

N° d'ordre : 3375

THÈSE

en cotutelle
entre

L'UNIVERSITÉ BORDEAUX 1

ÉCOLE DOCTORALE DES SCIENCES PHYSIQUES ET DE L'INGENIEUR

et

L'UNIVERSITÉ POLITEHNICA BUCAREST

Présentée à Bucarest (Roumanie)

par

Claudiu Florinel BISU

pour obtenir le grade de

DOCTEUR

Spécialité : MECANIQUE

**ETUDE DES VIBRATIONS AUTO-ENTRETENUES EN COUPE
TRIDIMENSIONNELLE : NOUVELLE MODELISATION
APPLIQUEE AU TOURNAGE.**

Soutenue le 1 juin 2007

Après avis de :

MM.	D. PLAY	<i>Professeur des Universités, INSA de Lyon</i>	Rapporteur
	V. GHIZDAVU	<i>Professeur des Universités, ATM de Bucarest</i>	Rapporteur

Devant la commission d'examen formée de :

MM.	H. GHEORGHIU	<i>Professeur Université Politehnica BUCAREST</i>	Président
	v. GHIZDAVU	<i>Professeur ATM de BUCAREST</i>	Rapporteur
	D. PLAY	<i>Professeur des Universités, INSA de Lyon</i>	Rapporteur
	A. GERARD	<i>Professeur des Universités, Bordeaux1</i>	Directeur
	C. ISPAS	<i>Professeur Université Politehnica BUCAREST</i>	Directeur
	J.-Y. K'NEVEZ	<i>Maître de Conférences, Bordeaux1</i>	Examineur
	P. DARNIS	<i>Maître de Conférences, IUT Bordeaux1</i>	Examineur
	M. ZAPCIU	<i>Professeur Université Politehnica BUCAREST</i>	Examineur
	O. CAHUC	<i>Maître de Conférences HDR, Bordeaux1</i>	Membre invité
	R. LAHEURTE	<i>Maître de Conférences, IUT Bordeaux1</i>	Membre invité

Pour ma mère...

Remerciements

Ce travail a été effectué dans le groupe Mécanisme – Dynamique au sein du Laboratoire Mécanique-Physique (LMP) et du Laboratoire Génie Mécanique et Matériaux (LGM²B) à l'Université Bordeaux 1 et du Laboratoire Machines et Systèmes de Production de l'Université Politehnica de Bucarest.

J'adresse mes plus vifs remerciements à Monsieur Daniel Play, professeur à l'INSA de Lyon et à Monsieur Victor Ghizdavu, professeur à l'Académie Technique Militaire, qui m'ont fait l'honneur de juger ce travail en tant que rapporteur.

Je remercie très vivement les personnes qui ont encadré ce travail de thèse. Tout d'abord Monsieur A. Gérard, professeur des universités (LMP Bordeaux I), qui a assuré la direction et le suivi de ce travail, et qui par sa compétence, son dynamisme intellectuelle, sa disponibilité, sa patience, ses précieux conseils, m'a guidé et m'a aidé à mener à bien ce travail de thèse. Je reste toujours reconnaissant, parce que, grâce à lui j'ai appris énormément de chose.

De l'autre côté, côté roumain, je tiens à exprimer mes remerciements à Monsieur Constantin Ispas, professeur à l'Université Politehnica de Bucarest, qui m'a fait découvrir le monde des machines outils en tant qu'étudiant, et surtout les vibrations de machines outils, les conseils, et les discussions sur le sujet de vibrations.

Egalement je voudrais remercier Monsieur Jean Yves K'Nevez, Maître de Conférences à l'Université Bordeaux 1, qui par son investissement dans ce sujet, son aide, sa disponibilité et les précieux conseils m'a toujours soutenu et aidé durant ces années de recherche.

Je tiens également à exprimer mes sincères remerciements à Monsieur Raynald Laheurte, qui par son dynamisme intellectuel, sa disponibilité, son aide, sa patience qu'il m'a apportés durant ce travail et lors de la rédaction de ce document.

