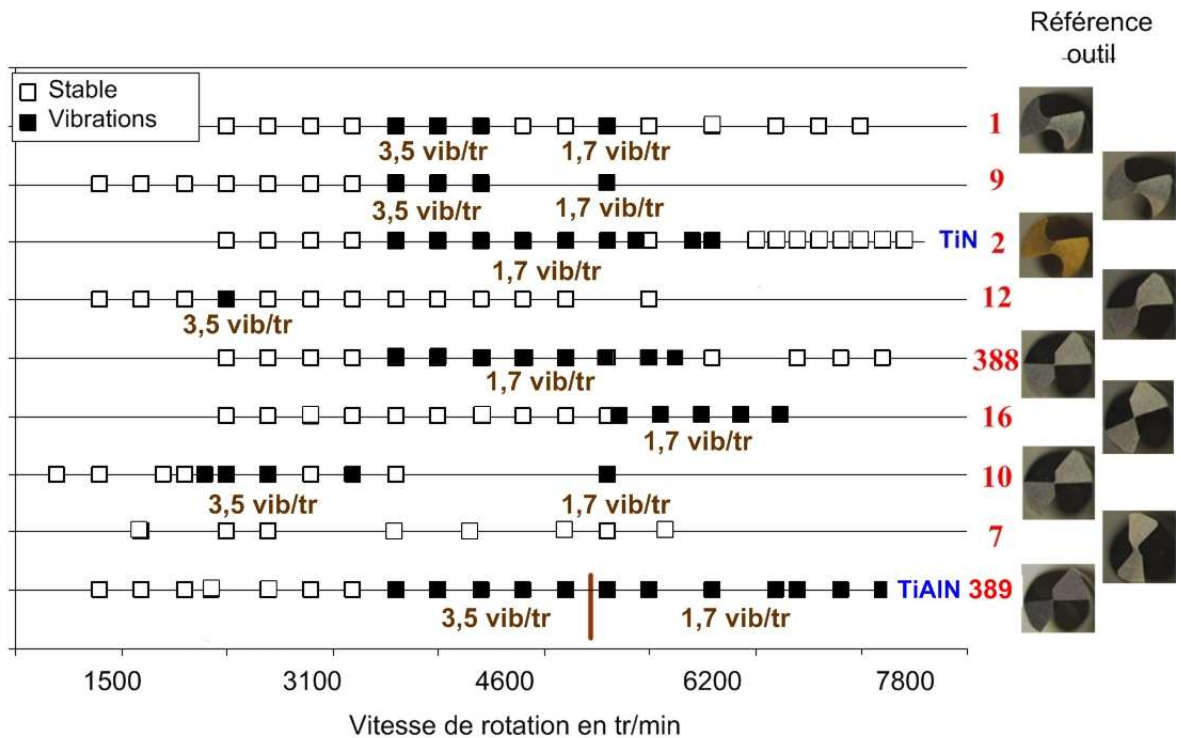


Figure III.21: Zone de vibration pour les neuf forets Tivoly pour une avance de 0,05 mm/tr, une masse mobile de 2,45 Kg et une raideur de 260 N/mm dans le 2^{ème} temps d'usinage (Figure III.18).

d) Influence de l'affûtage

Trois types d'affûtages ont été testés lors de cette campagne expérimentale. Afin de mettre en évidence uniquement l'influence de l'affûtage, les résultats des deux outils revêtus (les outils N°389 et N°2) ne seront pas pris en compte dans l'analyse des résultats. L'analyse porte sur les résultats de sept outils. Sur ces sept outils, trois outils ont un affûtage de type « pointe en croix » (outils N°388, N°16 et N°10), deux outils ont un affûtage de type « dépouille conique » (outils N°1 et N°9) et deux outils ont un affûtage de type « 1/3 2/3 » (outils N°7 et N°12). Analysons tout d'abord la deuxième étape d'usinage c'est-à-dire lorsque la totalité de l'outil réalise le perçage. L'analyse des domaines de vibration (Figure III.21) montre que :

- Trois des quatre outils ayant un affûtage « pointe en croix » possèdent un domaine de vibrations dans la plage étudiée. Les outils N°10 et N°16 permettent d'avoir des vibrations dans trois lobes d'instabilité, l'outil N°388 a un domaine un peu moins large avec seulement un lobe détecté. Ces trois outils sont compatibles avec le perçage vibratoire.
- Deux des trois outils ayant un affûtage « dépouille conique », le domaine de vibration est très restreint voire inexistant (un point de vibration pour l'outil N°1 et aucune vibration possible pour l'outil N°9).
- Sur les deux outils ayant un affûtage « 1/3 2/3 », seul un point de fonctionnement a été trouvé.

Ces premières constatations montrent que les outils possédant un affûtage de type « pointe en croix » sont mieux adaptés au perçage vibratoire que les outils possédant un affûtage de type « dépouille conique » et « 1/3 2/3 ».

Les essais sur les éprouvettes pré-perçées permettent de confirmer cette hypothèse. La Figure III.22 présente un perçage vibratoire réalisé avec le foret N°1. On peut remarquer que dans le premier temps d'usinage, lorsque l'âme du foret n'usine pas, les vibrations sont auto-entretenues avec une amplitude d'environ 700 N et une fréquence de vibration de 1,8 vibrations/tour. A partir de l'instant où l'âme du foret participe à l'enlèvement de matière, les vibrations cessent et la coupe devient continue. L'étude du domaine de vibration des outils pendant la première étape du perçage (Figure III.20) montre que cet amortissement des vibrations se produit pour d'autres vitesses de rotation et d'autres avances pour les deux forets possédant ce type d'affûtage. Les forets N°1, N°16 et N°388 possèdent un petit domaine de vibration pendant la première étape d'usinage alors qu'ils n'en possèdent pas pendant la deuxième. Ce comportement vibratoire met en évidence le fait que l'âme de l'outil soit responsable de l'arrêt des vibrations. Les affûtages de type « dépouille conique » et « 1/3 2/3 » ne sont donc pas compatibles avec le perçage vibratoire.

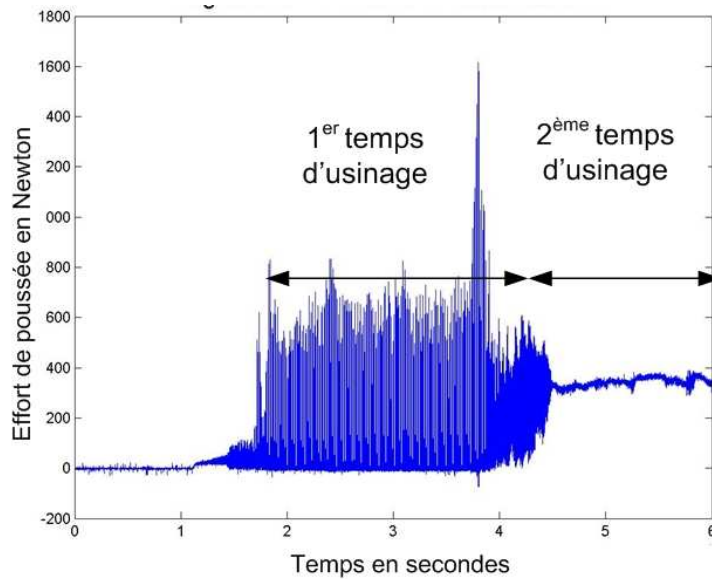


Figure III.22: Enregistrement d'un perçage vibratoire avec l'outil N°1 à une vitesse de 3 500 tr/min et une avance de 0,04 mm/tr.

Pour les outils avec un affûtage « pointe en croix », les résultats sont différents. La Figure III.23 présente un perçage vibratoire d'une éprouvette pré-percée avec le foret N° 16. L'outil vibre correctement durant les deux temps d'usinage. Lorsque l'âme du foret n'intervient pas dans la coupe, l'amplitude des efforts est de 400 N environ. Cette amplitude passe à 1 000 N lorsque la pointe de l'outil participe à l'usinage. Il n'y a pas d'arrêt des vibrations entre les deux temps d'usinage. L'affûtage de l'outil n'amortit pas les vibrations.

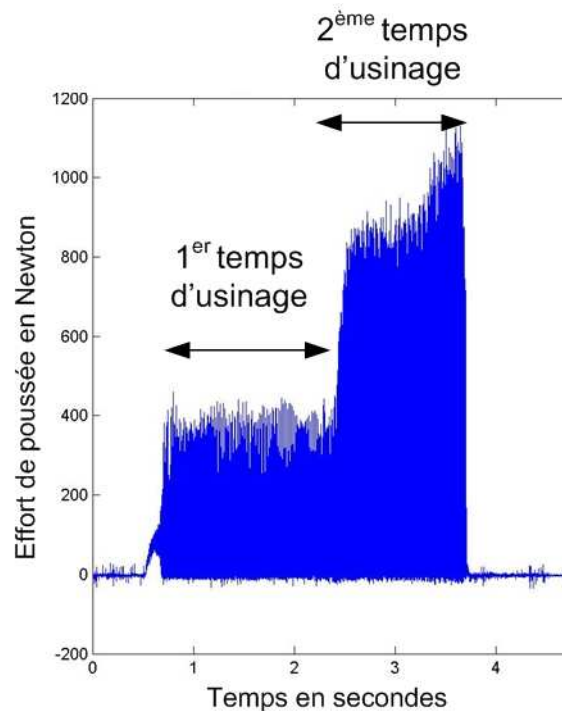


Figure III.23: Enregistrement d'un perçage vibratoire avec l'outil N°16 à une vitesse de 5 000 tr/min et une avance de 0,04 mm/tr.

Cette campagne expérimentale nous a permis de mettre en évidence qu'un mauvais choix d'affûtage pouvait rendre un outil incompatible au perçage vibratoire. L'affûtage de l'outil joue un rôle très important sur l'entretien des vibrations en perçage vibratoire. Certaines géométries d'affûtage amortissent complètement les vibrations. Pour obtenir un large domaine de vibrations, il est préférable d'utiliser des outils avec un affûtage de type « pointe en croix ». Cette liste de géométries d'affûtage compatibles avec le perçage vibratoire n'est pas exhaustive, car il ne nous a pas été possible de tester toutes les géométries d'affûtage existant sur le marché des outils de perçage hélicoïdaux. Nous avons néanmoins mis en place une méthode expérimentale simple permettant d'identifier la compatibilité de l'affûtage avec le perçage vibratoire. Cette méthode pourra être appliquée lors de tout test de nouveaux outils en perçage vibratoire.

e) **Influence du revêtement**

Influence du revêtement sur le domaine de vibrations

L'étude de l'influence du revêtement sur la génération de vibrations se fait sur deux paires d'outils. Pour chaque paire d'outils, la géométrie de l'arête de coupe et de l'âme est identique. Seul le revêtement est différent. Les outils étudiés sont les suivants :

- **Outil N°1 / Outil N°2** : il s'agit d'outils avec un affûtage de type « dépouille conique ». L'outil N°1 est non revêtu et l'outil N°2 a un revêtement en TiN.
- **Outil N°388 / Outil N°389** : il s'agit d'outils avec un affûtage de type « pointe en croix ». L'outil N°388 est non revêtu et l'outil N°389 a un revêtement en TiAlN.

L'analyse de l'influence du revêtement se fait à partir du domaine de vibration de chaque outil présenté Figure III.21. Pour les deux paires d'outils, les résultats des zones de vibration lors du deuxième temps d'usinage montrent que l'ajout d'un revêtement sur l'outil est très favorable à la génération des vibrations. L'outil non revêtu N°388 ne présente qu'un domaine très restreint de vibrations, alors que l'outil de même géométrie avec un revêtement TiAlN (outil N°389) vibre sur un domaine étendu sur trois lobes d'instabilité. Ce même comportement se produit pour les deux autres outils. L'outil N°1 avec une géométrie d'affûtage de type « dépouille conique » est incompatible avec le perçage vibratoire. L'ajout d'un revêtement TiN (outil N°2) va modifier l'amortissement de la pointe de l'outil et permettre des vibrations sur un large domaine de vibrations (à partir de 5 000 tr/min jusqu'à plus de 8 000 tr/min). L'ajout d'un revêtement améliore donc considérablement les capacités d'un outil à vibrer correctement.

Influence du revêtement sur l'amplitude des vibrations

La Figure III.24 présente l'enregistrement de l'effort de poussée pour le couple outil N°388 / outil N°389 pour une vitesse de rotation de 5 000 tr/min et une avance de 0,05 mm/tr. Cette figure permet de visualiser l'influence du revêtement sur l'amplitude des vibrations.

- Lors du 1^{er} temps d'usinage, l'amplitude des pics d'efforts de poussée est d'environ 400 N pour le foret revêtu et 450 N pour le foret non revêtu. Durant cette phase d'usinage, seule l'arête de coupe principale enlève de la matière. L'ajout du revêtement sur l'arête de coupe

principale n'entraîne donc pas une grande variation au niveau de l'effort de poussée en perçage vibratoire.

- Lors du 2^{ème} temps d'usinage, la différence entre foret revêtu et foret non revêtu est plus nette. Dans le cas du foret revêtu (cas a Outil N°389), l'effort maximal est d'environ 1 600 N alors que le foret non revêtu (cas b Outil N°388) produit un effort supérieur à 2 000 N (on peut remarquer une brusque perturbation du signal d'effort correspondant à la casse de l'outil). L'ajout du revêtement au niveau de l'âme du foret a une influence non négligeable sur l'amplitude des efforts de poussée en perçage vibratoire.

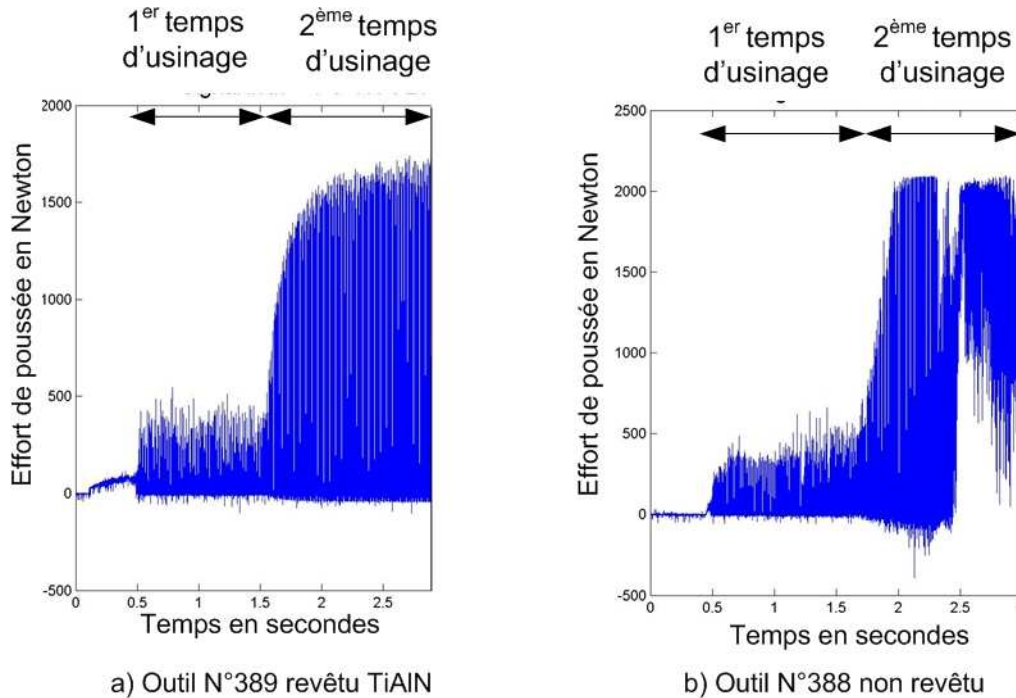


Figure III.24: Comparaison des efforts de poussée pour un foret revêtu et un foret non revêtu.

Rôle du revêtement en perçage vibratoire.

Les différentes études réalisées sur l'influence des revêtements ont mis en évidence le rôle principal du revêtement : réduire les frottements outil/matière. En perçage avec un outil hélicoïdal, le frottement a lieu principalement sur trois zones :

- au niveau de la face de coupe sur laquelle le copeau glisse juste après son cisaillement de la matière. Une réduction du coefficient de frottement dans cette zone améliore la formation et l'écoulement du copeau et donc son évacuation ;
- au niveau de l'âme de l'outil où les vitesses de coupe sont quasiment nulles et les angles de coupe sont défavorables à l'arrachement de matière. Dans cette zone, l'outil ne participe pas à l'enlèvement de copeaux. Il se produit un phénomène d'extrusion qui repousse la matière vers l'arête de coupe principale. Il y a donc un frottement très important entre l'outil et la matière. Une réduction du coefficient de frottement va faciliter l'extrusion de la matière et engendrer une baisse des efforts de poussée.

- au niveau des listels qui servent à guider l'outil lors de l'usinage. La surface de frottement s'étend tout au long de chaque listel et la vitesse de glissement est importante (elle correspond à la vitesse de coupe à la périphérie de l'outil)

Pour valider ces affirmations, il est nécessaire d'identifier la valeur du coefficient de frottement dans les trois cas existants : outil sans revêtement, outil avec revêtement TiN et outil avec revêtement TiAlN. Il est très difficile de mesurer le coefficient de frottement entre les outils et la matière usinée (35MnV7) pendant une opération de perçage vibratoire. Une identification du coefficient de frottement nécessite des études spécifiques de tribologie. Une étude de tribologie a été menée sur le tribomètre du laboratoire LTDS de Saint-Etienne [Bonnet, 2008]. L'étude va permettre d'étudier le frottement outil/matière au niveau des listels. Le revêtement étant identique sur la totalité de l'arête de coupe, on peut considérer que les conclusions de l'étude tribologique faite au niveau des listels pourra se généraliser à l'ensemble de la face de coupe. Ces résultats ne seront par contre pas exploitables pour analyser les frottements au niveau de l'âme de l'outil du fait du changement de phénomène physique entre l'arête principale de coupe et l'âme de l'outil (pression et température bien plus importante)

L'objectif de ces essais est de remplacer les forets par des pions possédant les même caractéristiques que les outils, et d'identifier le coefficient de frottement entre ces pions et la matière percée. Trois types de pions en carbure ont été utilisés : des pions non revêtus, des pions avec un revêtement TiN et des pions avec un revêtement TiAlN. L'étude de tribologie consiste à faire frotter les pions sur la surface à tester. Cet essai est fonction de deux paramètres : la vitesse de glissement entre le pion et la surface, et l'effort appliqué sur le pion. La surface de frottement est une barre cylindrique de 35MnV7 montée dans la broche dans un tour conventionnel (Figure III.25). Le pion est monté sur le chariot du tour. La vitesse de glissement est alors fonction de la vitesse de rotation de la broche. L'effort radial appliqué au pion est obtenu par l'intermédiaire du chariot du tour et calibré par une platine dynamométrique Kistler.

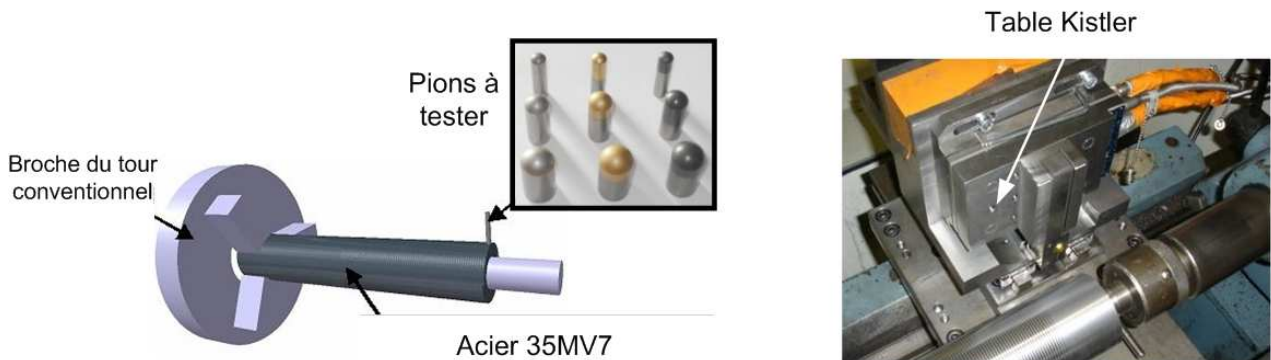


Figure III.25: Tribomètre du laboratoire LTDS [Bonnet, 2008].

La mesure de l'effort radial exercé sur le pion va permettre de calculer (via un modèle de loi de Coulomb) [Bonnet, 2008] les coefficients de frottement entre l'acier 35MnV7 et les trois types de pions.

Afin de se rapprocher le plus du comportement mécanique à l'interface matériau / listel, la vitesse de glissement appliquée au pion est de 150 m/min et l'effort normal de 500 N. Ces sollicitations correspondent

aux sollicitations générées au niveau des listels par un perçage vibratoire avec un foret de 5 mm de diamètre, une vitesse de rotation de 9 500 tr/min ($V_c=150$ m/min sur le listel ; les efforts radiaux mesurés lors du perçage avoisinent 300 N). Afin de suivre l'évolution du coefficient de frottement avec l'usure du revêtement, l'essai de tribologie a été effectué sur des longueurs de frottement comprises entre 18 et 20 mètres.

Les résultats trouvés sont présentés dans le Tableau III.6 :

Revêtement du pion	Coefficient de frottement au début de l'essai	Coefficient de frottement au milieu de l'essai	Coefficient de frottement à la fin de l'essai
TiN	0,28	0,28	0,28
TiAlN	0,30	0,29	0,29
Non revêtu	0,43	0,55	0,66

Tableau III.6: Résultat de l'étude de tribologie sur l'acier 35MnV7.

Le coefficient de frottement des pions revêtus TiN et TiAlN reste constant tout au long de l'essai de tribologie. L'usure du revêtement n'intervient que très peu au cours de l'essai de tribologie. Les performances des deux revêtements sont quasiment identiques ; le coefficient de frottement est relativement bas.

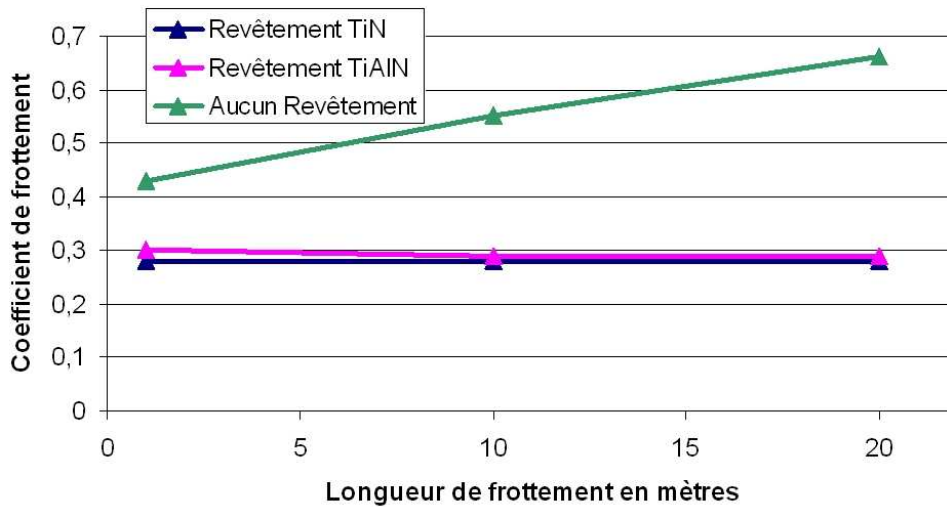


Figure III.26: Evolution du coefficient de frottement lors de l'essai de tribologie.

Le pion non revêtu possède un coefficient plus élevé que le pion revêtu (Figure III.26). Ce coefficient est de plus affecté par l'usure du pion. On remarque une augmentation de près de 50% du coefficient de frottement entre le début et la fin de l'essai. L'ajout du revêtement sur les pions réduit significativement le frottement à l'interface revêtement/matériau. Ces résultats de tribologie nous permettent d'affirmer que les performances des outils revêtus au niveau des listels en perçage vibratoire viennent de la réduction du frottement outil/matériau. Aucun essai de tribologie n'a été réalisé à faible vitesse et à forte pression (afin de simuler le frottement au niveau de l'âme de l'outil).

La réduction du frottement à l'interface outil/matériau entraîne une diminution de la chaleur créée pendant l'opération de perçage. La chaleur produite par l'usinage est évacuée par l'outil, par les copeaux et par la pièce. Pour une bonne tenue de l'outil, il faut limiter au maximum les sollicitations thermiques de l'outil. Une réduction de la chaleur produite lors de l'usinage sera donc bénéfique pour la tenue de l'outil. L'ajout de revêtement va donc permettre de limiter les sollicitations thermiques subies par l'outil lors de la coupe.

Pour valider cette affirmation, une mesure du flux de chaleur traversant l'outil peut être réalisée par l'étude de tribologie décrite précédemment. Une mesure de la température des pions est effectuée au cours du frottement. Elle est directement transformée en flux de chaleur traversant le revêtement. Un flux faible signifie que peu de chaleur traverse l'outil donc que peu de chaleur a été produite par l'usinage. Les résultats des flux de chaleur pour les trois types de pions sont présentés Tableau III.7. Le flux de chaleur traversant le pion non revêtu est deux fois plus grand que le flux de chaleur traversant les pions revêtus. Le revêtement réduit donc de moitié la quantité de chaleur passant de la zone de frottement au pion. Le rôle tribologique du revêtement est donc bien assuré. Les performances entre les deux types de revêtements sont identiques. En effet la faible différence de flux de chaleur entre le revêtement TiN et le revêtement TiAlN n'est pas significative.

Revêtement du pion	Pion Non revetu	Pion avec revêtement TiN	Pion avec revêtement TiAlN
Flux de chaleur en W	80	43	40

Tableau III.7: Flux de chaleur traversant les différents pions lors de l'essai de tribologie.

L'ajout d'un revêtement de type TiN ou TiAlN sur un foret va abaisser sensiblement le flux de chaleur entre la matière usinée et le substrat de l'outil (chaleur produite par la coupe et par le frottement listel/matière). Le substrat subira une élévation en température bien moins importante ce qui lui confère une meilleure résistance à grande vitesse de rotation, synonyme d'échauffement important.

III.3.3. Campagne d'essai N°2 : influence de l'angle en dépouille

a) Protocole expérimental

L'angle en dépouille va avoir une influence directe sur le phénomène de talonnage. Dans la première partie de ce mémoire, nous avons montré que le phénomène de talonnage était très présent en perçage vibratoire du fait de la forme de la surface usinée et des vibrations de l'outil. Un angle en dépouille faible va avoir pour effet de favoriser le phénomène de talonnage.

Cette deuxième campagne expérimentale a pour objectif d'étudier uniquement l'influence de l'angle en dépouille sur la génération des vibrations. Pour ce faire, deux outils se différenciant uniquement par la valeur de leur angle en dépouille ont été sélectionnés. Ces deux outils sont des outils de marque TIVOLY issus de la gamme Sirius. Il s'agit d'outils en carbure monobloc avec un affûtage spécifique Tivoly et un

revêtement TiN. La face en dépouille a une géométrie de type « 3 pentes ». Elle possède donc trois valeurs d'angle en dépouille. Le domaine d'utilisation de ces outils en perçage traditionnel est présenté en documents annexes. La Figure III.27 présente la géométrie de la face en dépouille des forets Sirius.

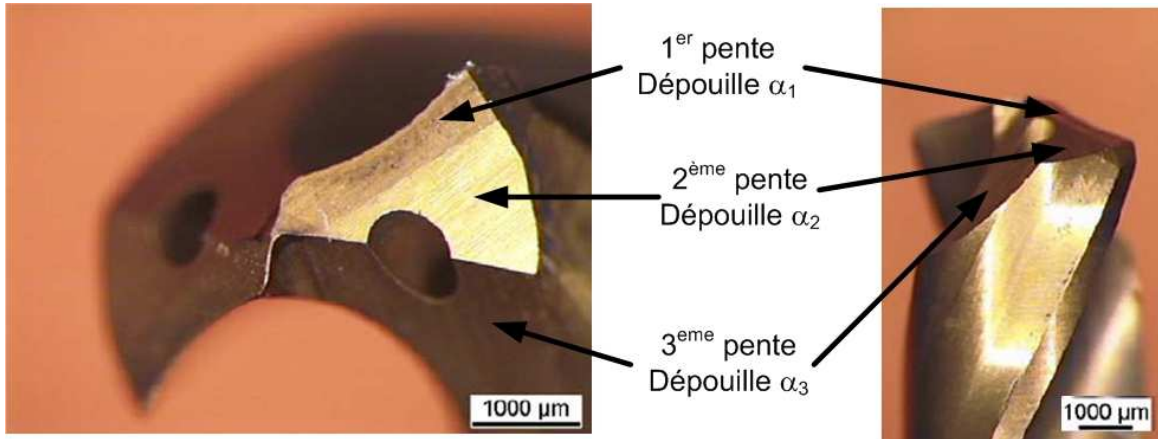


Figure III.27: Géométrie des forets Sirius.

Les différentes valeurs des angles en dépouille de chaque outil sont les suivantes :

- **Sirius 1**: dépouille α_1 : 6° , dépouille α_2 : 10° , dépouille α_3 : 30°
- **Sirius 2** : dépouille α_1 : 10° , dépouille α_2 : 15° , dépouille α_3 : 30°

L'étude de l'influence de l'angle en dépouille portera uniquement sur l'étude de la zone de vibration de chaque outil lors d'un perçage complet. Une recherche complète du domaine de vibration des outils a été effectuée avec la tête de perçage N°2, une masse de 2,45 kg et une raideur de 250 N/mm pour chacun des deux outils.

b) Influence de l'angle en dépouille

Le résultat de la recherche du domaine de vibration pour les deux outils Sirius de Tivoly est présenté Figure III.28.

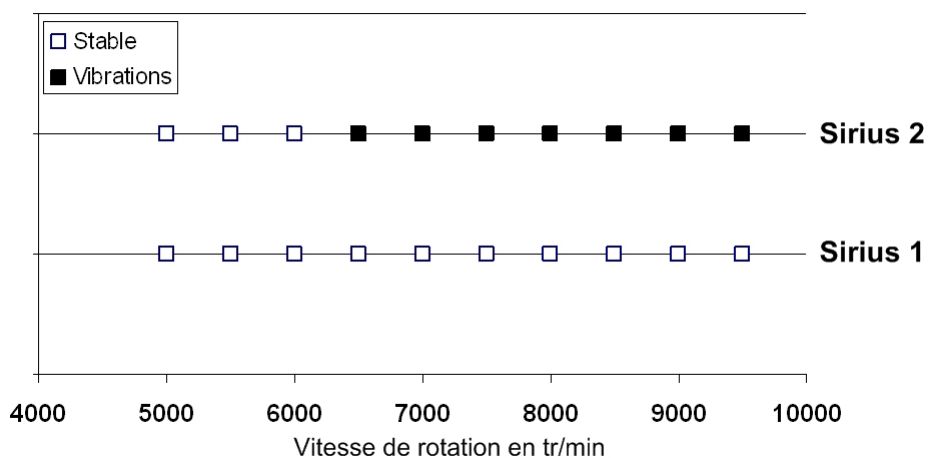


Figure III.28: Zone de vibration pour les deux forets Sirius pour une avance de 0,05 mm/tr.

On peut remarquer que l'outil Sirius N°1 n'a pas pu vibrer sur la plage de vitesse sélectionnée contrairement à l'outil Sirius N°2 qui possède un large domaine de vibration. L'outil Sirius N°1 possède un angle de dépouille très faible favorisant le talonnage. Les conséquences sont très nettes : il est impossible d'avoir des vibrations auto entretenues. En augmentant de cinq degrés l'angle en dépouille le long de l'arête (foret Sirius N°2), le talonnage est moins présent et les vibrations auto-entretenues peuvent s'installer. Le talonnage joue le rôle d'amortisseur dans la technologie de perçage vibratoire. Le choix de l'angle en dépouille a une influence directe sur la possibilité d'obtenir des vibrations auto-entretenues. Compte tenu de la variation importante de l'amplitude des vibrations, il n'est pas possible de déterminer un angle en dépouille minimal. On peut donc penser que plus l'angle en dépouille de l'outil sera important, plus le talonnage sera limité, entraînant une zone de vibration plus large.

c) Simulation du phénomène de talonnage

Le simulateur de perçage vibratoire prend en compte le phénomène de talonnage. Bien que le modèle mis en place ne soit pas parfaitement recalé, il est quand même possible d'utiliser le simulateur pour étudier l'influence du talonnage sur la vibration de l'outil. Cette étude se fait avec le modèle d'effort de coupe du foret Mitsubishi dans l'acier 35MnV7 (nous n'avons pas établis les modèles d'effort de coupe des forets Sirius dans l'acier 35MnV7).

Pour étudier l'influence du talonnage, trois simulations vont être effectuées. Les paramètres de réglages de la tête sont identiques pour les trois simulations : une vitesse de rotation de 9 500 tr/min, une avance de 0,075 mm/tr, une masse de 3,25 kg et une raideur de 590 N/mm. Ces simulations vont se différencier uniquement au niveau des angles en dépouille fictifs appliqués à l'outil utilisé :

- **Simulation 1** : Un angle en dépouille très important (12 degrés) sera appliqué au foret Mitsubishi. L'objectif de cette simulation est de limiter au maximum le talonnage.
- **Simulation 2** : Un angle en dépouille de 6 degrés sera appliqué au foret Mitsubishi.
- **Simulation 3** : Un angle en dépouille extrêmement faible (2 degrés) sera appliqué au foret Mitsubishi. L'objectif de cette simulation est de créer un talonnage très important.

Le résultat de ces simulations est présenté Figure III.29.

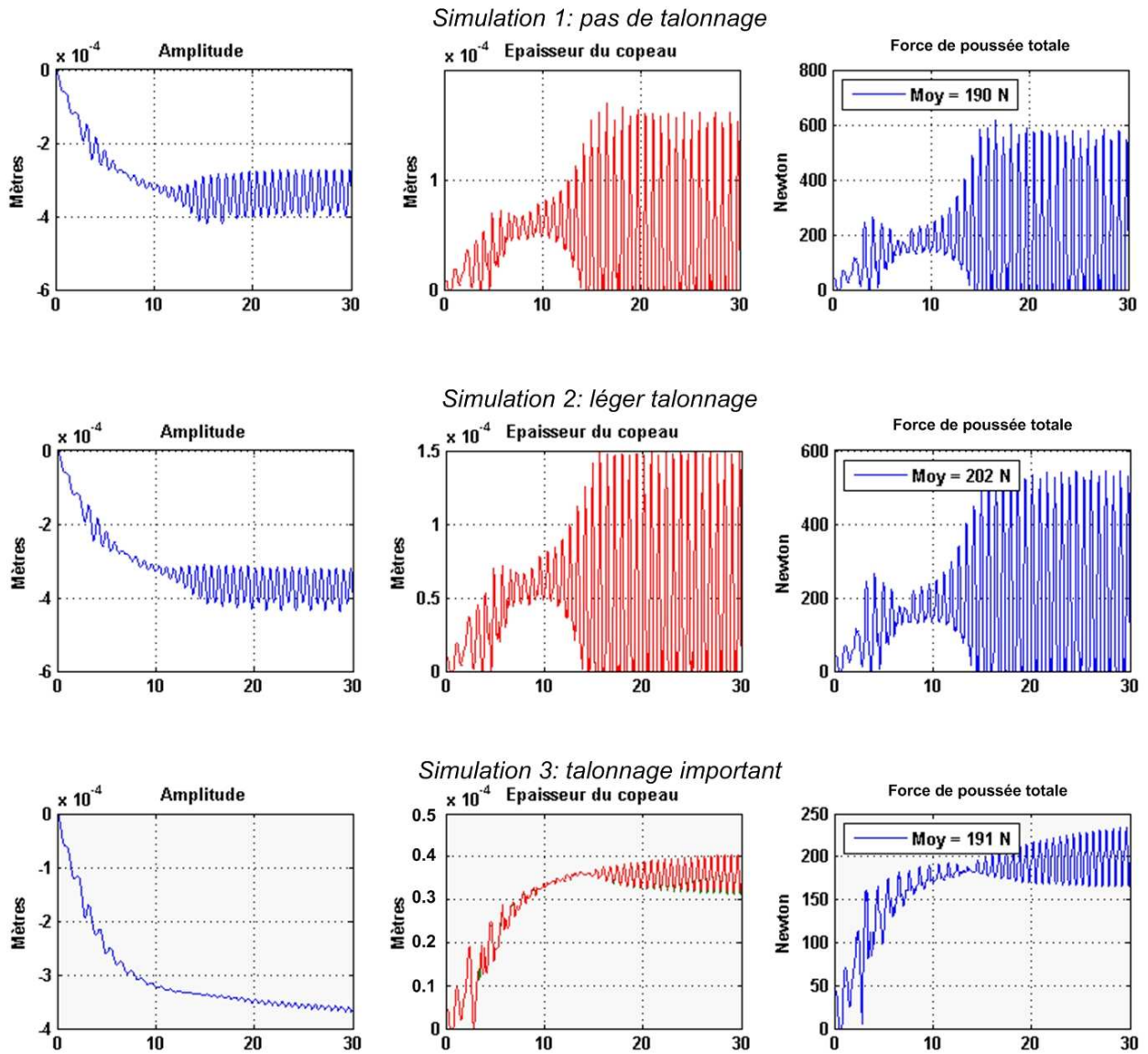


Figure III.29: Influence du phénomène de talonnage sur le caractère vibratoire de la tête de perçage.

Lors la simulation 1, le talonnage est complètement absent. L'amplitude des vibrations est de 0,14 mm, l'épaisseur de copeau atteint un maximum à 0,16 mm et l'effort de poussé varie entre 0 N et 600 N. Lors de la simulation 2, le talonnage est présent mais reste relativement faible On remarque une légère baisse de l'amplitude de vibrations, 0,1 mm, ainsi que de l'épaisseur de copeau qui atteint au maximum 0,15 mm. L'effort de poussée maximum est alors de 540 N. Par rapport à la simulation 1, la réduction de l'effort de poussée résulte de la diminution de l'épaisseur de copeau. L'effort de talonnage n'est pas prépondérant par rapport à l'effort de coupe dans cette situation. Dans la simulation 3, l'angle en dépouille a volontairement été fortement diminué. L'objectif étant de créer un talonnage important. Les conséquences sont très nettes : l'outil ne vibre pas. Cette absence de vibrations entraîne une coupe continue avec une épaisseur de copeau quasiment constante à 0,0375 mm (variation très faible de 0,005 mm), ce qui correspond exactement à l'épaisseur de copeau enlevé par une dent lors d'un perçage stable réalisé avec une avance de 0,075 mm/tr. L'effort de poussée maximal est alors bien plus faible que dans les autres

simulations du fait de la faible épaisseur de copeau enlevé. Il n'y a plus d'annulation de l'effort, le perçage est stable.

Etant donné le mode de recalage des paramètres du modèle de talonnage, l'interprétation de ces simulations doit être faite en considérant les tendances de l'évolution de l'effort plutôt que ces valeurs. Ces trois simulations montrent bien que le talonnage a tendance à amortir l'amplitude des vibrations. Un talonnage excessif peut entraîner un amortissement complet des vibrations rendant la coupe stable. Ces résultats de simulations sont bien en phase avec les résultats expérimentaux qui ont mis en évidence que le foret Sirius N°1, qui possède un très faible angle en dépouille, n'est pas compatible avec le perçage vibratoire du fait d'un talonnage trop important.

III.3.4. Synthèse sur la géométrie optimale de l'outil

Cette étude de la géométrie des outils hélicoïdaux a montré que l'âme du foret (rayon R_3 et R_2) avait une influence forte sur la génération des vibrations en perçage vibratoire. Elle produit près de 80% des efforts de poussée et peut être responsable de l'amortissement des vibrations. La géométrie de l'âme de l'outil doit donc être judicieusement choisie afin de ne pas nuire à l'établissement des vibrations. Une géométrie d'âme adaptée au perçage vibratoire entraîne une baisse significative de l'effort de poussée et de l'amortissement de coupe.

Des études similaires réalisées en perçage traditionnel [Claudin, 2006] ont montré que la partie centrale était aussi responsable de près de 75 % de l'effort de poussée total. Le phénomène de coupe semble donc être similaire entre le perçage traditionnel et le perçage vibratoire. Un foret produisant un effort de poussée faible au niveau de l'âme sera plus compatible avec le perçage vibratoire qu'un outil produisant un effort de poussée élevé.

Pour qu'un outil soit bien compatible avec le perçage vibratoire, il est préférable que ses caractéristiques géométriques possèdent au moins :

- Un affûtage de type « pointe en croix » pour limiter les efforts générés par l'âme.
- Un revêtement pour limiter le frottement au niveau de l'âme de l'outil et des listels.
- Un angle en dépouille important pour limiter le phénomène de talonnage.

De nombreux autres paramètres caractérisent un foret hélicoïdal. L'influence de ces paramètres sur l'effort de poussée en perçage traditionnel est bien plus faible que l'influence de la géométrie de l'âme, du revêtement et de l'angle en dépouille. Nous avons estimé que ces paramètres avaient une très faible influence sur la génération des vibrations en perçage vibratoire. L'influence de ces autres paramètres n'a donc pas été étudiée. Des études complémentaires pourront être menées à partir d'outils possédant la géométrie optimale décrite ci-dessus.

III.4. Influence de la géométrie des outils $\frac{3}{4}$ sur la génération des vibrations

III.4.1. Extension du perçage vibratoire au forage vibratoire aux outils $\frac{3}{4}$

Le forage profond avec un outil $\frac{3}{4}$ est un procédé possédant une productivité très faible. Les outils utilisés ne possèdent qu'une seule arête de coupe et un patin de guidage qui frotte en permanence sur la surface usinée du trou. Afin d'augmenter sa rigidité, le corps de l'outil est composé d'une seule goujure droite. L'ensemble de ces paramètres limite fortement les conditions de coupe utilisables avec ce type d'outil. Les avances ne peuvent guère être supérieures à 0,03 mm/tr pour une vitesse maximale de 100 m/min. La lubrification centrale est obligatoire pour fractionner et évacuer le copeau. La création d'une coupe discontinue à l'aide de la tête de perçage vibratoire pourrait permettre d'augmenter la vitesse de coupe et la vitesse d'avances couramment utilisées.

Cette extension n'est pas triviale. En effet, de nouveaux paramètres, comme par exemple le frottement du patin de guidage, peuvent perturber fortement la génération des vibrations. L'étude de la technologie de perçage vibratoire auto-entretenu a montré que la génération et l'entretien des vibrations étaient très sensibles aux variations d'efforts et d'amortissements. Les patins de guidage présents sur les forets $\frac{3}{4}$ engendrent un frottement très important sur le flanc du trou réalisé. Ces frottements à l'interface patin/outil créent un amortissement supplémentaire qui peut empêcher la formation des vibrations. Un protocole expérimental a été mis en place pour étudier la possibilité de réaliser une opération de forage vibratoire avec ce type d'outil.

III.4.2. Protocole expérimental pour étudier l'influence de la géométrie de l'outil

a) Les outils utilisés

La géométrie du patin semble avoir une importance déterminante dans la génération des vibrations. Une campagne expérimentale a été mise en place dans le but d'étudier l'influence de la géométrie du patin sur la génération des vibrations. Pour cela, différents outils $\frac{3}{4}$ ont été testés. Ces outils possèdent tous la même géométrie d'arête de coupe. Il s'agit d'une géométrie standard utilisée dans le perçage des aciers. Le domaine d'utilisation de chaque outil en forage traditionnel est présenté en *documents Annexes*. La différence principale entre les forets est située au niveau des patins et plus particulièrement sur leurs géométries. Deux paramètres vont évoluer : la conicité et la forme du patin.

- **Conicité du patin** : Deux conicités vont être étudiées : 0,07 % et 0,15 %. La conicité de 0,07 % est une valeur standard utilisée sur la majorité des outils réalisant des opérations de forage dans les aciers. La conicité de 0.15 % est principalement utilisée sur les outils

réalisant des perçages dans des matériaux ayant tendance à se resserrer après usinage. Une forte conicité diminue le risque de coincement de l'outil au cours de l'usinage.

- **Forme du patin** : trois formes vont être étudiées : A, C et E (Figure III.30). La forme A est composée de trois patins et d'un listel. Cette forme est principalement utilisée pour l'usinage des aluminiums. La forme C est composée de deux patins et d'un listel. Il s'agit d'une géométrie standard pour l'usinage des aciers. La forme E est composée d'un seul grand patin et d'un listel. Elle est utilisable dans tous types de matériaux et est particulièrement recommandée dans l'usinage des plastiques.



Figure III.30: Les trois géométries de patin testées.

Ces outils ont un diamètre de 5 mm, possèdent des pointes carbures et un corps en acier. Les caractéristiques géométriques de ces outils sont présentées dans le Tableau III.8.

	Forme du patin	Conicité λ
Outil N°1	C	0,15 %
Outil N°2	A	0,15 %
Outil N°3	C	0,07 %
Outil N°4	E	0,07 %
Outil N°5	E	0,15 %

Tableau III.8: Caractéristiques techniques des outils $\frac{3}{4}$.