Je remercie très vivement, Monsieur Olivier Cahuc Maître de Conférences habilité à diriger les recherches à l'Université Bordeaux 1 et Monsieur Philippe Darnis Maître de Conférences à l'Université Bordeaux 1, qui m'ont épaulé depuis mon arrivée à Bordeaux; leur patience, disponibilité, les précieux conseils qu'ils m'ont prodigués, leur attention et leur intérêt pour le travail bien fait m'ont été bénéfiques.

Mes sincères remerciements à Monsieur Frédéric Dagnat pour sa disponibilité, son aide, et les discussions sur le modèle de coupe tridimensionnel.

Egalement je tiens à exprimer mes sincères remerciements à Monsieur Miron Zapciu, pour sa disponibilité, sa patience et son aide pour les tâches administratives, parfois très compliquées.

Je ne saurais oublier les autres personnes du laboratoire Mécanique-Physique telles que Béatrice, Sandrine, J.P. Larivière, A. Ballu, D. Teissendier, M. Cid, J. Morlier, Y. Couétard, M. Mesnard, P. Malerne, A. Sendat, qui m'ont permis d'évoluer dans de bonnes conditions et dans un bon esprit pendant ces années de thèse. Je n'oublie pas Jérôme Dufaure, pour son humour, sa bonne disposition, et son aide lors de la mise en page de ce document.

Comme une partie de la thèse s'est déroulée au sein de l'autre laboratoire bordelais LGM²B, je tiens à remercier d'abord à Monsieur Michel Danis, directeur du laboratoire, qui m'a accueilli au sein de son laboratoire, et ensuite, Véronique, Mehdi, FX, Guillaume.

Je tiens aussi à remercier les autres collègues doctorants du LMP, Mihai, Mathieu, Thomas, Ludovic, Nicolai, Stas, Gaétan, Manuel, pour les nombreuses discussions et les moments de détente passés au labo, ou bien en dehors.

Je tiens à remercier mes collègues roumains, les membres du département MSP, et surtout les doctorants, Ioana, Dana, Marius, Dragos, Genoveva, Dorel, Cristina, Bogdan, et aussi mes amis, qui m'ont encouragé et soutenu durant toutes ces années.

Toute ma reconnaissance va à ma famille qui a contribué, par son soutien et sa confiance, à la réussite de mon cursus universitaire et à l'aboutissement de ce travail de recherche.

Toute ma reconnaissance pour ma Raluca, qui m'a toujours soutenue et encouragé durant cette période, parfois dans des moments très difficiles.

Mes derniers mots sont adressés à ma mère qui m'a toujours soutenue dans mes projets, et m'a encouragé, je sais qu'elle me regarde souriante et fière de moi, et que je peux lui dédier tout ce travail.

TABLES DES MATIERES :

INTRODUCTION GENERALE.....	21
CHAPITRE I	25
<i>INTRODUCTION A LA DYNAMIQUE DE LA COUPE</i>	
I.1 INTRODUCTION	29
I.1.1 Les vibrations forcées.....	31
I.1.2 Les vibrations auto-entretenues.....	32
I.1.2.1 Régénération de la surface.....	33
I.1.2.2 Phénomène de couplage des modes.....	34
I.1.3 Les phénomènes dynamiques dans la coupe.....	34
I.1.3.1 Les paramètres de coupe.....	34
I.1.3.1.1 La vitesse de coupe	35
I.1.3.1.2 La profondeur de passe	35
I.1.3.1.3 L'avance.....	35
I.1.3.1.4 Les outils.....	36
I.1.3.1.5 La géométrie de l'arête	36
I.1.3.2 Définition de la coupe dynamique.....	38
I.2 COMPORTEMENT MECANIQUE GLOBAL DU SYSTEME	
PIECE/OUTIL/MACHINE (POM).....	40
I.2.1 Description du système POM.....	40
I.2.1.1 Eléments indépendants de l'opération d'usinage	41
I.2.1.1.1 Bâti.....	41
I.2.1.1.2 Chariot-glissière.....	42
I.2.1.1.3 Broche	42
I.2.1.1.4 Commande de puissance.....	42
I.2.1.1.5 Directeur de commande	42
I.2.1.2 Eléments dépendants de l'opération d'usinage.....	43
I.2.1.2.1 Pièce.....	43