Les essais ont été réalisés dans l'acier à vilebrequin 35MnV7. Une masse de 2,45 kg et une raideur de 260 N/mm ont été utilisées dans la tête de perçage N°1. Les forets $\frac{3}{4}$ ne possèdent qu'une seule arête de coupe. Ils ont donc besoin d'être guidés au démarrage du perçage. Pour cela, un avant-trou de 10 mm de profondeur a été réalisé avec un foret hélicoïdal avant chaque perçage (foret Mitsubishi MZS 0500MB utilisé pour les perçages hélicoïdaux longs, tolérance m7 ; la tolérance du foret $\frac{3}{4}$ est h6). De manière à ne pas trop solliciter l'outil lors de la phase d'exploration, une avance de 0,02 mm/tr a été utilisée lors des essais de forage vibratoire. Chaque outil a été testé sur une plage de vitesse de rotation de 4 500 tr/min à 11 000 tr/min. Les goujures des forets $\frac{3}{4}$ sont droites. Il n'existe donc pas de force centrifuge engendrée par la rotation de l'outil pour évacuer le copeau. L'évacuation naturelle des copeaux n'est pas possible. Une lubrification basse pression doit être maintenue afin d'assurer une circulation d'huile dans la goujure de

l'outil permettant une bonne évacuation des copeaux. Une mesure des efforts de coupe a été réalisée pour chaque perçage

b) Des zones de vibration différentes pour chaque outil

La Figure III.31 présente le domaine de vibration de chaque outil sur la plage de vitesse testée. Tous les outils possèdent un domaine de vibration, mais la largeur des domaines de vibration varie beaucoup d'un outil à l'autre. Les outils N°3 et N°4 ont un domaine très restreint dans le premier lobe de vibrations. Les outils N°1, N°2 et N°5 présentent un domaine bien plus large, étendu sur deux lobes de vibration. L'étude du domaine de vibration montre que la géométrie de la pointe de l'outil (forme du patin + conicité) a une influence sur le domaine de vibration de l'outil.

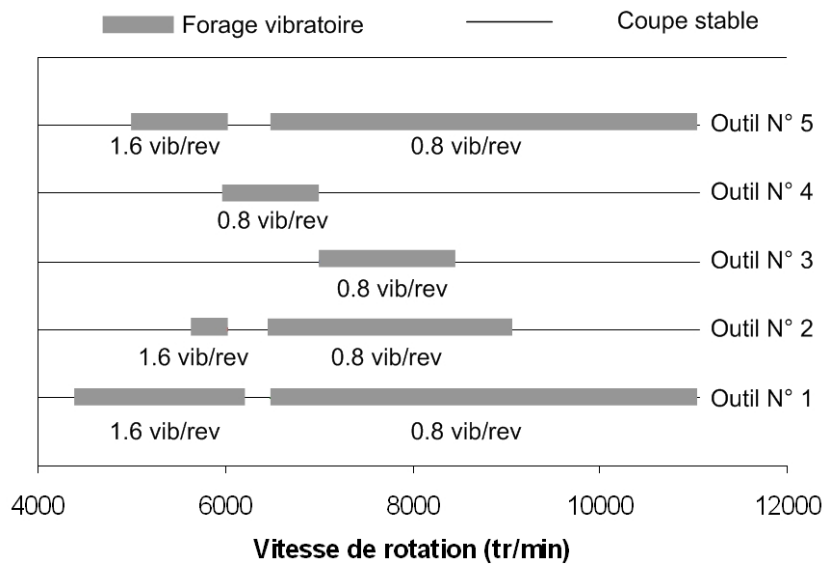


Figure III.31: Domaine de vibration des cinq outils ³/₄ testés en forage vibratoire.

Sur l'enregistrement de l'effort de coupe (Figure III.32), on peut observer une coupe franchement discontinue. Le taux de coupe est très bas (environ 0,25) ce qui signifie que l'outil passe beaucoup de temps en dehors de la matière. En contre-partie, lorsque l'outil enlève de la matière, l'épaisseur de copeau est très importante. En effet, l'effort maximal est, dans le cas de la Figure III.32, supérieur à 650 N, correspondant à une épaisseur de copeau d'environ 0,1 mm, soit plus de cinq fois l'avance originale donnée à l'outil.

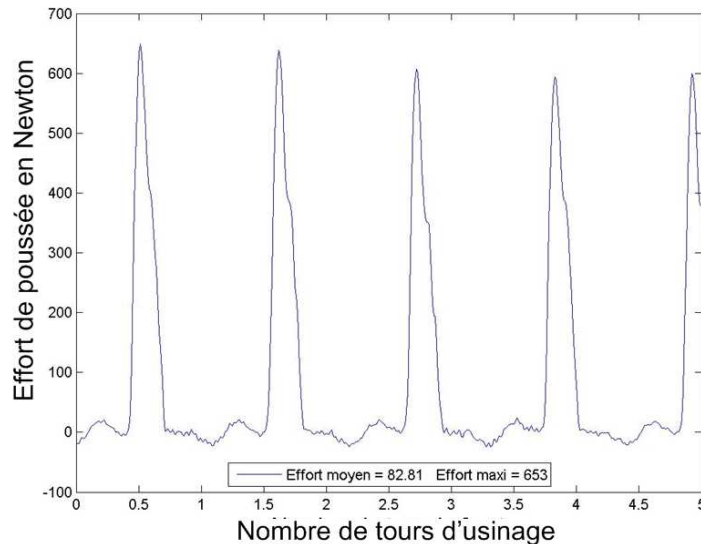


Figure III.32: Enregistrement de l'effort de poussée en forage vibratoire.

Pour certains outils, deux fréquences de vibration ont été mesurées : 0,8 vibrations par tour et 1,6 vibrations par tour. Ces deux fréquences correspondent à des vibrations dans les deux premiers lobes de stabilité. Les fréquences de vibration de chaque lobe ne sont pas identiques à celles détectées en perçage vibratoire avec foret hélicoïdal. En perçage vibratoire, l'instabilité de coupe obtenue dans le 1^{er} lobe engendre des vibrations dont la fréquence est proche de 1,6 vibrations par tour d'outil. Dans le 2^{ème} lobe d'instabilité, la fréquence est proche de 3,2 vibrations par tour. Il existe donc un facteur deux entre les fréquences de vibration en perçage vibratoire et les fréquences de vibration en forage vibratoire. Ce résultat est tout à fait logique. En effet, les forets $\frac{3}{4}$ ne possèdent qu'une arête de coupe. De ce fait, la fréquence d'excitation générée par la coupe discontinue est deux fois moins importante que la fréquence d'excitation en perçage vibratoire avec foret hélicoïdal. La fréquence de vibration étant liée à la fréquence d'excitation, elle est deux fois moins importante en forage vibratoire qu'en perçage vibratoire avec foret hélicoïdal.

c) Influence de la conicité du patin

Deux conicités de patin ont été testées :

- un premier groupe d'outils, *groupe 1*, composé des outils N°3 et N°4, ayant une conicité de 0,07 % ;
- un deuxième groupe, *groupe 2*, composé des outils N°1, N°2 et N°5, ayant une conicité de 0,15 %.

D'après l'exploration des zones de vibration de chaque outil (Figure III.31), les outils du *groupe 1* ont une zone de vibration très restreinte alors que les outils du *groupe 2* ont une zone de vibration s'étendant sur deux lobes d'instabilité. Une conicité importante du patin est donc une condition nécessaire pour avoir une large zone de vibration.

La Figure III.33 présente les efforts de poussée maximaux pour chaque foret dans une plage de vitesse où les cinq outils vibrent correctement. Il apparaît que les forets produisant un effort de poussée maximal sont les outils du *groupe 1* (outils N°3 et N°4 ayant une faible conicité). A l'inverse, l'ensemble des outils du *groupe 2* génère les efforts de poussée les moins importants.

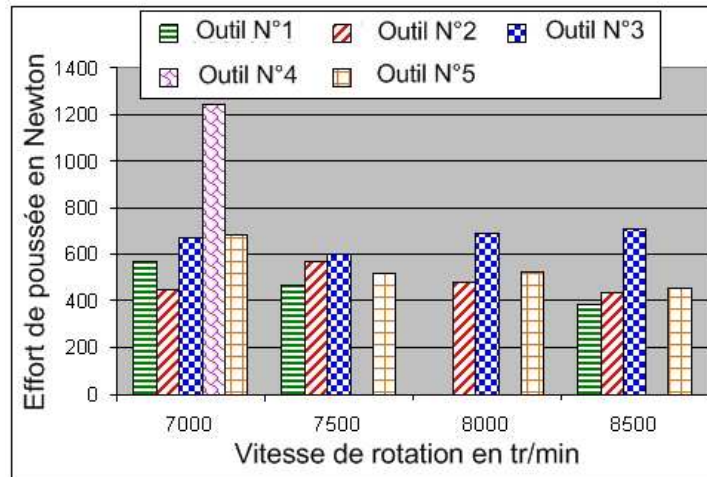


Figure III.33: Effort de poussée en forage vibratoire pour les cinq outils dans une plage de vitesse de 7 000 tr/min à 8 500 tr/min.

Cette différence vient du frottement entre le patin et le trou, qui est plus important lorsque la conicité du patin est faible. En forage vibratoire, le mouvement de l’outil par rapport au trou réalisé suit deux directions : une direction tangentielle du fait de la rotation de l’outil et une direction axiale du fait de la vibration. Le frottement du patin génère donc des efforts axiaux qui s’opposent au déplacement de l’outil et amortissent les vibrations. Plus le frottement est élevé, plus les efforts générés sont importants. Pour avoir de bons résultats en forage vibratoire, il est donc préférable d’utiliser des outils possédant une conicité importante.

d) Influence de la forme du patin

Afin de s’affranchir de l’influence de la conicité des patins, l’étude de l’influence de la forme du patin portera uniquement sur les outils du *groupe 2*, plus aptes à vibrer que les outils du *groupe 1*. Les trois formes de patins sont présentes dans le *groupe 2*. On ne remarque pas de grandes différences entre les domaines de vibration pour les trois formes de patins A, C et E. L’outil N°2, avec une forme de type A, semble avoir un domaine légèrement plus petit que le domaine des outils de type C et E. Cette différence n’est toutefois que très peu significative. En terme d’efforts de poussée, il n’y a quasiment pas de différences entre ces trois types de géométries (Figure III.33). La forme du patin ne semble pas avoir d’influence sur la génération des vibrations et sur la taille du domaine de vibration. En terme de lubrification, une forme de type A ou C est meilleure qu’une forme de type E. En effet, le lubrifiant pourra mieux se déposer sur les patins fractionnés (forme A ou C) que sur le patin continu (forme E).

III.4.3. Les limites du forage vibratoire.

a) Faible augmentation de la vitesse d’avance

L’étude précédente a montré que la condition nécessaire pour avoir un large domaine de vibration en forage vibratoire est d’utiliser des outils avec une conicité importante. Ce type d’outil a été testé sur plusieurs avances et avec plusieurs configurations de tête afin de déterminer l’augmentation de productivité

que pourrait apporter le forage vibratoire. Il en résulte que les vitesses d'avance ne peuvent guère dépasser 0,05 mm/tr, ce qui est équivalent aux avances couramment utilisées en forage traditionnel. En ce qui concerne les vitesses de coupe utilisables, en forage vibratoire, les vitesses couramment utilisées avec les outils $\frac{3}{4}$ sont comprises entre 120 et 150 m/min alors que le constructeur conseille une utilisation traditionnelle de ces outils avec une vitesse de 80 m/min. L'ajout de vibrations permet donc d'augmenter nettement la vitesse de coupe. L'augmentation de la productivité apportée par le forage vibratoire peut aussi venir de la lubrification. En effet, la coupe étant discontinue, le fractionnement du copeau est systématique. Il n'est donc plus nécessaire d'avoir recours à une lubrification haute pression pour fragmenter le copeau. Les goujures étant droites, l'évacuation naturelle est difficile. Il est nécessaire d'avoir recours à une évacuation assistée des copeaux. Une lubrification basse pression et bas débit suffit pour chasser ces copeaux fragmentés hors du trou. Il pourrait même être envisageable d'utiliser un système de micro-pulvérisation, voire de circulation d'air comprimé pour évacuer les copeaux vers l'extérieur du trou. Ces solutions n'ont pas encore été testées. Un résultat positif permettrait d'améliorer nettement la productivité des opérations de forage du fait de l'élimination du fluide de coupe.

b) Divergence possible de l'amplitude de vibration

Lors de certains essais avec des forets $\frac{3}{4}$ à géométrie non adaptée au forage vibratoire, une divergence des vibrations a été remarquée. Cette divergence apparaît dès les premières vibrations de l'outil. L'amplitude des vibrations ne se stabilise pas, elle augmente en permanence jusqu'à devenir trop importante et entraîner la destruction de l'outil. Ce phénomène inhabituel qui n'a jamais été observé avec des forets hélicoïdaux peut avoir deux explications possibles :

- L'angle en dépouille de l'outil est trop important ce qui entraîne une absence totale de talonnage. Il n'y a donc aucun phénomène qui amortit légèrement les vibrations. Leur amplitude ne peut donc se stabiliser.
- Le foret entre en vibration suivant un mode de torsion. En effet, la raideur en torsion des outils $\frac{3}{4}$ est très faible. Les sollicitations radiales dues à la coupe sollicitent en torsion le corps de l'outil. Celui-ci se met à vibrer en torsion autour de son axe de rotation. Le couplage vibrations axiales/vibrations en torsion entraîne une instabilité de coupe très importante pouvant aboutir à la destruction de l'outil. Une étude spécifique de l'influence des vibrations en torsion est nécessaire.

Le forage vibratoire semble donc bien plus instable que le perçage vibratoire avec forets hélicoïdaux. Il faudra donc apporter une réelle attention au choix des outils pour ne pas avoir trop de vibrations divergentes.

c) Limitation de la profondeur de forage

Des essais de forage profond ont été effectués avec des forets $\frac{3}{4}$ à géométrie adaptée au forage vibratoire. Pour la totalité des essais réalisés, la profondeur de forage n'a pas pu dépasser les 60 mm sans entraîner la rupture de l'outil. Ce bris de l'outil n'est pas la conséquence d'un bourrage copeau puisque la lubrification assure sa parfaite évacuation. La rupture a lieu au niveau de la brasure entre la pointe carbure active de l'outil et le tube. Les causes de la rupture ne sont pas clairement établies. Elles pourraient venir

des conséquences d'un mouvement de vibration en torsion de l'outil, couplé avec une flexion du corps qui entraînerait arc-boutement de la pointe au cours du perçage. Avec le type d'outil utilisé (outil à pointe carbure brasé sur un corps en acier), il n'est donc pas envisageable de percer des trous d'une longueur de 20 fois le diamètre.

III.5. Bilan

Cette exploration expérimentale du perçage vibratoire a permis de mettre en évidence l'influence de tous les paramètres de réglages de la tête sur le domaine de vibrations de l'outil. Nos connaissances actuelles nous permettent donc d'identifier pour tout nouveau perçage (un outil et un matériau) le domaine de vibration de l'outil et de l'adapter au domaine de fonctionnement de l'outil. Une étude sur la géométrie des outils a permis de déterminer une géométrie optimale favorisant les vibrations auto-entretenues aussi bien pour les forets hélicoïdaux que pour les forets $\frac{3}{4}$. Cette maîtrise de la technologie de perçage vibratoire auto-entretenu nous a poussé à explorer les performances de cette nouvelle technique de perçage dans le but de prouver qu'une augmentation de la productivité du perçage était possible, condition nécessaire pour espérer un développement industriel de cette technologie.

Chapitre IV. Utilisation du perçage vibratoire pour améliorer la productivité

Le précédent chapitre a permis de bien maîtriser les têtes de perçage vibratoire et d'identifier la géométrie de l'outil la mieux adaptée au perçage vibratoire. A partir de ces résultats, il est possible d'étudier les performances du perçage vibratoire par rapport à un perçage traditionnel. Avec un outil adapté, les performances du perçage vibratoire sont remarquables. Les profondeurs percées à sec et sans lubrification peuvent atteindre vingt fois le diamètre de l'outil avec des forets hélicoïdaux en conservant une qualité de perçage et une durée de vie des outils compatibles avec une utilisation industrielle. Un calcul de temps de cycle permet de mettre en évidence que le temps de perçage peut être amélioré de manière significative en utilisant la tête de perçage vibratoire auto-entretenu. Le perçage vibratoire avec forets $\frac{3}{4}$ n'est pas aussi performant que le perçage vibratoire avec forets hélicoïdaux. La durée de vie et la profondeur percée peuvent encore être améliorées.

IV.1. Comparaison des productivités des différentes technologies de perçage dans l'acier 35MnV7

IV.1.1. Les performances actuelles du perçage avec foret hélicoïdal

Avant d'étudier les performances du perçage vibratoire avec foret hélicoïdal dans l'acier à vilebrequin 35MnV7, il nous a semblé utile d'étudier les performances des forets hélicoïdaux couramment utilisés en perçage traditionnel. Ces travaux permettront de mieux situer les performances du perçage vibratoire par rapport aux perçages actuels du monde industriel. Ces essais ont été effectués par Bianca Larraga dans le cadre d'un Projet de Fin d'Etude réalisé à l'ENISE en 2007.

a) Protocole expérimental

Les outils utilisés sont une sélection d'outils disponibles dans le commerce permettant de réaliser des perçages de 5 mm de diamètre dans un acier à vilebrequin 35MnV7. Il y a neuf outils au total : quatre outils HSS, quatre outils en carbure monobloc et un outil $\frac{3}{4}$. Tous ces outils seront utilisés dans des conditions préconisées par le constructeur. Ces outils ont tous une longueur utile de 100 mm. L'objectif de ces essais est de percer, si possible, sur les 100 mm utiles de l'outil. Les caractéristiques des outils sont récapitulées dans le Tableau IV.1, les photos des outils sont présentés à la Figure IV.1.

Outil	Marque	Matériau	Revêtement	Affûtage	Angle d'hélice	Utilisation industrielle recommandée
Foret V1	Tivoly	HSS	Aucun	Dépouille conique	30 °	Lubrification externe avec cycle de débouillage
Foret V3	Tivoly	HSS	Aucun	Plan	30 °	Lubrification externe avec cycle de débouillage
Foret V4	Tivoly	HSS	Aucun	Dépouille conique	38 °	Lubrification externe avec cycle de débouillage
Foret V5	Tivoly	HSS	Aucun	Plan	38 °	Lubrification externe avec cycle de débouillage
Foret ENI001	Tivoly	Carbure monobloc	Aucun	Spécifique	0°	Lubrification externe avec cycle de débouillage
Foret ENI002	Tivoly	Carbure monobloc	Aucun	Spécifique	30 °	Lubrification externe avec cycle de débouillage
Foret $\frac{3}{4}$	Outiltec	Pointe carbure	Aucun	Spécifique	0°	Lubrification centrale haute pression
Foret Mitsubishi	Mitsubishi	Carbure monobloc	Revetu	Pointe en croix	30 °	Lubrification centrale haute pression
Foret Titex	Titex	Carbure monobloc	Revetu	Pointe en croix	30 °	Lubrification centrale haute pression

Tableau IV.1: Caractéristiques géométriques des outils testés.



Figure IV.1: Photos des neuf outils utilisés.

Pour chaque outil, le protocole expérimental est identique. Il s'agit de réaliser un COM dans les conditions standards d'utilisation recommandées par le constructeur. Pour les outils nécessitant un cycle de déburrage, le déburrage aura lieu tout les diamètres avec une lubrification externe. Pour les outils possédant des trous de lubrification centrale, une lubrification à haute pression est appliquée et le perçage se fait sans déburrage.

Le COM réalisé permet de déterminer le domaine d'utilisation de l'outil dans l'acier 35MnV7. En plus du COM, une étude de qualité des perçages est réalisée ainsi qu'une détermination de la longueur de perçage réalisable pour chaque perçage dans les conditions du COM.

Le travail expérimental réalisé est conséquent. L'étude de chaque outil nécessite un grand nombre d'essais pour lesquels des mesures d'effort et de puissance sont nécessaires. L'étude de qualité des perçages obtenus nécessite un temps de contrôle long et fastidieux. De nombreuses journées d'expérimentation ont été nécessaire pour réaliser ce travail et je tiens à remercier Bianca et Florian pour le temps qu'ils ont accordés à cette étude.

b) Présentation des résultats

Dans cette partie, je ne vais présenter qu'une synthèse de tous les résultats obtenus. Les détails de tous ces résultats expérimentaux sont disponibles dans le mémoire de PFE de Bianca Larraga [Larraga, 2007]. La synthèse effectuée présente les performances de chaque outil dans les catégories suivantes :

- Domaine d'utilisation de l'outil (vitesse de coupe, avance).
- Diamètres des perçages à l'intérieur du domaine de fonctionnement.
- Profondeur de perçage possible à l'intérieur du domaine de fonctionnement.

Domaine d'utilisation des outils (Figure IV.2)

On remarque de grandes différences entre les différents domaines d'utilisation des outils. Les outils en acier rapide sont limités aux faibles vitesses de coupe (inférieures à 30 m/min) et aux faibles avances (inférieures à 0,15 mm/tr). Leur productivité est donc très mauvaise. Le foret $\frac{3}{4}$ permet de percer à grande vitesse de coupe mais est limité à de très faibles vitesses d'avance. Les deux outils carbure Tivoly ne sont pas très performants en terme de vitesse d'avance. Les forets Mitsubishi et Titex sont les plus productifs : les vitesses d'avance et de coupe acceptables sont très élevées. Les performances de ces outils sont remarquables.

Diamètre des perçages (Figure IV.3)

Il y a là aussi une grande différence entre les forets en acier rapide et les forets en carbure. Les quatre forets en acier rapide réalisent des trous d'un diamètre supérieur au cahier des charges. La précision de perçage n'est vraiment pas bonne (jusqu'à 0,1 mm de plus au diamètre). Pour les deux outils en carbure Tivoly, la conclusion est identique. Seuls les forets $\frac{3}{4}$, Titex et Mitsubishi ont une précision acceptable. Le foret $\frac{3}{4}$ perce légèrement au dessus de 5 mm alors que les deux forets carbures usinent des trous légèrement plus petits que 5 mm.

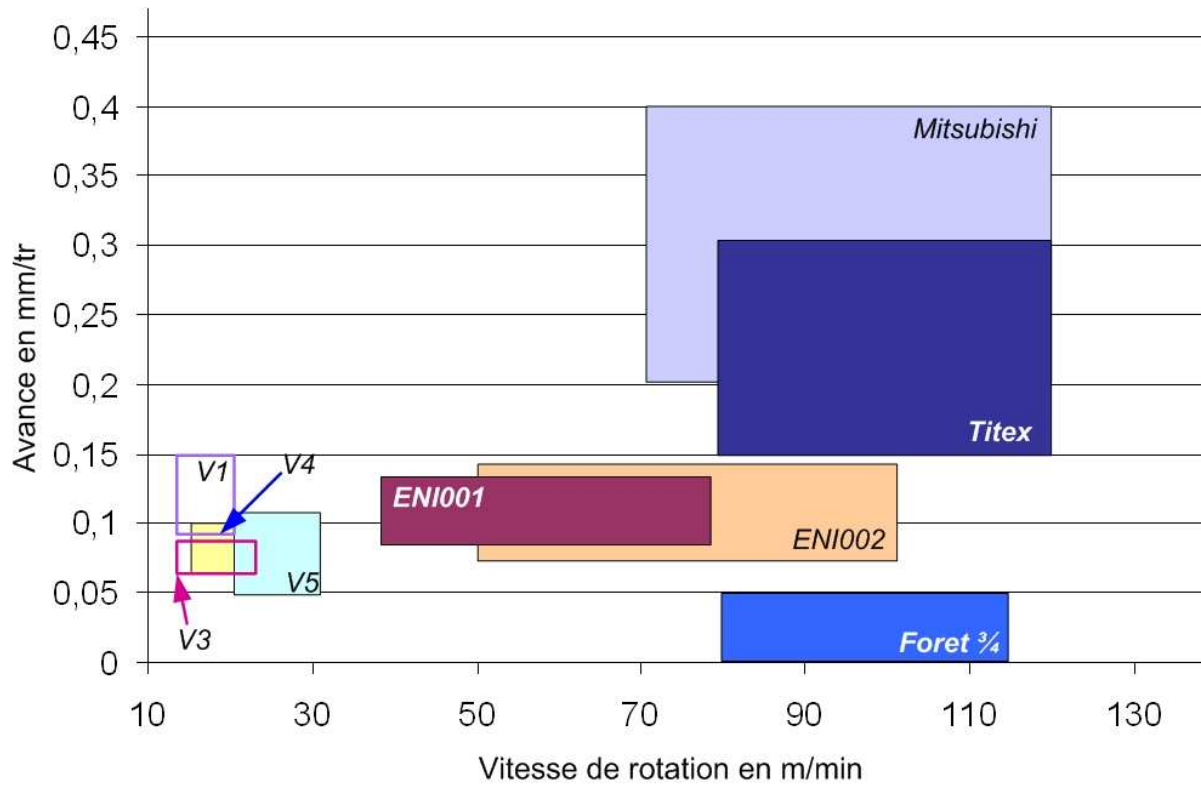


Figure IV.2: Domaine d'utilisation des outils en perçage traditionnel.

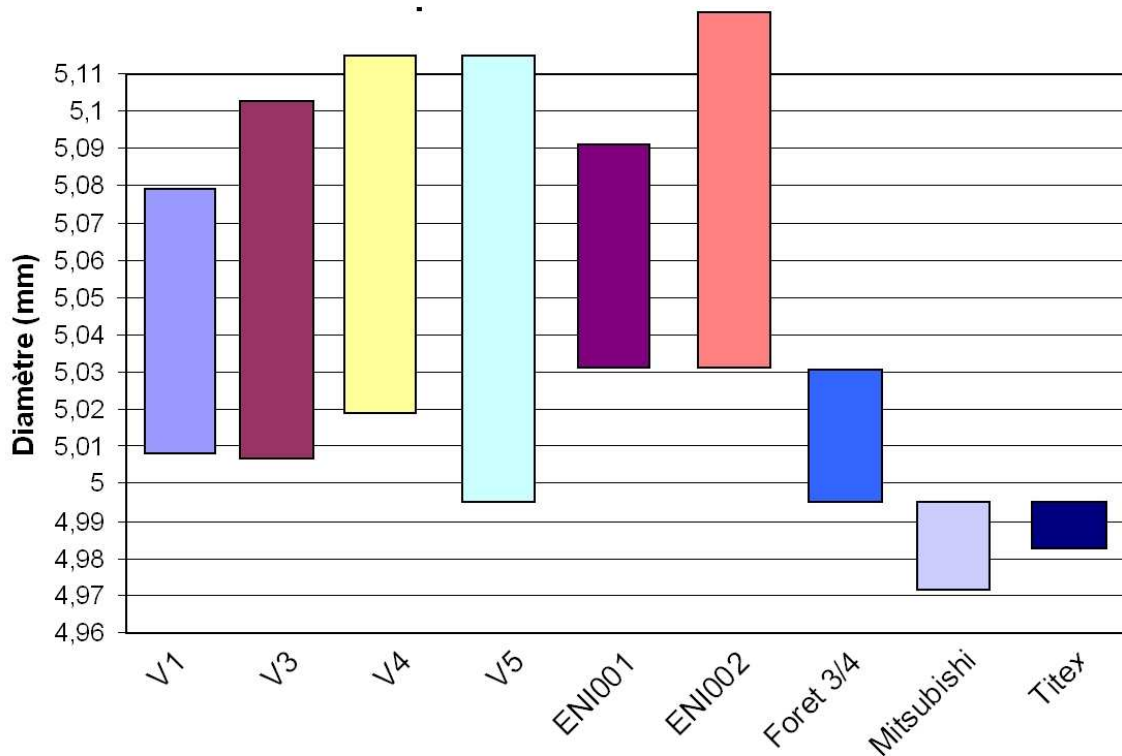


Figure IV.3: Diamètres des perçages effectués dans le domaine de fonctionnement de chaque outil.

Profondeur de perçage atteignable (Tableau IV.2)

Pour cette étude, il est nécessaire de faire la différence entre la profondeur atteignable par l’outil sans que celui-ci soit endommagé et la profondeur pour laquelle la coupe se passe dans de bonnes conditions de stabilité. En effet, certains outils peuvent percer sur vingt fois leur diamètre mais l’usinage au fond du trou est très instable. En terme de profondeur atteignable, la plupart des outils permettent d’usiner vingt fois le diamètre. Dès que l’on regarde de plus près la profondeur de stabilité, on se rend compte que les outils en acier rapide sont limités à quinze fois le diamètre et que les outils en carbure Tivoly peinent à percer 6 fois le diamètre. Les forets $\frac{3}{4}$, Titex et Mitsubishi sont stables sur toute la profondeur de perçage.

	Profondeur atteignable	Profondeur dans de bonnes conditions de coupe
Foret V1	20*D	10*D
Foret V3	20*D	8*D
Foret V4	20*D	15*D
Foret V5	19*D	15*D
Foret ENI001	8*D	6*D
Foret ENI002	20*D	6*D
Foret $\frac{3}{4}$	20*D	20*D
Foret Mitsubishi	20*D	20*D
Foret Titex	20*D	20*D

Tableau IV.2: Profondeur de perçage réalisable avec les différents outils.

c) Bilan

Ces essais de perçage traditionnel avec différents outils dans l’acier 35MnN7 ont permis de mettre en évidence que :

- La productivité des outils en acier rapide est beaucoup plus faible que celle des outils en carbure monobloc. Tous les outils en carbure monobloc ne sont pas nécessairement très productifs. La réalisation d’un COM est donc obligatoire lors de l’étude d’un nouvel outil ou d’une nouvelle matière.
- La précision diamétrale des perçages est bien meilleure avec des forets en carbure monobloc de marque Titex ou Mitsubishi.
- Les forets en acier rapide et les deux forets carbures Tivoly ne sont pas qualifiés pour réaliser des trous de 20 fois le diamètre dans leur domaine de fonctionnement. Seuls les outils $\frac{3}{4}$, Mitsubishi et Titex peuvent le faire sous lubrification centrale haute pression.

Dans la suite de ce mémoire, nous allons pouvoir comparer les performances du perçage vibratoire par rapport au perçage traditionnel. Devant les faibles performances (productivité et profondeur de perçage) des outils en acier rapide, la comparaison sera faite par rapport à l’outil en carbure monobloc Mitsubishi et l’outil $\frac{3}{4}$ sur des applications de 100 mm de profondeur.

IV.1.2. Etude de productivité pour une application industrielle ciblée

a) Le contexte industriel de l'usinage de vilebrequin

Une comparaison de la productivité du perçage vibratoire par rapport aux autres technologies de perçage est réalisée sur un cas industriel concret : l'usinage d'un trou de 100 mm de long et de 5 mm de diamètre, dans un vilebrequin en acier 35MnV7. Les outils en acier rapide ne sont pas adaptés à ce type de perçage long. Il y a encore quelques années, seuls les forets $\frac{3}{4}$ avec lubrification centrale haute pression étaient aptes à réaliser ce type de perçage profond. Cette solution industrielle est de moins en moins satisfaisante du fait de son temps de cycle très long et de sa consommation excessive de lubrifiant. Depuis quelque temps des constructeurs d'outils hélicoïdaux développent un foret en carbure « spécial trou long ». Ces forets ont des performances remarquables mais nécessitent une lubrification centrale haute pression ou une micro-pulvérisation (MQL).

Notre objectif est d'utiliser ces forets carbure monobloc pour réaliser ces perçages longs sans lubrification et sans déburrage avec la tête de perçage vibratoire sans lubrification. Pour être compétitif, ce perçage à sec ne doit pas se faire au détriment du temps d'usinage. Pour observer l'apport de la vibration sur la productivité, nous allons comparer le temps de cycle obtenu pour les différentes technologies de perçage possibles :

- Un forage traditionnel avec foret $\frac{3}{4}$ et lubrification centrale haute pression.
- Un forage vibratoire avec outil $\frac{3}{4}$ et lubrification basse pression.
- Un perçage traditionnel avec foret hélicoïdal carbure spécial « trous longs » et lubrification centrale haute pression.
- Un perçage vibratoire avec foret hélicoïdal carbure spécial « trous longs » sans lubrification.
- Un perçage traditionnel avec foret hélicoïdal carbure spécial « trous longs » sans lubrification et avec cycle de déburrage.

b) Comparaison des temps d'usinage

Conditions de coupe utilisées

Les conditions de coupe utilisées pour chaque technologie sont des conditions de coupe moyennes appartenant au domaine de fonctionnement de l'outil identifié par le COM :

- **Un forage avec outil $\frac{3}{4}$ et lubrification centrale** : il est réalisé avec le foret $\frac{3}{4}$ Outiltec N°1 (outil utilisé dans le chapitre III) adapté au forage de l'acier 35MnV7 dans les conditions optimales fournies par le constructeur : une vitesse de coupe de 80 m/min (5 100 tr/min), une avance de 0,025 mm/tr et une lubrification centrale à 20 bars et 70 l/min (données constructeur).
- **Forage vibratoire avec outil $\frac{3}{4}$ et lubrification bas débit** : il est réalisé avec le foret $\frac{3}{4}$ Outiltec N°1 adapté au forage vibratoire de l'acier 35MnV7. Les conditions de coupe sont optimales pour le forage vibratoire : vitesse de coupe de 150 m/min (9 500 tr/min), une

avance de 0,04 mm/tr, une masse de 2.45 kg et une raideur de 290 N/mm. Une lubrification bas débit (10 l/min) est maintenue pour évacuer le copeau.

- **Un perçage traditionnel long avec lubrification centrale :** il est réalisé avec l’outil Mitsubishi dans les conditions optimales définies par le COM : vitesse de coupe de 90 m/min (soit 5 750 tr/min), une avance de 0,3 mm/tr et une lubrification centrale à 20 bars et 20 l/min. On considère une phase de mise en route de la lubrification haute pression de 2 secondes et une phase d’arrêt de 0,5 seconde après le perçage.
- **Un perçage vibratoire à sec et sans débouillage :** il est réalisé avec l’outil Mitsubishi dans une condition moyenne du domaine de vibration de l’outil : vitesse de coupe de 150 m/min (9 500 tr/min) et avance de 0,075 mm/tr, une masse de 3,25 kg et une raideur de 290 N/mm.
- **Un perçage à sec avec cycle de débouillage :** il est réalisé avec l’outil Mitsubishi dans des conditions admissibles pour cet outil à sec : vitesse de 80 m/min (5 100 tr/min) et une avance de 0,2 mm/tr. Le cycle de débouillage est le suivant :
 - Perçage jusqu’à 25 mm sans débouillage.
 - Perçages successifs de 10 mm avec débouillage jusqu’à la profondeur de 65 mm.
 - Perçages successifs de 5 mm avec débouillage jusqu’à la fin du trou.
 - Chaque débouillage correspond à une remontée de 40 mm du foret avec une avance de 1 mm/tr.

Temps d’usinage

Le calcul du temps de perçage ne prend pas en compte les mouvements d’approche vers la localisation du perçage (supposés identiques pour chaque type de perçage).

	Forage avec outil ¾ et lubrification centrale	Forage vibratoire avec foret ¾ avec lubrification	Perçage avec lubrification centrale	Perçage vibratoire à sec avec foret hélicoïdal	Perçage avec outil hélicoïdal à sec avec débouillage
Temps d’usinage	47 sec	<i>Non réalisable</i>	3,5 sec	8,3 sec	6 sec
Temps improductif					30 sec (cycles de débouillage)
Temps total	<i>47 secondes</i>	<i>Non réalisable sur cette profondeur</i>	<i>3,5 secondes</i>	<i>8,3 secondes</i>	<i>36 secondes</i>
Consommation de lubrifiant	57,7 litres (47 sec d’usinage + 2,5 sec de mise en route à 70 l/min)		2 litres (3,5 sec d’usinage + 2,5 sec de mise en route à 20 l/min)	Aucune	Aucune

Tableau IV.3: Temps de cycle des différentes technologies de perçage.

Apport de la vibration pour l'opération de forage :

Le forage traditionnel est une opération d'usinage très longue. Le temps d'usinage est de 47 secondes, et la consommation en liquide de coupe est très importante : près de 58 litres par trou. L'ajout de vibrations permet d'utiliser ce même outil avec une vitesse d'avance et une vitesse de coupe légèrement plus importantes, mais pose un sérieux problème de profondeur de perçage. Dans l'état actuel des travaux et avec le type d'outil étudié, il n'est pas possible de réaliser un perçage de cette profondeur. De plus, la durée de vie des outils sur des opérations de forage vibratoire de petite profondeur est très insuffisante.

L'apport des vibrations à la technologie de forage avec foret $\frac{3}{4}$ n'entraîne à ce jour aucune augmentation de la productivité. Il est nécessaire de chercher des outils réellement adaptés au forage vibratoire de trous longs.

Apport de la vibration pour l'opération de perçage

L'utilisation des forets hélicoïdaux longs avec lubrification centrale montre des performances remarquables : 3,5 secondes pour réaliser un perçage de 100 mm de profondeur. Cette solution possède néanmoins un point négatif : la lubrification centrale. L'ajout de vibrations permet de réaliser ce même perçage en 8,3 secondes, mais sans aucune lubrification. L'ajout de vibrations entraîne donc une perte de productivité non négligeable mais permet d'éliminer totalement la lubrification. De plus, il faut remarquer que ces résultats sont obtenus à partir de forets disponibles dans le commerce. La conception d'outils spécifiques au perçage vibratoire va permettre d'augmenter les performances du perçage vibratoire en termes de temps d'usinage.

IV.1.3. Bilan

Les opérations de perçage long de faible diamètre (profondeur d'environ 20 fois le diamètre pour des diamètres compris entre 4 et 7 mm) sont des opérations couramment effectuées au niveau industriel notamment dans l'usinage de vilebrequins. Ces perçages sont, à l'heure actuelle, soit réalisés avec des forets $\frac{3}{4}$ dans des conditions d'utilisation standards (faible avance et lubrification centrale haute pression) soit avec des forets hélicoïdaux longs avec lubrification centrale haute pression. Les outils en acier rapide ne sont pas qualifiés pour faire ce type d'opérations. La Figure IV.4 présente une comparaison du domaine de fonctionnement de ces deux types d'outils. L'utilisation de la lubrification pose de sérieux problèmes de coût. La plupart des industries cherchent des solutions permettant de la limiter voir de l'éliminer. Pour ce type d'application, le perçage vibratoire avec foret hélicoïdal long semble être la solution. Le domaine de fonctionnement de cette nouvelle technologie (Figure IV.4) montre que la productivité du perçage vibratoire est bien meilleure que celle du forage avec forets $\frac{3}{4}$. Par rapport au perçage long avec foret hélicoïdal et lubrification haute pression, le perçage vibratoire permet l'utilisation de vitesses de coupe plus importantes. La vitesse d'avance doit par contre être réduite de manière significative. Globalement, il y a donc une légère baisse de la productivité. Cette baisse est largement compensée par le fait que le perçage vibratoire se fait complètement à sec ce qui réduit considérablement le coût de l'usinage (réduction d'environ 25 %). Cette solution ne demande pas de modifications importantes des machines utilisées. Seul

l'achat d'un porte-outil spécifique, adaptable sur tout centre d'usinage, est nécessaire. Le perçage vibratoire est donc une très bonne solution pour améliorer la productivité de l'opération de perçage.

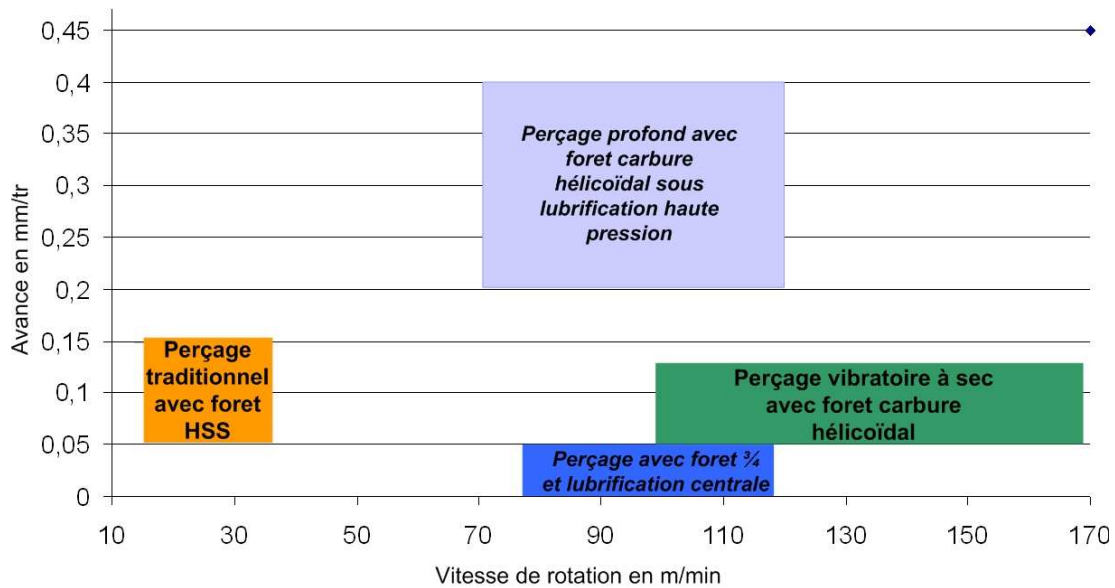


Figure IV.4: Comparaison des domaines d'utilisation des différentes techniques de perçage.

IV.2. Performance du perçage vibratoire avec forets hélicoïdaux

IV.2.1. Choix de l'outil

Suite aux conclusions de l'étude de productivité menée ci-dessus, nous allons continuer l'étude des performances du perçage vibratoire avec le foret hélicoïdal carbure monobloc Mitsubishi.

Nous allons utiliser cet outil en perçage vibratoire auto-entretenu sur l'application de perçage sur une profondeur de vingt fois le diamètre sans lubrification ni cycle de débouillage dans l'acier 35MnV7. Les performances de qualité des perçages et de durée de vie d'outil vont être étudiées afin de mettre en évidence l'apport de la technologie de perçage vibratoire par rapport au perçage traditionnel.

Une recherche du domaine de vibration a été menée pour cet outil. De nombreuses configurations de la tête (masse et raideur) permettent d'obtenir de larges domaines de vibration. Nous ne présenterons pas l'ensemble des résultats obtenus dans ce mémoire. Seule la recherche du domaine de vibration pour la configuration de la tête : masse mobile de 3,25 kg et raideur de 590 N/mm est présentée en documents annexes.

A partir du domaine de fonctionnement de vibrations de l'outil, des essais de perçage vibratoire à sec et sans débouillage sur une profondeur de 100 mm ont été effectués. La Figure IV.5 présente l'enregistrement de l'effort de coupe mesuré lors d'un perçage à 9 500 tr/min avec une avance de 0,075 mm/tr pour la configuration de la tête suivante : masse de 3,25 kg et raideur de 590 N/mm. L'effort

oscille en permanence entre 0 et 750 N. L'amplitude des efforts reste identique tout au long du perçage, la fréquence des vibrations reste constante à 1,71 vib/tr. Il n'y a pas d'augmentation régulière de l'effort ni même de pics plus importants. Ces résultats permettent de dire que l'évacuation naturelle des copeaux est assurée du début à la fin du perçage, même au fond du trou. En effet, un ralentissement du débit d'évacuation ou un bourrage copeau aurait provoqué une augmentation importante des efforts de coupe, voir même un arrêt des vibrations de l'outil.

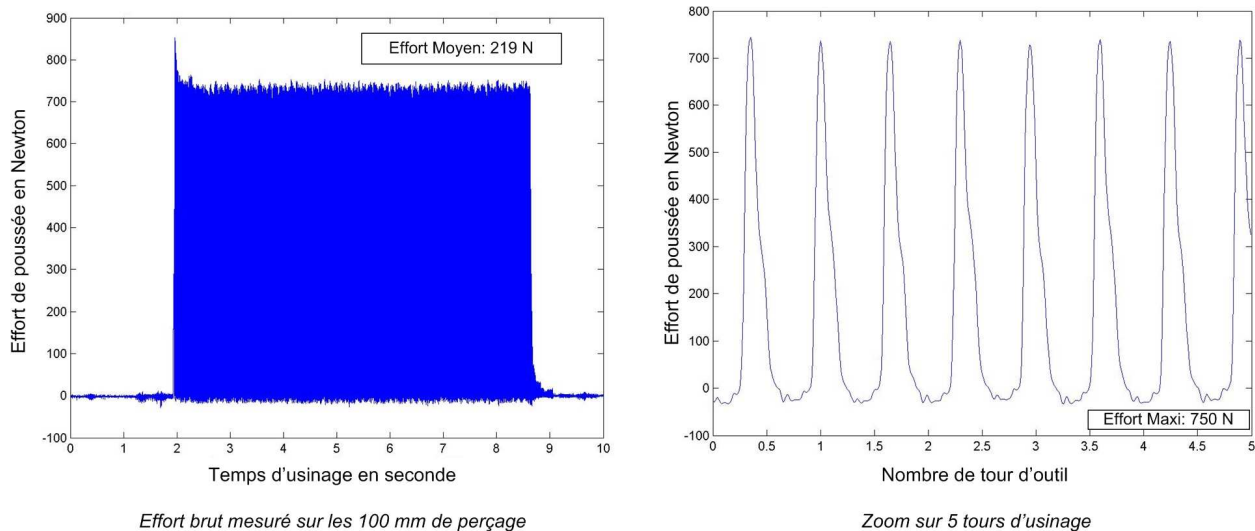


Figure IV.5: Enregistrement d'un perçage vibratoire sur une profondeur de 100 mm avec une vitesse de 9 500 tr/min et une avance de 0,075 mm/tr.

IV.2.2. La qualité des perçages obtenus en perçage vibratoire

La qualité des perçages obtenus est un critère très important pour comparer les performances du perçage vibratoire vis-à-vis des autres techniques de perçage. Trois paramètres sont principalement étudiés dans ce type de perçage long :

- **Le diamètre du trou:** la mesure est effectuée à l'entrée du perçage au moyen de piges calibrées de type « Entre/N'entre pas ». Le diamètre retenu est celui de la dernière pige pouvant pénétrer entièrement dans le trou effectué. La précision de cette mesure est de 1/100 de millimètre.
- **La déviation du trou :** il s'agit de la déviation de l'axe du perçage réalisé par rapport à l'axe théorique de perçage. Cette mesure est réalisée par une machine à mesurer tridimensionnelle. Un palpé de la position des trous sur un plan situé au début de l'usinage et un palpé de la position des trous situés sur un plan en fin d'usinage (80 mm sous le premier plan) sont réalisés. La différence entre la position des centres des cercles palpés sur ces deux plans représente le défaut de déviation du perçage. Le résultat est exprimé en μm . La méthode de calcul des déviations est présentée en *documents annexes*.
- **La rugosité de la surface du trou :** Il s'agit de mesurer l'état de surface du flanc du trou obtenu. Cette mesure est réalisée avec un rugosimètre spécial permettant de mesurer la rugosité du trou jusqu'à une profondeur de 50 mm pour un trou de 5 mm de diamètre. Les

mesures sont assez délicates à mettre en place car le long stylet ne doit rien toucher pendant son déplacement. De plus, la pression exercée sur la surface par le stylet doit être comprise entre 0,2 et 0,4 grammes. Des modifications ont du être apportés au stylet afin de respecter ces conditions quelle que soit la position du stylet dans le trou. Le diamètre du stylet étant de l'ordre de 3 mm, l'intervalle de réglages est faible (Figure IV.6). Les trous mesurés ont une profondeur de 100 mm. On a donc pu réaliser 3 mesures par trou : une mesure à l'attaque, une mesure au milieu et une mesure en fin de trou (le bloc a été tronçonné afin d'avoir accès à la fin de chaque perçage)



Figure IV.6: Mesure de rugosité avec le rugosimètre équipé d'un palpeur spécial "mesures profondes"

Les moyennes des résultats obtenus sur le 1^{er} lobe d'instabilité pour ces trois paramètres de qualité sont présentées Tableau IV.4. Les conditions de coupe utilisées pour ces essais correspondent à des conditions de coupe moyenne du domaine d'utilisation de chaque outil :

- Perçage long avec lubrification centrale : foret Mitsubishi, vitesse de 90 m/min, avance de 0,25 mm/tr
- Forage avec foret ¾ : foret Outiltec, vitesse de 110 m/min, avance de 0,025 mm/tr
- Perçage vibratoire : foret Mitsubishi, vitesse de 110 m/min, avance de 0,075 mm/tr, masse de 3,25 kg, raideur de 250 N/mm

	Perçage long avec lubrification centrale	Forage avec foret ¾	Perçage vibratoire
Rugosité moyenne R	3,0 µm +/- 1 µm	2,5 µm +/- 1µm	1,5 µm +/- 1 µm
Déviations moyenne	100 µm +/- 30 µm	40 µm +/- 10 µm	150 µm +/-50 µm
Diamètre moyen de perçage.	4,98 mm +/- 0,01 mm	5,00 mm +/- 0,01 mm	4,99 mm +/- 0,01 mm

Tableau IV.4: Etude de la qualité des perçages pour les différentes technologies.

Ces expériences montrent :

- **Diamètres de perçage** : la qualité du perçage vibratoire est aussi bonne que celle du perçage avec lubrification centrale. Le diamètre obtenu est de 4,98 mm alors que le diamètre attendu est de 5 mm. Ce défaut peut être imputé à l'outil et non au procédé. Ce défaut étant systématique, il sera facile à corriger en modifiant légèrement le diamètre des outils.
- **Déviations moyennes** : elle est légèrement supérieure à celle du perçage avec lubrification : 150 µm de déviation pour le perçage vibratoire contre 100 µm de déviation pour le perçage avec lubrification centrale. Le forage avec foret ¾ présente de bien meilleurs résultats du fait du patin de guidage situé sur la partie active de l'outil.
- **Rugosité** : le perçage vibratoire engendre un meilleur état de surface que les autres procédés de perçage.

On peut donc conclure que la qualité générale du perçage vibratoire est très satisfaisante. Elle n'est guère différente de la qualité des autres procédés de perçage et permettrait de vérifier une grande majorité des spécifications industrielles de perçage. La qualité des perçages n'est donc pas un frein au développement industriel de ce procédé de perçage.

IV.2.3. Le perçage vibratoire de trous débouchants.

Tous les perçages réalisés lors de l'étude de faisabilité du perçage vibratoire ont été effectués sur des trous borgnes. Dans de très nombreuses applications industrielles, les trous réalisés ne sont pas borgnes. Deux situations sont couramment rencontrées :

- Les trous débouchent sur une surface plane ou cylindrique.
- Les trous croisent un autre trou déjà réalisé. Le diamètre du trou rencontré peut être plus grand ou plus petit, et l'angle de croisement est quelconque.

Une étude du comportement vibratoire de l'outil a été réalisée dans ces deux situations afin de vérifier que la technologie de perçage vibratoire était qualifiée pour réaliser ce type de perçage. Une campagne expérimentale permet de vérifier le comportement vibratoire de l'outil sur un trou débouchant, et lors du croisement d'un trou existant. Deux paramètres sont contrôlés au cours de ces essais : l'amplitude des vibrations à la sortie du trou et les bavures éventuelles après le retrait de l'outil.

a) Etude d'un trou débouchant sur une surface plane.

Les essais sont faits sur un bloc de 35MnV7. Le foret va déboucher sur une surface plane réalisée par fraisage (Figure IV.7).

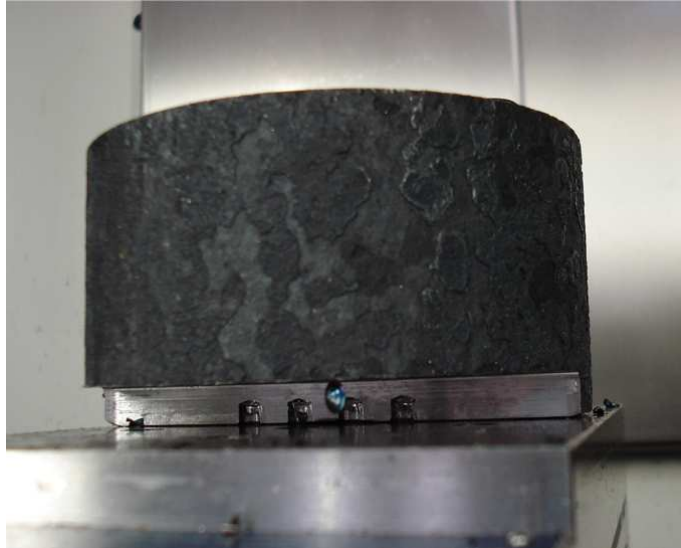


Figure IV.7: Epreuve fraisée pour essais de trous débouchants.

L'enregistrement de l'effort de poussée (Figure IV.8) au cours du perçage montre que les vibrations s'atténuent progressivement en fin de trou pour ne cesser qu'en toute fin d'usinage, lorsque que l'effort est très faible. Il n'y a, à aucun moment, de bruits suspects de martèlement de la surface. Les vibrations gardent la même fréquence jusqu'à la fin du perçage. Des essais ont été faits à différentes vitesses d'avance, de 0,05 à 0,1 mm/tr, vitesse fréquemment utilisée en perçage vibratoire. Les résultats sont identiques quelle que soit la fréquence de vibration de l'outil.

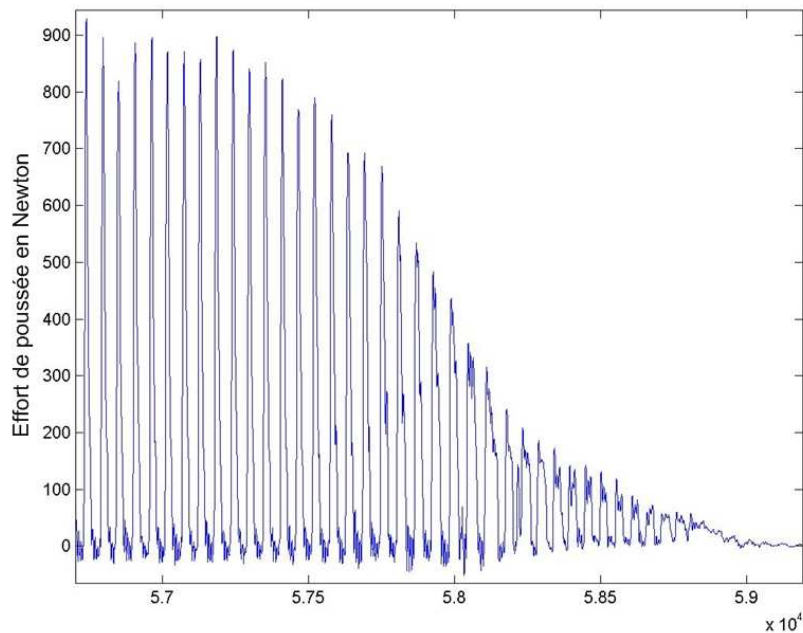


Figure IV.8: Enregistrement de l'effort de coupe lors d'un perçage vibratoire sur trou débouchant.

A la fin de chaque perçage, un petit « chapeau » reste très légèrement accroché au bloc (Figure IV.9). Ce copeau s'enlève très facilement : il suffit de souffler dessus pour le faire partir. Le diamètre de ce chapeau est de 5 mm et son épaisseur est très faible. Excepté ce chapeau, il n'y a aucune bavure

supplémentaire à la périphérie du trou. Des essais réalisés en perçage traditionnel à sec montre que les bavures obtenues en perçage vibratoire ne sont pas plus importantes que les bavures obtenues en perçage traditionnel.

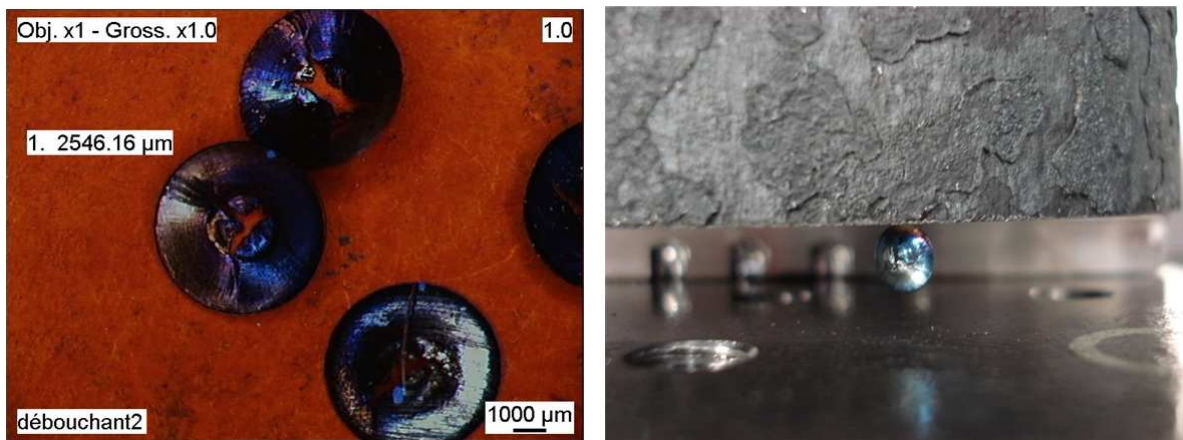


Figure IV.9: Bavure suite à un perçage vibratoire débouchant sur une surface plane.

b) Etude du croisement d'un trou existant

Dans cette étude, le perçage vibratoire est testé sur le croisement de trois trous perpendiculaires à l'axe de perçage (Figure IV.10). Le diamètre du 1^{er} trou est de 5 mm (c'est à dire identique au diamètre du foret utilisé), et le diamètre des trous suivants est de 7 mm. Ces trous sont successivement séparés de 5 mm et 2 mm.

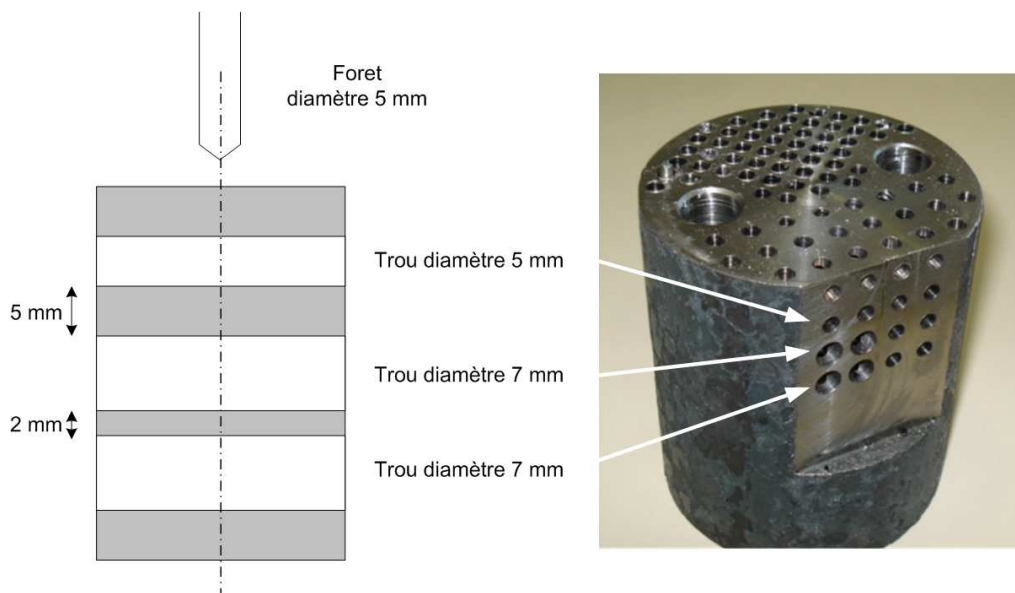


Figure IV.10: Configuration de l'essai de croisement.

L'enregistrement des efforts de poussée au cours du perçage de cette éprouvette (Figure IV.11) montre que le foret arrête de vibrer pendant l'intersection, et que les vibrations recommencent dès la reprise du perçage. Les 2 mm séparant les deux derniers trous sont suffisants pour avoir une reprise de vibrations régulières. L'amplitude des efforts ne varie pas au cours des croisements, tout comme la fréquence de vibration qui reste constante.

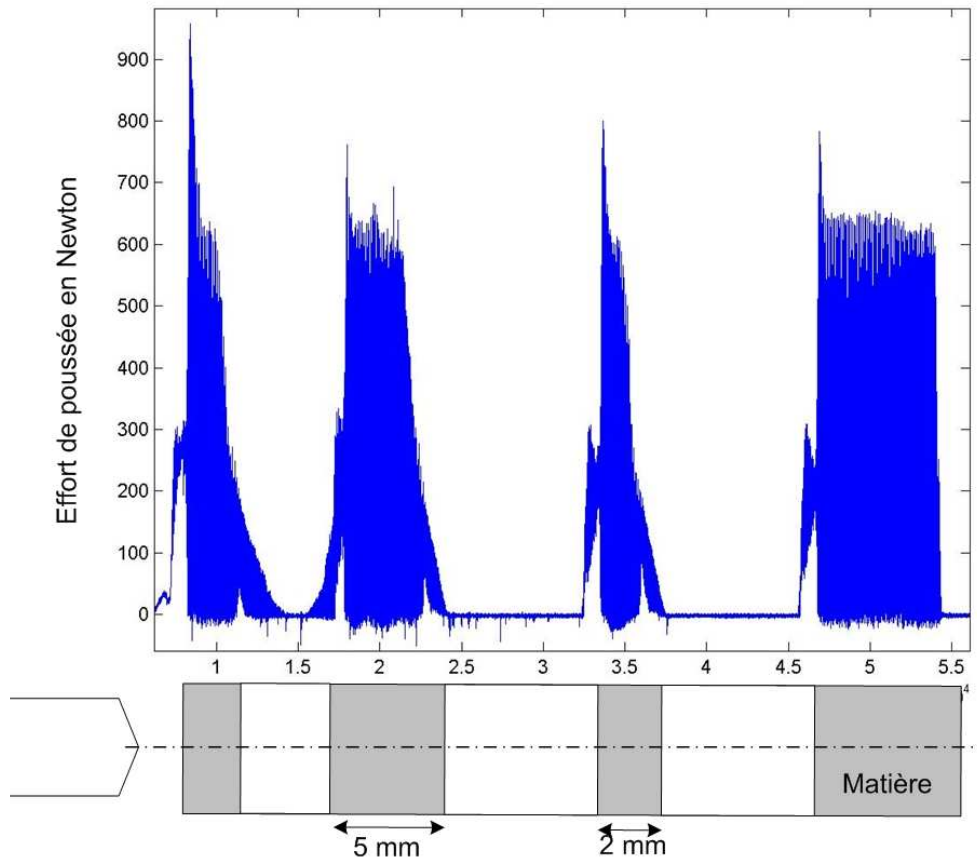


Figure IV.11: Enregistrement de l'effort de poussée lors du croisement de trous pré-perçés.

c) Conclusion

Ces essais de perçage vibratoire mettent en évidence qu'un perçage vibratoire débouchant ainsi qu'un perçage vibratoire avec croisement de trous est faisable. Les vibrations s'atténuent très progressivement sans provoquer de chocs au niveau de l'outil, ni de bavure sur la pièce. La reprise des vibrations est immédiate dès que le foret rencontre à nouveau de la matière. Le croisement de trous ne va donc pas être un frein à une utilisation industrielle du perçage vibratoire.

IV.2.4. Influence de l'usure sur la vibration de l'outil en perçage vibratoire

La durée de vie des outils et leur mode de dégradation sont des informations primordiales à connaître en usinage. Un outil performant avec une durée de vie très courte n'est, dans la plupart des cas, pas économiquement acceptable. Pour le perçage vibratoire, cette donnée est nécessaire pour comparer la productivité de cette nouvelle technologie par rapport aux techniques existantes. Une étude de durée de vie a été réalisée sur l'application du perçage de vilebrequin.

a) Présentation du protocole

L'objectif de ces essais d'usure est d'identifier la durée de vie du foret Mitsubishi en perçage vibratoire dans l'acier 35MnV7 sur une opération de perçage vibratoire long sans lubrification ni

débouillage. Les trous ont été faits sur une profondeur de 90 mm. Un avant-trou de guidage de 5 mm de profondeur a été effectué sur chaque perçage. Une pause de 30 secondes minimum a été réalisée entre chaque trou pour permettre une baisse de la température générale de l'outil entre deux perçages. Cette pause est de plus représentative du perçage industriel. En effet, les cadences industrielles sont rythmées par les changements de pièce qui imposent des arrêts d'usinage. Le critère d'arrêt utilisé pour ces essais d'usure est la destruction de l'outil. Nous avons préféré ne pas prendre en compte les critères d'usure classiques, comme le V_b par exemple, et privilégier plutôt la recherche de la capacité de l'outil à résister aux vibrations. Un suivi de la qualité des perçages permettra de qualifier les perçages effectués en fonction de l'usure de l'outil.

De manière à valider les résultats obtenus, l'essai perçage vibratoire à sec a été mené sur deux forets avec des conditions de coupe différentes. Les configurations des essais sont les suivantes :

	Essai Sec N°1	Essai Sec N°2
Vitesse de coupe	150 m/min	110 m/min
Avance	0,075 mm/tr	0,075 mm/tr
Masse	3,25 Kg	3,25 Kg
Raideur	590 N/mm	250 N/mm

Tableau IV.5: Configuration des essais d'usure.

Les conditions de coupe de l'essai Sec N°1 se situent dans la zone moyenne du domaine de vibration du foret dans le 1^{er} lobe d'instabilité. Pour l'essai Sec N°2, la vitesse de coupe a été réduite au minimum (tout en restant dans le 1^{er} lobe d'instabilité) afin d'étudier l'influence de la vitesse sur la durée de vie. On se situe à la frontière du 1^{er} lobe de stabilité.

Outre l'information sur la longueur totale de perçage réalisable avec un outil, les essais d'usure vont permettre de suivre l'évolution des paramètres suivants :

- effort moyen calculé sur la partie centrale du perçage ;
- effort maxi au niveau des pics d'effort ;
- taux de coupe ;
- fréquence de vibration du foret calculée par une étude fréquentielle du signal d'effort ;
- diamètre des trous effectués ;
- déviation des trous sur une profondeur de 80 mm ;
- rugosité de la surface du perçage.

Ces mesures de durée de vie sont extrêmement longues à réaliser. En effet, il n'est pas possible d'automatiser ces perçages car il est nécessaire d'observer le comportement de la tête à chaque trou. Afin de suivre l'évolution de l'usure le l'arête, il faut sortir fréquemment la tête de la machine pour procéder à l'observation microscopique de l'outil. Il y a quelques 300 trous et 30 démontages de la tête à réaliser par essais d'usure. Le dépouillement est encore plus fastidieux. En effet, la mesure de la déviation nécessite un

palpage par MMT de tous les trous sur deux niveaux (à l'attaque du perçage et à la fin du trou). La mesure de rugosité nécessite un palpage en trois endroits de chaque perçage. Chaque essai de durée de vie représente un travail répétitif de plusieurs jours. Ces études de durée de vie n'auraient jamais pu être effectuées sans l'aide de Florian Dumont, technicien à l'ENISE, qui a réalisé une très grande partie de ces opérations. Je tiens à le remercier pour cette aide précieuse.

b) Analyse des résultats

Les résultats des essais d'usure sont très encourageants. Jusqu'au dernier trou, la vibration du foret est conservée. L'usure de l'outil ne semble pas avoir d'influence sur l'instabilité de la coupe. Il n'y a pas d'arrêt des vibrations à partir d'une certaine distance usinée. La fin des deux essais est survenue par casse d'outil en cours de perçage. Cette casse ne semble pas provenir d'un bourrage copeau. Elle est apparue soudainement lors du perçage sans augmentation progressive de l'effort. Une étude de l'usure de la pointe de l'outil nous laisse croire qu'il s'est produit un affaissement des becs entraînant la casse de la pointe de l'outil.

Les résultats des deux essais de durée de vie sont les suivants :

- 265 trous de 90 mm de profondeur pour l'essai N°1 soit 25 mètres percés ;
- 322 trous de 90 mm de profondeur pour l'essai N°2 soit 29 mètres percés.

L'évolution des différents paramètres mesurés en fonction de la distance percée est présentée Tableau IV.6.

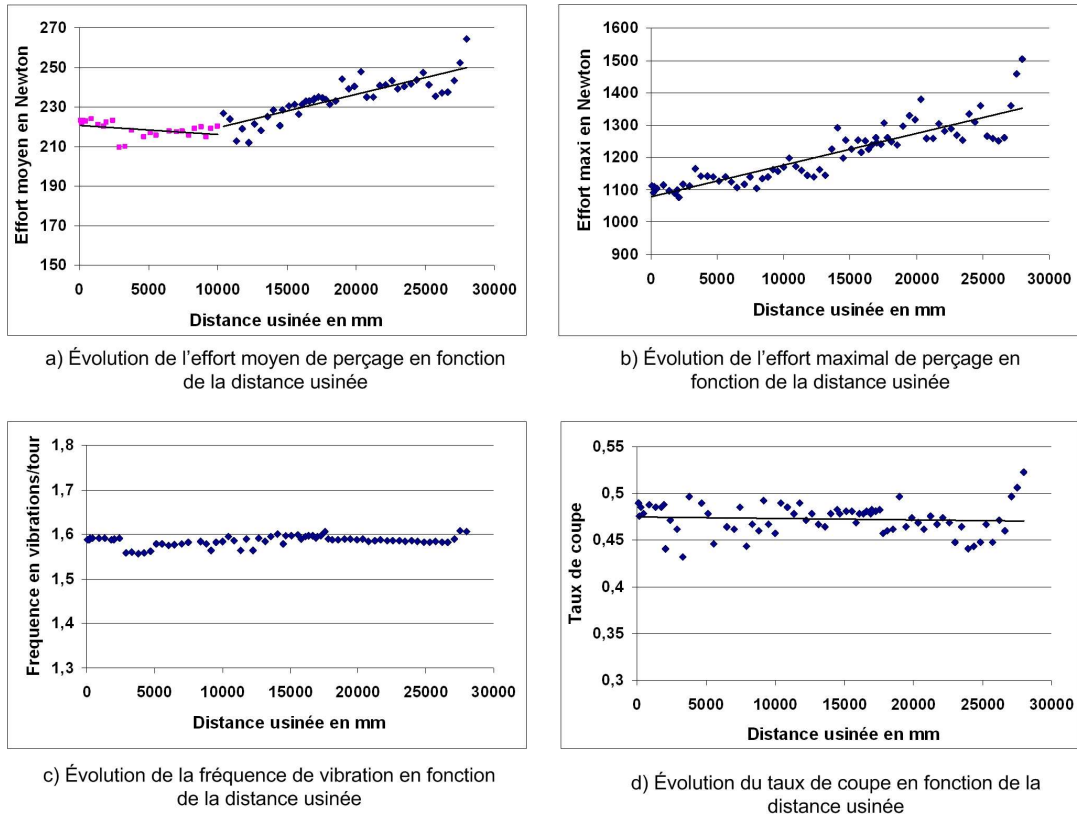
	Essai Sec N°1	Essai Sec N°2
Durée de vie	25 m	29 m
Effort moyen	220 N en début de vie 300 N en fin de vie	220 N en début de vie 260 N en fin de vie
Effort maxi	720 N en début de vie 850 N en fin de vie	1 100 N en début de vie 1 500 N en fin de vie
Fréquence de vibration	Constant à 1,42 vib/tr	Constant à 1,59 vib/tr
Taux de coupe	Constant à 0,56	Constant à 0,47
Diamètre	4,99 mm en début de vie 4,96 mm en fin de vie	4,99 mm en début de vie 4,96 mm en fin de vie
Rugosité R	Inférieure à 2 µm	Inférieure à 1,5 µm
Déviation	Moyenne à 110 µm Inférieure à 250 µm	Moyenne à 150 µm Inférieure à 300 µm

Tableau IV.6: Evolution des différents paramètres de perçage au cours de la vie de l'outil.

Evolution des paramètres de coupe

La Figure IV.12 présente l'évolution des caractéristiques de coupe pour l'essai d'usure N°2. L'évolution de ces paramètres pour l'essai N°1 est identique (les résultats de cet essai d'usure sont présentés en *documents Annexes*).

- **Evolution de l'effort moyen** : l'effort moyen reste stable pendant le premier tiers usiné puis augmente linéairement de 30 % environ de 220 N à 260 N.
- **Evolution de l'effort maxi** : l'effort maximal augmente linéairement du début à la fin de l'essai. Il passe de 1 100 N à près de 1 500 N en fin de vie soit une augmentation de 40 %. L'usure de l'outil a une conséquence sur la fragmentation du copeau, engendrant une augmentation de l'effort de coupe. La Figure IV.13 présente l'évolution de l'effort de poussée pour plusieurs perçages de l'essai de durée de vie. On peut remarquer que les pics d'efforts sont moins réguliers en fin d'usinage mais s'annulent toujours plusieurs fois par tour. Il n'y a aucun accroissement régulier durant le perçage, preuve que l'évacuation du copeau est bonne et régulière même en fin de vie de l'outil. Il est aussi possible de remarquer que l'effort devient périodiquement négatif. Cet effort négatif correspond à l'effort créé par le foret lorsqu'il est dans sa phase de sortie hors matière. Il est dû à l'effort généré par l'enlèvement des copeaux et des frottements listels/trous.
- **Evolution de la fréquence de vibration** : la fréquence de vibration reste constante du début à la fin de vie de l'outil, à 1,59 vibrations par tour d'outil. Cette donnée est très importante. En effet, le régime vibratoire de la tête de perçage peut être très fortement influencé par des variations d'effort de poussée. Cet essai prouve qu'un choix judicieux des conditions de coupe (positionnement à l'intérieur de la zone d'instabilité et non pas à la frontière des lobes) permet de conserver un régime vibratoire constant malgré les variations importantes de l'effort de poussée. L'usure de l'outil n'a donc pas d'influence sur le régime vibratoire de la tête de perçage et donc sur la fragmentation des copeaux. Une bonne évacuation des copeaux peut être garantie tout au long de la vie de l'outil, ce qui est primordial, pour une utilisation industrielle de ce procédé.
- **Evolution du taux de coupe** : le taux de coupe reste lui aussi globalement constant, confortant l'idée que la formation du copeau est régulière tout au long de la durée de vie de l'outil.



Conditions de coupe: vitesse de 110 m/min, avance de 0,075 mm/tr
 Réglage de la tête de perçage: masse de 3,25 kg, raideur de 290 N/mm

Figure IV.12: Evolution des paramètres de coupe en fonction de la distance usinée.

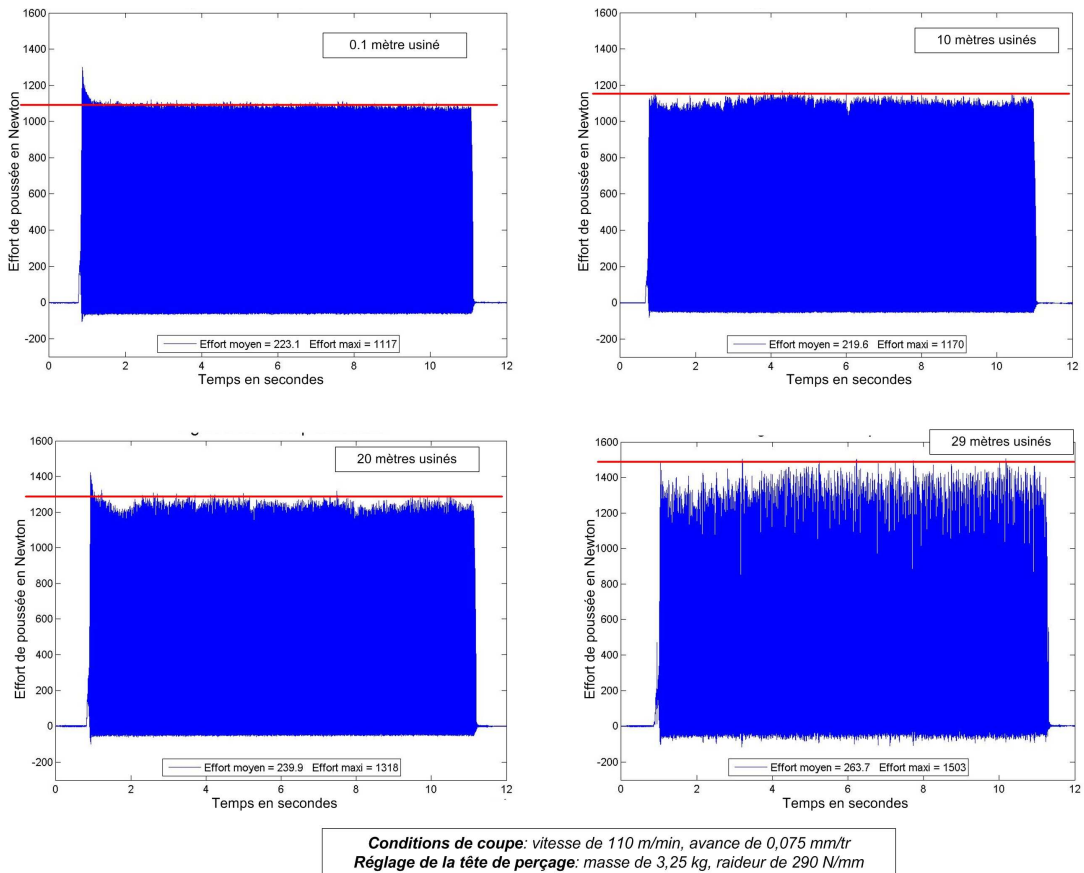
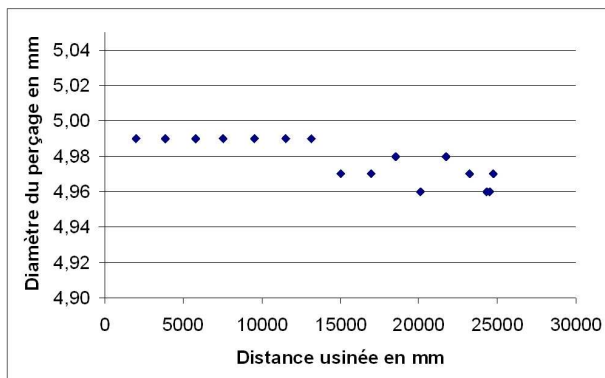


Figure IV.13: Evolution de l'effort de poussée en fonction de la distance usinée.

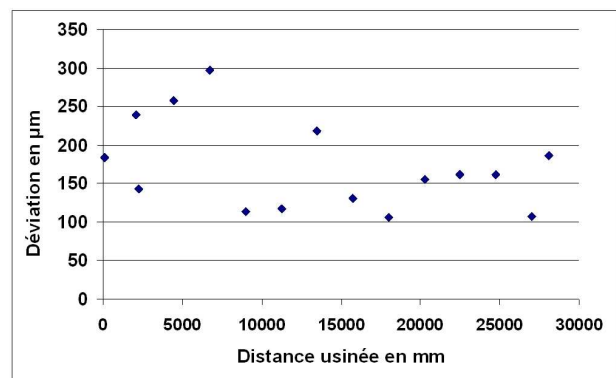
Evolution des paramètres de qualité

L'évolution de trois paramètres de qualité des perçages a été suivie : le diamètre de perçage, la déviation du trou sur une profondeur de 80 mm et la rugosité de la surface du trou en début et fin de perçage. L'évolution de ces trois paramètres en fonction de la distance usinée est présentée Figure IV.14.

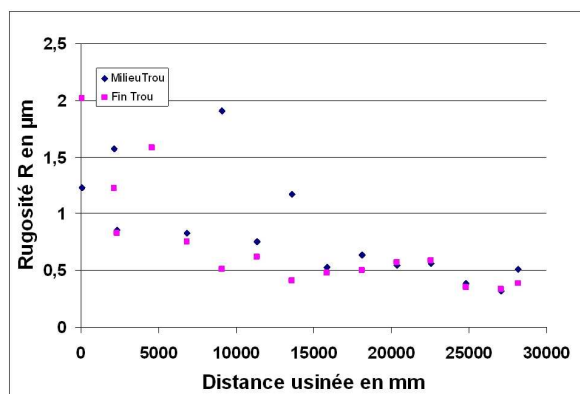
- **Evolution du diamètre de perçage** : le diamètre de perçage est constant à 4,98 mm pendant la première moitié de la durée de vie de l'outil, puis diminue progressivement jusqu'à 4,96 mm.
- **Evolution de la déviation** : on ne remarque pas d'évolution très marquée de la déviation avec l'usure de l'outil. La déviation évolue autour d'une déviation moyenne de 150 μm et reste en permanence inférieure à 300 μm .
- **Evolution du paramètre de rugosité R** : La rugosité R mesurée en fin de perçage diminue progressivement avec la distance usinée. La rugosité R mesurée en milieu de perçage présente quelques points non significatifs ; elle diminue aussi progressivement avec la distance usinée. L'état de surface semble s'améliorer avec la dégradation de l'outil, ce qui est relativement inhabituel en usinage. Une analyse du mode de dégradation de l'outil (affaissement des becs) explique en partie cette baisse de la rugosité (voir paragraphe suivant).



a) Évolution du diamètre de perçage en fonction de la distance usinée



b) Évolution de la déviation en fonction de la distance usinée



c) Évolution du paramètre de rugosité R en fonction de la distance usinée

Conditions de coupe: vitesse de 110 m/min, avance de 0,075 mm/tr
Réglage de la tête de perçage: masse de 3,25 kg, raideur de 290 N/mm

Figure IV.14: Evolution de la qualité de perçage en fonction de la distance usinée.

Mis à part le paramètre de rugosité, on peut remarquer que la qualité des perçages se dégrade légèrement avec l'usure de l'outil. Il est difficile de juger si cette dégradation est néfaste pour une utilisation industrielle du perçage vibratoire. En effet, en usinage, la qualité est considérée bonne si les critères de qualité restent dans une zone de tolérance définie par le dessin de définition de la pièce. Il est nécessaire de comparer les variations de qualité mesurées aux zones de tolérance demandées. Cela ne peut se faire qu'au cas par cas, en fonction des perçages réalisés.

Evolution de l'usure de l'outil

Des photos de l'arête de coupe ont été réalisées tout au long des essais d'usure. L'usure est identique pour les deux essais. Elle est principalement située au niveau des becs de l'outil. On assiste à un effondrement progressif des becs (Figure IV.15). En fin de vie, l'usure est vraiment significative et peut expliquer le rétrécissement du diamètre du trou usiné. On ne remarque pas d'écaillage mais plutôt une usure régulière. L'acuité d'arête des becs est très fortement dégradée par l'usure, ce qui a pour conséquence une augmentation importante de l'effort de coupe, observable sur les enregistrements d'effort.

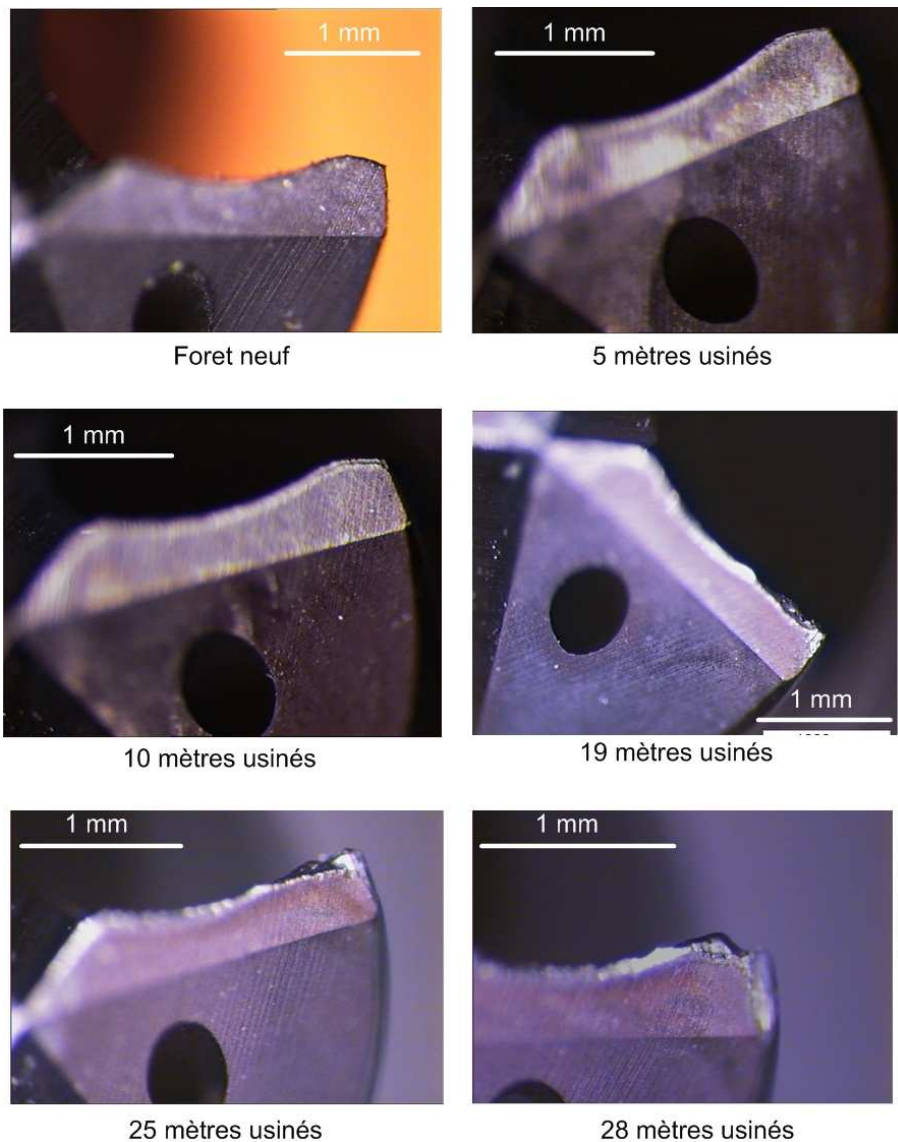


Figure IV.15: Evolution de l'usure des becs avec la distance usinée.

L'affaissement des becs peut en partie expliquer la diminution du paramètre de rugosité au cours de l'essai d'usure. En effet, le fait que les becs soient moins affûtés avec des angles moins vifs entraîne une diminution du frottement bec/surface du trou. Les becs marquent donc moins la surface du trou entraînant ainsi une baisse de la rugosité.

c) Comparaison de la durée de vie avec les autres procédés de perçage

Dans le cas du perçage avec foret hélicoïdal et lubrification centrale, le constructeur des forets utilisés affirme que l'outil a une durée de vie de 70 mètres percés dans un acier de type 35MnV7 en condition d'utilisation normale (avec lubrification centrale haute pression). Cette donnée n'a pas été vérifiée pour des raisons de coût et de temps (ce type d'essai monopoliserait la machine-outil pendant plusieurs jours). Cette durée de vie serait près de trois fois supérieures à la durée de vie du même foret en perçage vibratoire. La différence peut sembler importante mais il faut toutefois la nuancer en prenant en compte le coût lié à la lubrification. Lorsque le coût de l'outil n'est pas trop important, il peut être plus avantageux de changer trois fois plus souvent celui-ci et de réduire, voire d'éliminer complètement, la lubrification de l'opération de perçage.

Un essai d'usure de perçage vibratoire avec un foret HSS (Foret Tivoly 389) a été effectué. L'objectif de cet essai est de comparer la durée de vie entre deux outils bien compatibles avec le perçage vibratoire : un outil en acier rapide et un outil en carbure. Les conditions de réglages utilisés pour cet essai d'usure sont : une vitesse de 6 000 tr/min, une avance de 0,05 mm/tr, une masse mobile de 2,45 kg et une raideur de 250 N/mm (configuration optimale en perçage vibratoire avec cet outil). La profondeur des perçages effectués est de 35 mm (7 fois le diamètre). Il est important de noter que cet essai a été réalisé avec des conditions de coupe n'appartenant pas au domaine de fonctionnement de cet outil HSS. Les réglages en raideurs et en masse disponibles sur cette tête de perçage ne permettent pas d'obtenir des vibrations dans le domaine de fonctionnement de cet outil HSS de 5 mm de diamètre. Dans cette configuration, les résultats obtenus sont très décevants par rapport aux résultats obtenus avec les forets carbures. La durée de vie des outils est inférieure à 0,45 mètres usinés (c'est-à-dire 12 trous effectués). L'usure principale est un affaissement très rapide des becs. A chaque perçage, l'usure des becs augmente considérablement.

Cet essai met donc en évidence que la durée de vie d'un perçage vibratoire avec un outil ne travaillant pas dans son domaine de fonctionnement optimal est très courte, voire même incompatible avec une utilisation industrielle du procédé. Il est donc primordial de bien choisir les réglages de la tête (masse et raideur) de manière à ramener le domaine de vibration à l'intérieur du domaine de fonctionnement de l'outil. Des essais de ce type ont été réalisés sur des forets HSS de plus gros diamètre (10 mm). Avec ce type d'outils, les configurations de tête disponibles ont permis d'obtenir des vibrations de l'outil à l'intérieur de son domaine de fonctionnement. Aucun essai d'usure n'a pu être effectué mais les quelques essais réalisés ont montré que la tenue de l'outil dans ces conditions était bien meilleure que la tenue d'un outil travaillant en dehors de son domaine de fonctionnement.

d) Conclusion

Les deux essais de durée de vie ont apporté de nouvelles informations qui permettent de comparer les performances du perçage vibratoire par rapport aux autres techniques de perçage :

- Le caractère vibratoire du perçage et le fractionnement des copeaux sont conservés pendant toute la durée de vie de l'outil. Il n'y a pas d'arrêt des vibrations à partir d'une certaine usure de l'outil.
- La durée de vie d'un foret en carbure monobloc possédant une géométrie adaptée en perçage vibratoire de trous profonds réalisés à sec est supérieure à vingt-cinq mètres. Cette durée de vie est tout à fait acceptable pour une utilisation en production du fait de l'élimination de la lubrification et des cycles de déburrage. Une optimisation plus poussée de la géométrie de l'outil et des conditions de coupe devrait permettre d'améliorer la durée de vie.
- La qualité de la surface des perçages s'améliore légèrement avec l'usure de l'outil lors du perçage vibratoire à sec. La déviation reste globalement constante. Seul le diamètre de perçage se détériore légèrement avec l'usure de l'outil. Cette détérioration est à nuancer en fonction de la tolérance du perçage à réaliser.

Ces performances montrent que le perçage vibratoire peut avoir une réelle place dans le monde des technologies de perçage industriel. Elle permet en effet de réaliser des opérations de perçages longs à sec sans modification de la machine, avec une qualité et une durée de vie tout à fait acceptables.

IV.2.5. Influence de la lubrification en perçage vibratoire

Le principal avantage du perçage vibratoire est de pouvoir réaliser des perçages long à sec. Néanmoins, dans certains cas industriels, il peut être nécessaire de conserver de la lubrification. Il est donc intéressant d'étudier l'effet d'une lubrification interne couplée aux vibrations de l'outil. Cela impose à la technique de perçage vibratoire d'être compatible avec un ajout de lubrification centrale.

a) Influence de la pression de lubrification.

La conception de la tête permet une lubrification centrale haute pression. Exceptée la pince d'attachement de l'outil qui doit être étanche, aucune modification ne doit être apportée à la tête. Plusieurs essais ont été réalisés avec la lubrification centrale haute pression disponible sur le centre d'usinage Hermle C800. Aucun essai n'a abouti à un perçage vibratoire. La raison est relativement simple, l'huile sous pression appuie sur la queue de l'outil augmentant considérablement la raideur axiale de la tête et en empêche tout déplacement axial de la partie mobile de la tête. L'amortissement des vibrations est total. Le perçage vibratoire est donc incompatible avec la lubrification haute pression.

Ne pouvant pas baisser la pression de lubrification sur le centre d'usinage, des essais ont été réalisés avec un attachement outil non étanche. L'objectif étant de créer un courant de fuite au niveau de la pince afin de baisser la pression du liquide sur la queue de l'outil. Cette méthode c'est avérée très positive. En effet, il y avait suffisamment de pression pour que le liquide parvienne à la pointe de l'outil sans empêcher les vibrations de se produire.

b) Influence de la lubrification sur le domaine de vibrations et sur les efforts de coupe.

De nombreux essais de perçage vibratoire ont été effectués avec de la lubrification basse pression. Les résultats obtenus montrent que l'ajout de lubrification a très peu d'influence sur la taille et la position du domaine de vibrations d'un outil. Le comportement de la tête ne semble pas être dépendant de la lubrification.

L'influence de la lubrification sur les efforts de coupe existe mais reste faible. L'ajout de lubrification entraîne une réduction des efforts de coupe de 5 % à 10 % mais ne modifie pas la fréquence de vibrations. La Figure IV.16 présente une comparaison de deux perçages réalisés dans les mêmes conditions (masse de 3,25 kg, raideur de 590 N/mm, vitesse de 9 500 tr/min et avance de 0,075 mm/tr) avec lubrification centrale basse pression pour l'un et sans lubrification pour l'autre. L'effort maximal mesuré sans lubrification est de 850 N alors que l'effort maximal mesuré avec lubrification est de 775 N. L'ajout de lubrification entraîne donc une réduction de 9 % des efforts de poussée. Le comportement vibratoire de la tête n'est pas modifié par l'ajout de lubrification interne : la fréquence de vibration reste identique dans les deux cas à 1,42 vibrations/tour.

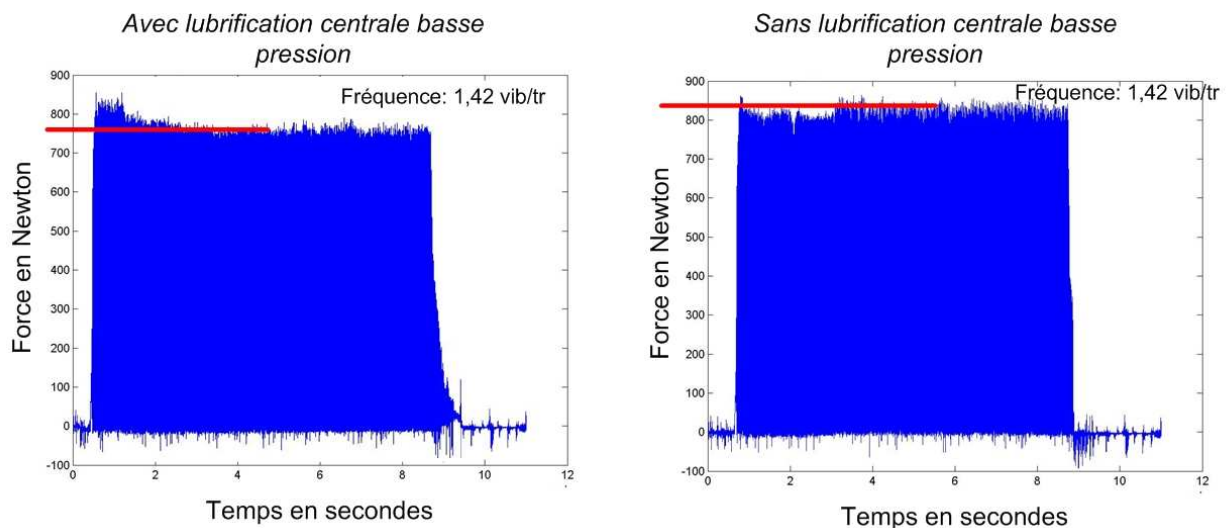


Figure IV.16: Influence de la lubrification sur un perçage vibratoire réalisé avec un foret carbure dans la configuration suivante: masse de 3,25 kg, raideur de 590 N/mm, vitesse de 9 500 tr/min et avance de 0,075 mm/tr

c) Influence sur la durée de vie de l'outil.

L'ajout de lubrification n'entraînant pas de réduction avantageuse de efforts de coupe, il nous a semblé intéressant de quantifier l'apport de lubrification sur la durée de vie de l'outil. Un essai d'usure a été mené dans les mêmes conditions que l'essai d'usure à sec N°1 (masse de 3,25 kg, raideur de 590 N/mm, vitesse de coupe de 150 m/min et avance de 0,075 mm/tr) avec une lubrification centrale basse pression. La durée de vie de l'outil en perçage vibratoire à sec est dans cette configuration de 24 mètres usinés. Les résultats de l'essai d'usure avec lubrification donnent une durée de vie de 33 mètres usinés soit un gain non négligeable de 40%. L'évolution des efforts avec l'usure de l'outil est identique à l'évolution enregistrée

lors des deux essais d'usure à sec. Le mode de dégradation est aussi identique : un affaissement progressif des becs. L'évolution de l'usure est juste légèrement plus lente que celle détectée en perçage vibratoire à sec. L'étude de qualité de perçage effectuée sur cet essai d'usure montre que l'ajout de lubrification n'entraîne pas d'amélioration ni de dégradation de la qualité des perçages obtenus par rapport au perçage à sec.

d) Bilan.

Il est possible de combiner perçage vibratoire avec lubrification centrale basse pression. Le gain apporté par l'ajout de la lubrification n'est pas très important. Il n'y a pas d'augmentation de la taille du domaine de vibrations de l'outil. La réduction des efforts de coupe n'est pas très importante ($< 10\%$) et la qualité des perçages n'est pas améliorée. Seule la durée de vie a augmenté de manière significative (+ 40 %). L'ajout de lubrification au principe de perçage vibratoire auto-entretenu n'entraîne donc pas un gain de productivité significatif pouvant compenser le coût lié au liquide de coupe. L'objectif de ce travail de thèse étant de proposer une solution permettant d'éliminer la lubrification en perçage, la lubrification centrale ne sera pas plus exploitée. Les entreprises ne souhaitant pas éliminer la lubrification de leur chaîne d'usinage pourront l'utiliser pour augmenter la durée de vie de leurs outils.

IV.2.6. Influence de la précontrainte du ressort sur le perçage de trous de gros diamètre

L'ensemble des essais réalisés pour ce travail de thèse s'est fait sur des perçages de petit diamètre, 5 mm, dans de l'acier. Quelques travaux parallèles à ce travail de thèse ont été effectués dans le but d'étudier la faisabilité d'un perçage vibratoire sur des trous de plus gros diamètre. Des perçages ont été effectués dans un acier similaire à l'acier à vilebrequin 35MnV7 avec des forets de diamètre 8 à 10 mm. Les résultats obtenus montrent qu'il est possible de réaliser un perçage vibratoire à sec avec des outils de ce diamètre.. La fragmentation des copeaux ainsi que la fréquence des vibrations est identique à celle obtenue en perçage vibratoire de petit diamètre.

Ces essais ont mis en évidence l'influence sur la génération des vibrations d'un paramètre supplémentaire: la précontrainte du ressort de la tête de perçage. Jusqu'à présent, le ressort utilisé n'était pas précontraint. La conception de la tête ne permet pas d'imposer une précontrainte précise et fiable. On peut uniquement comprimer le ressort, sans pouvoir réellement maîtriser la valeur de la précontrainte (cette contrainte peut toutefois être mesurée après coup sur une presse instrumentée). Les essais réalisés avec précontrainte ont montré qu'il était plus facile d'obtenir des vibrations avec un ressort précontraint. Le domaine de vibration de l'outil semble être élargi par l'emploi d'une tête avec ressort précontraint. De plus, l'effet de la précontrainte semble être plus important sur des perçages de gros diamètre (10 mm) que sur des perçages de faible diamètre (5 mm)

La tête n'étant pas conçue pour imposer une précontrainte maîtrisée, nous n'avons pas pu étudier ce phénomène plus précisément. En effet il était impossible de garantir une valeur de précontrainte du ressort sur plusieurs essais consécutifs. Cette constatation a simplement servi à ouvrir de nouvelles perspectives

nécessitant une reconception de la tête qui intégrera un système de réglages précis et fiable de la précontrainte du ressort. Elle permettra de pouvoir mener une étude complète de l'influence de la précontrainte sur le domaine de vibrations d'un foret de gros diamètre.

IV.3. Performances du forage vibratoire avec forets $\frac{3}{4}$

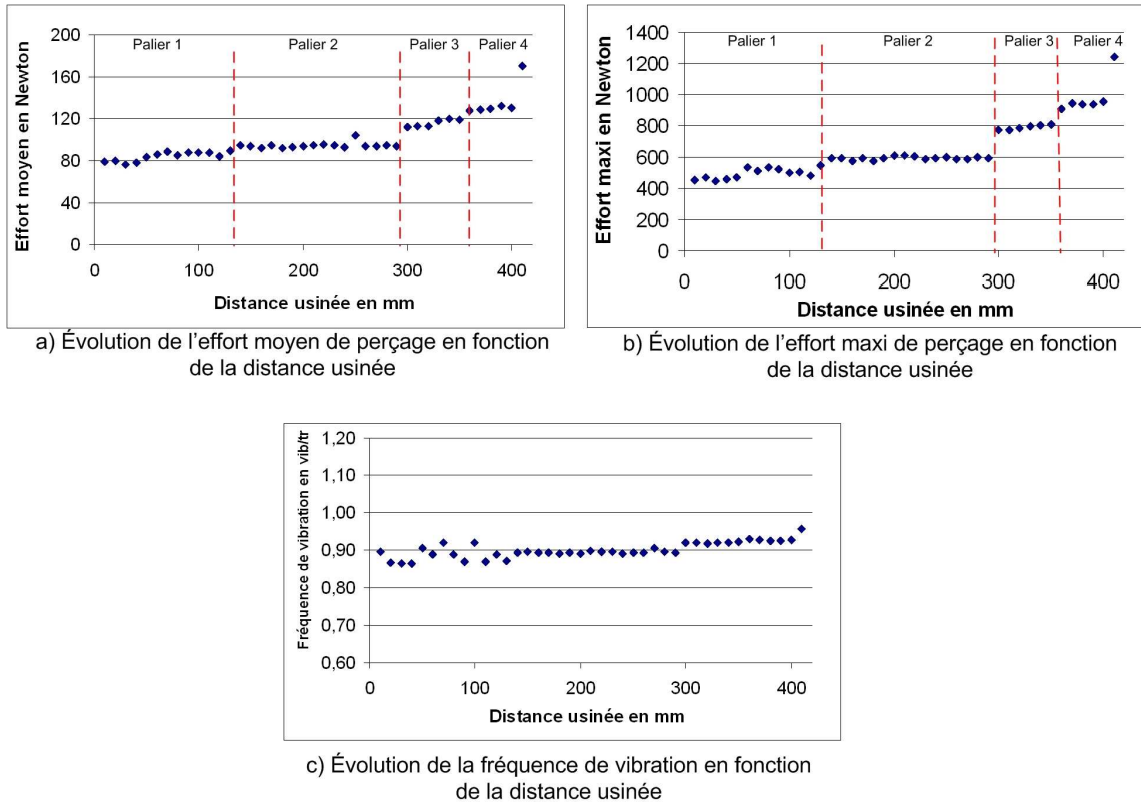
IV.3.1. Etude de la durée de vie

a) Conditions de l'essai

Bien que la longueur de perçage ne soit pas acceptable, un essai de durée de vie d'un outil $\frac{3}{4}$ en perçage vibratoire a tout de même été effectué afin d'identifier le mode d'usure de l'arête de coupe. Cet essai a été réalisé avec un foret $\frac{3}{4}$ possédant une conicité de 0,15 % et une forme de patins de type C. Les conditions de coupe utilisées sont des conditions de coupe moyennes en forage vibratoire. La vitesse de rotation a été fixée à 7 500 tr/min (120 m/min) et la vitesse d'avance à 0,02 mm/tr. Cette configuration place le perçage au milieu du 1^{er} lobe d'instabilité. Un avant trou de guidage de 5 mm de diamètre a été réalisé avec le foret Mitsubishi MZS 0500MB utilisé pour les perçages hélicoïdaux longs (tolérance du foret d'avant trou : m7 , tolérance du foret $\frac{3}{4}$: h6). Comme nous l'avons vu précédemment, l'outil utilisé n'est pas apte à usiner des trous profonds, les essais ont donc été réalisés sur des profondeurs de 10 mm uniquement. La lubrification centrale a été maintenue de manière à limiter le frottement des patins. Comme pour les essais de durée de vie avec foret hélicoïdaux, la totalité des perçages de cet essai de durée de vie a fait l'objet d'un enregistrement de l'effort de coupe. Une étude photographique permet d'étudier le mode d'usure de l'outil. Le critère d'arrêt est la destruction de l'outil.

b) Une durée de vie très faible

41 trous ont pu être effectués avant la rupture de la pointe carbure de l'outil, ce qui équivaut à une durée de vie de 400 millimètres usinés. Cette durée de vie est très faible en comparaison des 29 mètres usinés avec les outils hélicoïdaux. Le caractère vibratoire du perçage est conservé du début à la fin de l'essai d'usure comme le montre la Figure IV.17c. Il n'y a pas d'interruption des vibrations et la fréquence reste constante à 0,8 vibration par tour d'outil. L'observation de l'enregistrement des efforts de coupe (Figure IV.17 a et b) au cours de l'essai de durée de vie montre que l'effort moyen et l'effort maxi augmente suivant des paliers. On peut observer quatre paliers au niveau de l'effort moyen : un palier à 80 N, un palier à 90 N, un palier à 115 N et un palier à 125 N. On retrouve globalement ces quatre paliers sur l'enregistrement de l'effort maxi : un palier à 500 N, un palier à 600 N, un palier à 800 N et enfin un palier à 950 N. La Figure IV.18 présente l'enregistrement des efforts de poussée sur les quatre paliers détectés. Les vibrations sont bien régulières sur chacun des paliers. Seule la valeur de l'effort maxi varie d'un palier à l'autre. Il n'y a pas d'augmentation progressive de l'effort pendant l'usinage : le phénomène de coupe est donc identique tout au long du perçage.



Conditions de coupe: vitesse de 120 m/min, avance de 0,02 mm/tr
Réglage de la tête de perçage: masse de 3,25 kg, raideur de 290 N/mm

Figure IV.17: Evolution des paramètres de coupe en fonction de la distance usinée.

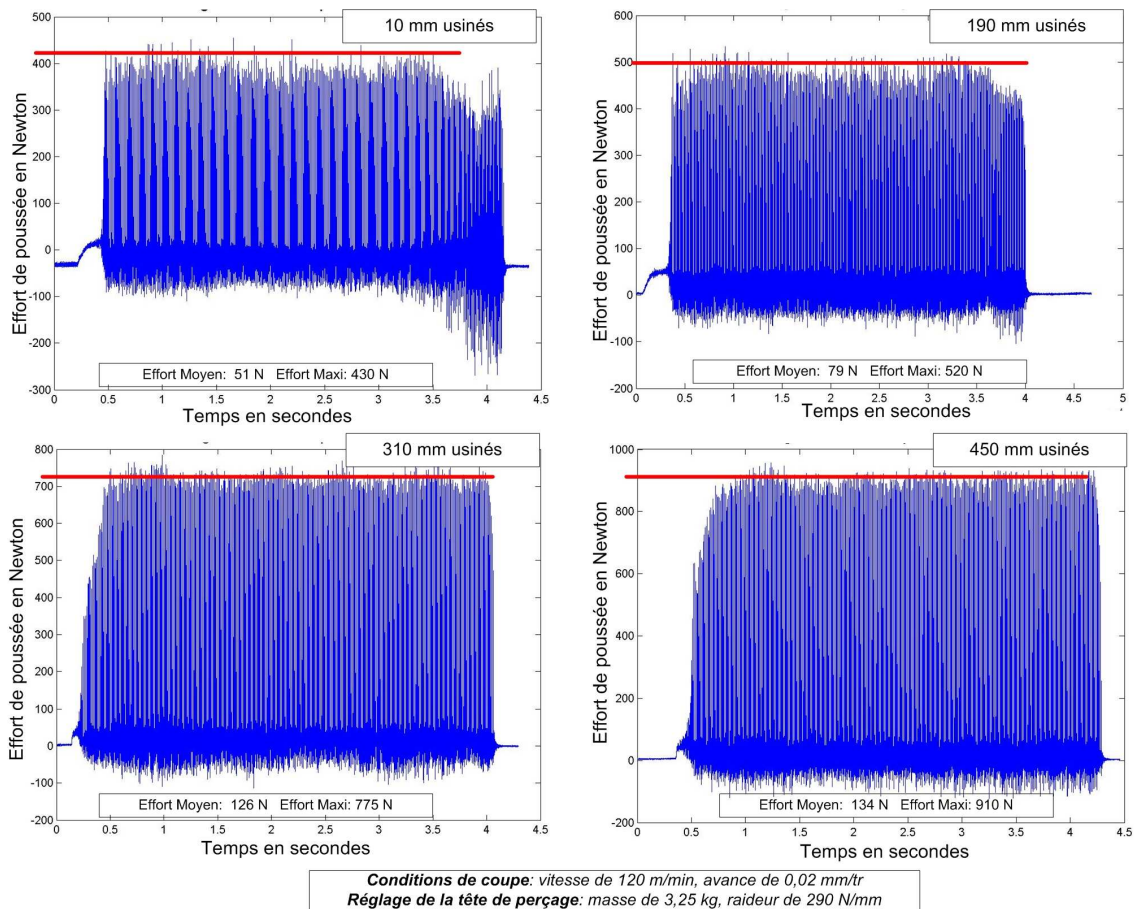


Figure IV.18: Evolution de l'effort de poussée en fonction de la distance usinée.

L'étude du mode de dégradation de l'outil permet de mieux comprendre l'origine des paliers d'efforts. La Figure IV.19 présente l'évolution de l'usure de l'arête de coupe au cours de cet essai de durée de vie. On observe deux types d'usures principales : une usure en dépouille et un écaillage important de l'arête de coupe. Au début de l'essai, l'usure de l'outil est principalement une usure en dépouille. On peut observer la formation d'un chanfrein au niveau du bec de l'outil. La taille de ce chanfrein augmente en permanence. Seul le bec de l'outil semble s'user pendant la première moitié de l'essai de durée de vie. A partir de 300 mm usinés, l'écaillage de l'arête commence. A 410 mm usinés, c'est à dire à la fin de vie de l'outil, on peut observer un fort écaillage sur la quasi-totalité de l'arête de coupe. Les paliers observés au niveau des efforts de coupe proviennent donc de l'endommagement brutal de l'arête de coupe. Chaque palier correspond à l'écaillage d'une partie de l'arête. Cet écaillage brutal de l'arête est visible sur la Figure IV.20. On peut y observer l'augmentation soudaine des efforts de coupe maxi de 600 N à 750 N, correspondant au passage du palier 2 au palier 3. On peut de même observer le passage du palier 3 au palier 4. Ces augmentations aussi brusques ne peuvent venir que de la rupture d'une partie de l'arête de coupe. On peut remarquer que l'amplitude des vibrations se stabilise très rapidement après l'écaillage d'une partie de l'outil.

Une observation des patins ne montre pas d'usure particulière au cours de l'essai de durée de vie. La rupture de l'outil a eu lieu au niveau de la brasure entre la pointe carbure et le corps de l'outil. Cette rupture a été soudaine au cours du perçage et ne fait pas suite à une augmentation trop importante de l'effort de poussée. Il s'agit d'une rupture brusque de la brasure.

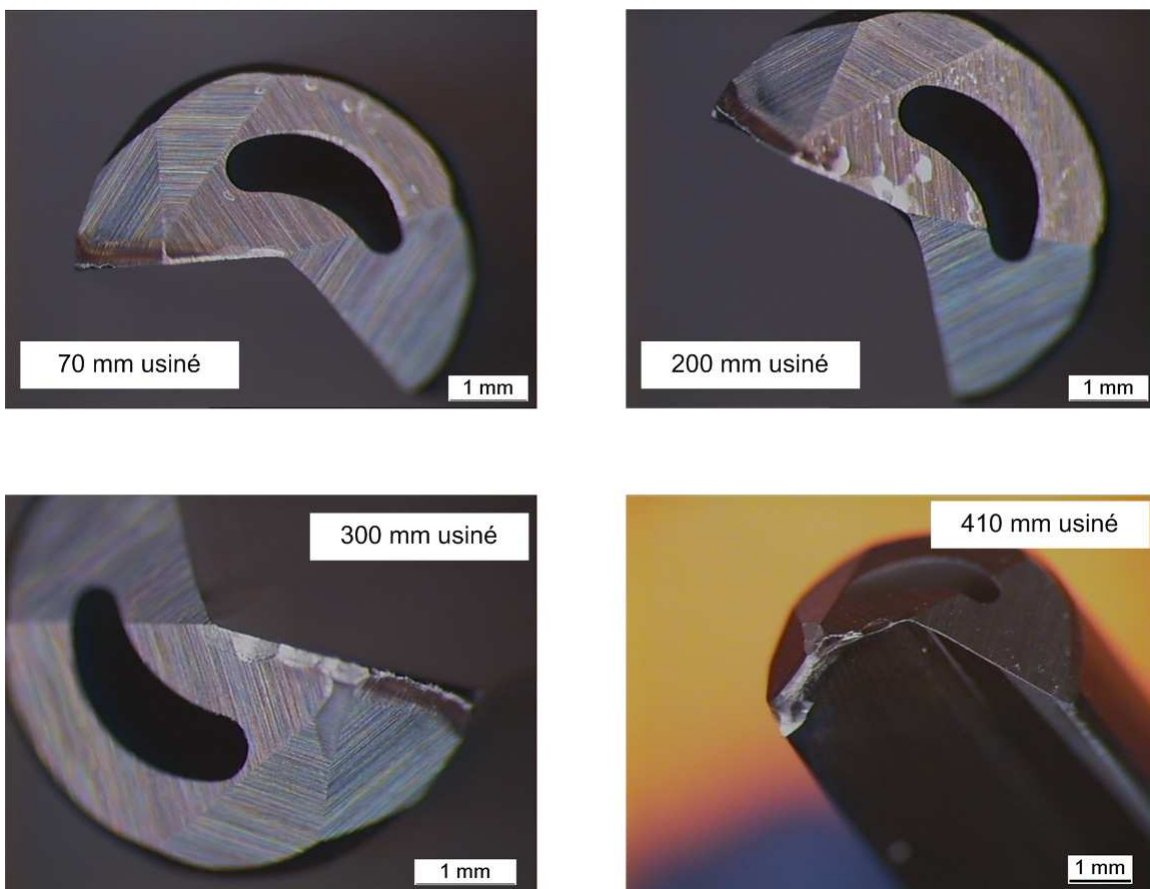


Figure IV.19: Evolution de l'usure de l'outil en fonction de la distance usinée.

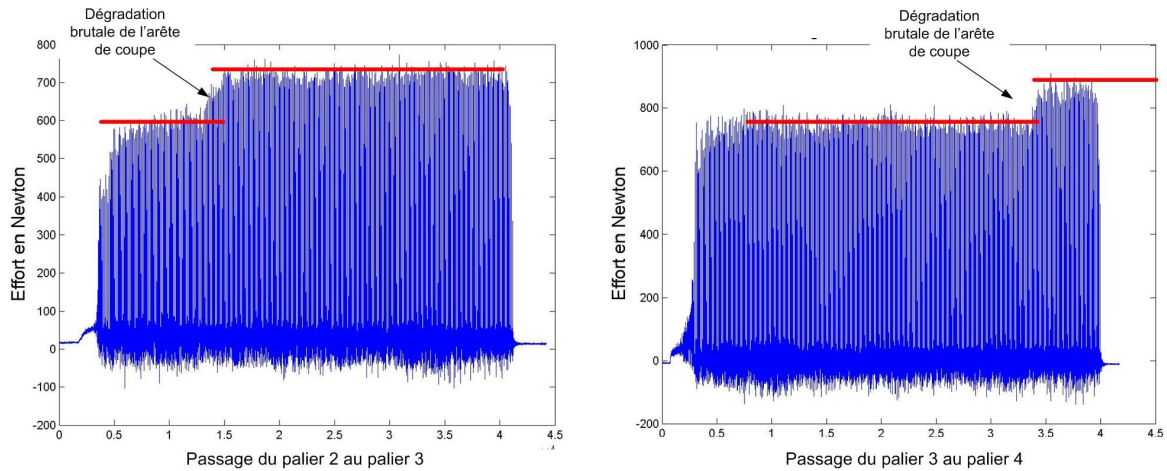


Figure IV.20: Observation de l'écaillage de l'arête de coupe.

Cet essai de durée de vie d'un foret $\frac{3}{4}$ en forage vibratoire permet de mettre en évidence deux phénomènes :

- La brasure entre la pointe carbure et le corps de l'outil est le point faible de ce type d'outil. Cette brasure résiste mal aux vibrations et à l'augmentation de l'effort. La rupture est brusque et imprévisible.
- L'arête de coupe résiste très mal aux vibrations. L'usure en dépouille commence très rapidement au niveau des becs de l'outil et se transforme en écaillage important de l'ensemble de l'arête de coupe. Une dégradation aussi rapide de l'arête de coupe n'est pas acceptable pour une exploitation industrielle du forage vibratoire.

IV.3.2. Bilan du forage vibratoire avec forets $\frac{3}{4}$

L'ensemble des études menées sur le forage vibratoire avec forets $\frac{3}{4}$ a mis en évidence que la géométrie de l'unique arête de coupe et la présence d'un patin de guidage ne sont pas incompatibles avec la technologie de perçage vibratoire. Il est possible d'obtenir des vibrations stables d'amplitude suffisante pour fragmenter le copeau. Les performances du forage vibratoire sont par contre très décevantes. En effet, la profondeur de perçage est très limitée (dix fois le diamètre maximum), une source de lubrification doit être maintenue afin de limiter le frottement du patin et aider à l'évacuation du copeau rendu difficile par la goujure droite et enfin la durée de vie de l'outil est trop faible pour espérer une exploitation industrielle de ce procédé.

Les outils testés sont des outils non revêtus avec une géométrie standard. Un important travail doit être mené sur les outils afin de trouver une géométrie, un matériau d'outil et un revêtement compatibles avec les vibrations de la tête de perçage sur des applications de forage profond. Cette étude n'a pas pu être effectuée durant ce travail de thèse.

IV.4. Bilan

L'ajout de vibrations axiales à l'outil améliore considérablement les performances de l'opération de perçage. Avec la technologie de perçage vibratoire auto-entretenu, il est maintenant possible de percer des trous profonds (plus de 20 fois le diamètre) avec un foret hélicoïdal en carbure monobloc sans apport de lubrification et sans cycle de déburrage. La qualité des perçages obtenus est aussi bonne que la qualité d'un perçage traditionnel, le temps de cycle a été fortement diminué par rapport à un perçage traditionnel. L'amélioration de la productivité est donc très nette. La durée de vie des outils est compatible avec une utilisation industrielle de ce procédé, les perspectives industrielles du perçage vibratoire sont donc très prometteuses. L'utilisation de cette technologie sur des applications de forage profond n'a pour le moment pas abouti à d'aussi bons résultats que le perçage vibratoire avec foret hélicoïdal. Les pistes de travaux explorées vont permettre de travailler sur le point faible de cette application : la tenue du foret $\frac{3}{4}$.

Conclusions et perspectives

Ce travail avait pour objectif de maîtriser une nouvelle technique de perçage : le perçage vibratoire auto-entretenu. Cette nouvelle technologie a vu le jour dans le but de palier aux défauts principaux du perçage traditionnel : la fragmentation et l'évacuation du copeau. Les techniques actuellement (cycles de déburrage et lubrification centrale) utilisées n'étant plus satisfaisantes pour des raisons environnementales et économiques.

Le premier chapitre de ce mémoire a montré que l'ajout d'un mouvement de vibrations axiales à haute ou basse fréquence avait un impact très fort sur la fragmentation du copeau. Les vibrations haute fréquence fragilisent le copeau qui pourra alors se fractionner facilement. Les vibrations basse fréquence créent une coupe discontinue par saut d'outil hors matière. Le perçage vibratoire auto-entretenu utilise des vibrations basse fréquence générées par le phénomène de broutement pour fragmenter le copeau. Les connaissances théoriques sur ce procédé de perçage présentées dans le deuxième chapitre de ce mémoire permettent de bien comprendre les phénomènes physiques se produisant dans la tête de perçage. De nouveaux modèles de coupe spécialement conçu pour le perçage vibratoire auto-entretenu ont pu être établis. Enfin, la fabrication de deux prototypes de porte-outils vibratoires a permis le déroulement de cette thèse suivant deux axes :

- Un axe expérimental via de nombreuses campagnes expérimentales visant à tester les performances de cette nouvelle technologie.
- Un axe numérique visant à simuler une opération de perçage vibratoire.

La partie expérimentale de ce travail de thèse a permis de maîtriser réellement cette nouvelle technologie de perçage. Nous avons été capable d'identifier des géométries d'outils adaptées au perçage vibratoire et de comprendre l'influence de chaque paramètre de réglage disponible (paramètres de coupe et paramètres de la tête) sur l'étendue et la position de la zone de vibrations. Il nous est maintenant possible de trouver très facilement un domaine de vibrations compatible avec le domaine d'utilisation de l'outil utilisé.

A partir de cela, des études de productivité ont été menées sur une application industrielle : le perçage de trous longs de 5 mm de diamètre sur une profondeur de 100 mm dans un acier à vilebrequin de type 35MnV7. Les très bons résultats montrent qu'il est maintenant possible de réaliser à sec des perçages longs avec des forets hélicoïdaux (supérieur à 20 fois le diamètre) sans avoir de problèmes de fractionnement et d'évacuation de copeaux. La qualité des trous (déviation, diamètre du trou, rugosité de la surface) réalisés en perçage vibratoire est aussi bonne que la qualité des trous réalisés en perçage traditionnel. Le temps d'usinage a été divisé par huit par rapport à un perçage traditionnel à sec. Enfin, la durée de vie des outils est grandement améliorée par rapport à la durée de vie des outils actuels en perçage à sec. Ces bons résultats sont obtenus à partir d'un porte-outil spécifique qui ne nécessite ni apport d'énergie extérieur ni modification de la machine outil sur lequel il est installé. Il peut être utilisé sur tous types de machines-outils avec une souplesse d'utilisation identique à celle d'un porte outil classique. L'ensemble de ces résultats laisse penser qu'une industrialisation de ce nouveau procédé de perçage est bientôt envisageable. Le perçage vibratoire auto-entretenu de trou long pourrait ainsi remplacer une partie des opérations de forage avec outils ³/₄.

L'étude numérique menée a permis d'aboutir à un simulateur de perçage vibratoire. L'objectif principal de ce simulateur est de se substituer aux campagnes expérimentales. La fiabilité de ce simulateur devrait permettre de tester de nouvelles configurations de perçage vibratoire sans avoir recours à des essais sur machines. Ce simulateur donne des informations importantes sur la fréquence de vibration, leurs amplitudes, l'épaisseur des copeaux obtenus et enfin la répartition des efforts de long de l'arête de coupe. L'ensemble de ces informations est utilisé pour optimiser le perçage vibratoire.

L'ensemble de ces travaux a ouvert de nombreuses perspectives de travail sur le perçage vibratoire auto-entretenu tant sur le plan expérimental que sur la modélisation.

D'un point de vue expérimental, il reste encore quelques étapes à valider avant de pouvoir exploiter industriellement ce procédé. L'ensemble des essais a été réalisé dans un acier à vilebrequin de type 35MnV7. Nous avons réalisé quelques essais dans des matériaux différents : l'aluminium et l'acier inoxydable (les résultats de ces essais sont présentés en *documents annexes*). Ces essais ont montré la faisabilité de perçage vibratoire dans d'autres types de matériaux que l'acier. La maîtrise du procédé dans ces autres types de matériau n'est pas encore totale. L'acier inoxydable pose des problèmes de durée de vie des outils. Le perçage vibratoire dans l'aluminium n'est toujours pas possible à sec pour des raisons de collage des copeaux. De nombreux travaux doivent donc être menés pour porter nos connaissances sur ces matériaux au même niveau que nos connaissances du perçage à sec dans l'acier 35MnV7. Du point de vue des outils utilisés, de nombreuses améliorations sont possibles. Les outils utilisés dans ce travail de thèse étaient exclusivement des outils disponibles dans le commerce. La conception d'outils spécifiques pourrait permettre d'accroître les performances (qualité de perçage et durée de vie) du perçage vibratoire auto-entretenu. Une étude spécifique sur les forets en acier rapide doit être menée pour permettre d'obtenir des vibrations compatibles avec la fragmentation du copeau à l'intérieur du domaine de fonctionnement de

l'outil. Cette condition est nécessaire pour espérer obtenir une durée de vie des outils HSS en perçage vibratoire suffisante pour une exploitation industrielle. Pour finir, les impacts des vibrations sur la broche de la machine outil n'ont jamais été étudiés. Des études sont donc nécessaires avant d'affirmer que cette technologie est utilisable sans risque sur tous types de machine outils.

Du point de vue modélisation, les perspectives sont aussi nombreuses. Le phénomène de torsion de l'outil a été négligé tout au long de ce travail. Cette hypothèse trouve ces limites lors de l'utilisation de forets très longs (plus de 20 fois le diamètre). Le mode de vibrations en torsion pourrait avoir des conséquences fortes sur la vibration axiale et la tenue de l'outil. Une étude complète de la torsion ainsi que sa prise en compte dans le simulateur permettrait de juger la validité de cette hypothèse. Nos travaux ont mis en évidence la forte influence du talonnage sur le domaine de vibration de l'outil. Aucune étude n'a pour le moment été réalisée sur la localisation de ce phénomène de talonnage. La fiabilité du simulateur est très fortement liée à la précision du modèle de talonnage. Le modèle actuellement utilisé n'a pas pu être recalé. Une étude approfondie du phénomène de talonnage doit donc être menée afin d'identifier les zones de la face en dépouille où se produit le talonnage et de quantifier l'effort produit par le talonnage. Cela permettra un recalage précis du modèle de talonnage mis en place et entraînera une amélioration de la fiabilité du simulateur.

Bibliographie

[Afnor, 2000]

Afnor, *Domaine de fonctionnement des outils coupants, Couple Outil-Matière, partie 7: Application à la technologie de perçage dans le plein; NF E66-520-7*, 2000, pp:

[Altintas, 1998]

Y. Altintas, P. Lee, *Mechanics and dynamics of ball-end milling*, Journal of Manufacturing Science Service and Engineering, transactions of ASME, 120, 1998, pp: 684-692.

[Altintas, 2000]

Y. Altintas, *Manufacturing Automation*, 2000, 0-521-65029-1.

[Aoyama, 2002]

A. Aoyama, *Developpement of a mixture supply system for machining with Minimal Quantity Lubrification*, Annals of the CIRP, 51 (1), 2002, pp: 289-292.

[Aronson, 1995]

R. B. Aronson, *Why dry machining?*, Manufacturing Engineering, 114 (1), 1995, pp: 33-36.

[Astakhov, 2002]

V. P. Astakhov, *The mechanisms of bell mouth formation in gundrilling when the drill rotates and the workpiece is stationary. Part I: the first stage of drill entrance*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 42 (10), 2002, pp: 1135-1144.

[Azarhoushang, 2007]

B. Azarhoushang, J. Akbari, *Ultrasonic-assisted drilling of Inconel 738-LC*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 47 (7-8), 2007, pp: 1027-1033.

[Bandyopaghyay, 1997]

P. Bandyopaghyay, D. A. Stepenon, *Process-independent force characterization for metal-cutting simulation*, Journal of Engineering for Industry, 119, 1997, pp: 86-94.

[Becze, 2002]

C. E. Becze, M. A. Elbestawi, *A chip formation based analytical force model for oblique cutting*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 42, 2002, pp: 529-538.

[Bissey, 2005]

S. Bissey, *Développement d'un modèle d'effort de coupe applicable a des familles d'outils: cas du fraisage des aciers traités thermiquement*, Thèse de doctorat, ENSAM, 2005.

[Bisu, 2007]

C. Bisu, *Etude des vibrations auto-entretenues en coupe tridimensionnelle : nouvelle modélisation appliquée au tournage*, Thèse de doctorat, University Bordeaux 1--University POLITEHNICA of Bucharest, 2007.

[Bonnet, 2008]

C. Bonnet, F. Valiorgue, J. Rech, C. Claudin, H. Hamdi, J. M. Bergheau, P. Gilles, *Identification of a friction model—Application to the context of dry cutting of an AISI 316L austenitic stainless steel with a TiN coated carbide tool*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 48, 2008, pp: 1211-1223.

[Chandrasekharan, 1997]

V. Chandrasekharan, S. G. Kapoor, R. E. DeVor, *A calibration procedure for fundamental oblique cutting model coefficients based on a three dimensional mechanistic drilling force model.*, Transaction of NAMRI/SME, 25, 1997, pp: 255-260.

[Chang, 2005]

S. F. Chang, G. M. Bone, *Burr size reduction in drilling by ultrasonic assistance*, Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 21 (4-5), 2005, pp: 442-450.

[Chérif, 2003]

M. Chérif, H. Thomas, B. Furet, J. Y. Hascoët, *Generic modelling of milling force for CAD/CAM applications*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 44 (1), 2003, pp: 29-37.

[Chhabra, 2002]

P. N. Chhabra, B. Ackroyd, W. D. Compton, *Low frequency modulation assisted drilling using linear drives*, Journal of Engineering Manufacture, 216, 2002, pp: 321-330.

[Claudin, 2006]

C. Claudin, *Influence des conditions opératoires sur le procédé de perçage : application aux structures mécano-soudées en acier bas carbone*, Thèse de doctorat, ENSAM, 2006.

[Dargnat, 2006]

F. Dargnat, *Modélisation semi-analytique par approche énergétique du procédé de perçage de matériaux monolithiques*, Thèse de doctorat, Université Bordeaux 1, 2006

[Deyuan, 1999]

L. Deyuan, W. Lijang, *Investigation of chip in vibration drilling*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 38 (3), 1999, pp: 165-176.

[Enders, 1995]

W. J. Enders, R. E. DeVor, S. G. Kapoor, *A dual mechanism approach to the prediction of machining forces – part I*, Journal of Engineering for Industry, 117, 1995, pp: 526-542.

[Gong, 2005]

Y. Gong, C. Lin, K. Ehmman, *Dynamics on Initial penetration in drilling: Part 1-Mechanistic Model for dynamic forces*, Transaction of ASME, 127 (280-288), 2005, pp:

[Guo, 2004]

Y. B. Guo, Y. K. Chou, *The determination of ploughing force and its influence on material properties in metal cutting*, Journal of Materials Processing Technology, 148, 2004, pp: 368-375.

Bibliographie

[Gousskov, 1996]

A. M. Gousskov, *Etudes des méthodes de construction et d'analyse des modèles dynamiques de processus technologiques d'usinage par la coupe*, Thèse de doctorat, Université Technique d'état Baumann de Moscou, 1996.

[Grolleau, 1996]

V. Grolleau, *Approche de la validation expérimentale des simulations numériques de la coupe avec prise en compte des phénomènes locaux à l'arête de l'outil.*, Thèse de doctorat, Ecole Centrale de Nantes/Université de Nantes, 1996.

[Hamade, 2006]

R. F. Hamade, C. Y. Seif, F. Ismail, *Extracting cutting force coefficients from drilling experiments*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 46 (3-4), 2006, pp: 387-396.

[Ishikawa, 1998]

K. I. Ishikawa, H. Suwabe, T. Hishide, M. Uneda, *A study on combined vibration drilling by ultrasonic and low frequency vibrations for hard and brittle materials*, Precision engineering, 22, 1998, pp: 196-205.

[Kaldos, 1996]

A. Kaldos, I. F. Dagiloke, A. Boyle, *Computer aided cutting process parameter selection for high speed milling*, Journal of Materials Processing Technology 61, 1996, pp: 219-224.

[Kamnev, 2003]

E. Kamnev, *Contribution à la modélisation et à l'industrialisation du perçage vibratoire*, Thèse de doctorat, INPG, 2003.

[Ke, 2005]

F. Ke, J. Ni, D. A. Stephenson, *Continuous chip formation in drilling*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 45 (15), 2005, pp: 1652-1658.

[Landers, 2004]

R. G. Landers, A. G. Ulsoy, Y. H. Ma, *A comparison of model-based machining force control approaches*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 44 (7-8), 2004, pp: 733-748.

[Lapujoulade, 1998]

F. Lapujoulade, G. Coffignal, J. Pimont, *Evaluation des forces de coupe en fraisage grande vitesse*, présenté à la conférence IDMME'1998, Compiègne, 1998.

[Larraga, 2007]

B. Larraga, *Comparatif de domaines de fonctionnement des forets Tivoly en perçage vibratoire*, Rapport de stage, Projet de fin d'Etude ENISE, 2007.

[Lesage, 1996]

D. Lesage, *Etude expérimentale du perçage vibratoire*, Rapport de stage, ENSHMG, 1996.

[Lesage, 1997]

D. Lesage, *Etude expérimentale du perçage vibratoire*, Rapport de stage, ENSHMG, 1997.

[Li, 2001]

H. Z. Li, W. B. Zhang, X.P.Li, *Modelling of cutting forces in helical end-milling using a predictive machining theory*, International Journal of Mechanical Sciences, 43, 2001, pp: 1711-1730.

[Marty, 2000]

A. Marty, E. Beauchesne, P. Lorong, G.Coffignal, Numerical simulation of a turning operation., présenté à la conférence International Conference on Improving Machine Tool Performance, La Baule, France, 2000.

[Merchant, 1944]

E. Merchant, *Basic mechanics of the metal-cutting process*, Transaction of the ASME, Journal of Applied Mechanics, 66, 1944, pp: 168-175.

[Moraru, 2002]

G. Moraru, D. Brun-Picard, A. Gouskov, *Analyse de la coupe vibratoire à basse fréquence appliquée au perçage*, Mécanique et industrie, 3, 2002, pp: 181-188.

[Moraru, 2002]

G. Moraru, *Etude du comportement du système «pièce-outil-machine» en régime de coupe vibratoire*, Thèse de doctorat, ENSAM, 2002.

[Moufki, 2006]

N. Moufki, A. Devillez, M. Segreti, D. Dudzinski, *A semi-analytical model of non-linear vibrations in orthogonal cutting and experimental validation*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 46 (3-4), 2006, pp: 436-449.

[Neugebauer, 2004]

R. Neugebauer, A. Stoll, *Ultrasonic application in drilling*, Journal of Materials Processing Technology, 149, 2004, pp: 633-639.

[Okamura, 2006]

K. Okamura, H. Sasahara, T. Segawa, M. Tsutsumi, *Low frequency vibration drilling of titanium* Allow, JSME International Journal, 49 (1), 2006, pp: 76-82.

[Onikura, 1996]

K. Onikura, O. Ohnishi, J. H. Feng, T. Morita, U. Bopp, *Effects of ultrasonic vibration on machining accuracy in microdrilling*, International Journal of JSPE, 30 (3), 1996, pp: 210-216.

[Outiltec, 2002]

Outiltec, *Catalogue outil*, 2002,

[Oxley, 1988]

P. L. B. Oxley, *Modelling machining processes with a view to their optimization*, Robotics and Computer Integrated Manufacturing, 1988, pp: 103-119.

[Paris, 2005]

H. Paris, S. Tichkiewitch, G. Peigne, *Modelling the vibratory drilling to foresee cutting parameters*, Annals of the CIRP, 54 (1), 2005, pp:

[Paris, 2008]

H. Paris, D. Brissaud, A. Gouskov, N. Guibert, J. Rech, *Influence of the ploughing effect on the dynamic behaviour of the self vibratory drilling head*, Annals of CIRP, 57 (1), 2008, pp: 385-388.

[Peigne, 2003]

G. Peigne, *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, INPG, 2003.

[Rech, 2005]

J. Rech, J.L.Battaglia, A.Moisan, *Thermal influence of cutting tool coatings*, Journal of Materials Processing Technology, 159, 2005, pp: 119-124.

[Rech, 2006]

J. Rech, *Influence of cutting edge preparation on the wear resistance in high speed dry gear hobbing*, Wear, 261 (5-6), 2006, pp: 505-512.

[Sabberwal, 1961]

A. J. P. Sabberwal, *Chip section and cutting force model during milling operation*, Annals of CIRP, 10, 1961, pp:

[Sandvik, 1997]

Sandvik, *Techniques modernes d'usinage*, 1997, 91-972299-6-2.

[Smith, 1998]

S. Smith, W. R. Winfough, *The effect of tool length on stable metal removal rate in high speed milling*, Annals of CIRP, 47 (1), 1998, pp: 307-310.

[Stephenson, 1989]

D. A. Stephenson, *Material characterization for metal cutting force modelling*, Transaction of ASME, 111, 1989, pp: 210-219.

[Suciu, 2000]

C. Suciu, O. Bonneau, D. Brun-Picard, J. Frene, M. D. pascovici, *Study of a novel squeeze film damper and vibration generator*, Journal of Tribology, 122, 2000, pp: 211-218.

[Tivoly]

Tivoly, *Catalogue d'outils de perçage de la gamme Perfor*,

[Tlusty, 1981]

J. Tlusty, F. Ismail, *Basic Non-linearity in Machining Chatter*, Annals of the CIRP, 30 (299-304), 1981, pp:

[Tobias, 1965]

S. A. Tobias, *Machine tool vibrations*, 1965,

[Toews, 1998]

H. G. Toews, W. D. Compton, S. Chandrasekar, *A study of the influence of superimposed low-frequency modulation on the drilling process*, Precision Engineering, 22, 1998, pp: 1-9.

[Toh, 2004]

C. K. Toh, *Static and dynamic cutting force analysis when high speed rough milling hardened steel*, Materials and design, 25, 2004, pp: 41-50.

Bibliographie

[Usui, 1978]

E. Usui, A. Hirota, M. Masuko, *Analytical prediction of three dimensional cutting process: Part I, Part II and Part III*, Journal of Engineering for Industry, Transaction of ASME, 100 (222-243), 1978, pp:

[Utkin, 1988]

T. E. Utkin, *Usinage de trous profonds (en russe)*, Moscou, 1988, p. 268,

[Yang, 2002]

J. A. Yang, V. Jaganathan, R. Du, *A new dynamic model for drilling and reaming processes*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 42 (2), 2002, pp: 299-311.

[Zhang, 2001]

L. B. Zhang, L. J. Wang, X. Y. Liu, H. W. Zhao, X. Wang, H. Y. Luo, *Mechanical model for predicting thrust and torque in vibration drilling fibre-reinforced composite materials*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, 41 (5), 2001, pp: 641-657.