I.2.1.2.2	Outil de coupe	44
I.2.1.2.3	Porte-outil	44
I.2.1.2.4	Porte-pièce	44
I.2.2	Sources de vibrations du système POM	44
I.2.3	Modélisation du comportement dynamique du système POM	46
I.3	ETAT DE L'ART	46
I.3.1	Mécanismes de la coupe	47
I.3.2	Modèles dynamiques	50
I.3.2.1	Modélisation du comportement dynamique du système POM	53
I.3.2.2	Modèles analytiques	54
I.3.2.2.1	Modèle de Wu et Liu, [Wu et al, 1985a; b]	54
I.3.2.2.2	Modélisation selon Lin et Weng, [Lin et al, 1990]	58
I.3.2.2.3	Modèle de Tarng et al, [Tarng et al, 1994]	61
I.3.2.2.4	Modèle de Boothroyd et Sarnicola, [Boothroyd et al, 1974]	63
I.3.2.2.5	Modèle de Segreti, [Segreti, 2002]	64
I.3.2.3	Approche numérique de la modélisation dynamique de la coupe	66
I.3.2.4	Modélisation tridimensionnelle	68
I.4	CONCLUSIONS	69

CHAPITRE II..... 71

ETUDE EXPERIMENTALE ET CARACTERISATION DU SYSTEME USINANT

II.1	Descriptions du protocole expérimental	75
II.1.1	Système POM	75
II.1.2	Définition du BO	77
II.1.3	Définition du BP	78
II.2	Caractérisation statique du système usinant	81
II.2.1	Caractérisation statique du système usinant	81
II.2.1.1	Matrice globale de raideurs	81
II.2.1.2	Méthode expérimentale	83
II.2.1.3	Bloc Outil	83
II.2.1.3.1	Matrice des raideurs statiques	83

II.2.1.3.2	Comportement dynamique du BO	92
II.2.1.4	Bloc Pièce	102
II.2.1.5	Matrice de raideur du système usinant	103
II.2.2	Analyse modale expérimentale	107
II.2.3	Analyse dynamique	112
II.3	Conclusions.....	114

CHAPITRE III 117

ANALYSES ET RESULTATS

III.1	Introduction.....	121
III.2	Protocole d'essais : présentation.....	122
III.2.1	Dispositif expérimental	123
III.2.2	Protocole d'essais	124
III.3	Cinématique.....	126
III.3.1	Déplacements pièce/outil/copeau.....	127
III.3.2	Analyse fréquentielle.....	130
III.3.3	Plan de déplacements	131
III.3.3.1	Localisation du plan des déplacements.....	132
III.3.3.2	Analyse de l'ellipse des déplacements	133
III.3.3.2.1	Le déphasage entre les déplacements de l'outil	133
III.3.3.2.2	Approximation de l'ellipse.....	134
III.4	Torseur des actions mécaniques	136
III.4.1	Forces	136
III.4.1.1	Analyse fréquentielle	137
III.4.1.2	Plan forces	137
III.4.2	Moments.....	141
III.4.2.1	Analyse fréquentielle des moments	142
III.4.3	Evolution de l'axe central	143
III.5	Géométrie pièce et copeau.....	147
III.5.1	Mesures rugosimétriques.....	147
III.5.2	Caractéristiques du copeau.....	147

III.5.2.1	L'épaisseur du copeau	147
III.5.2.2	Largeur du copeau	149
III.6	Synthèse	149
III.6.1	Plan des déplacements/forces	150
III.6.2	Corrélation raideur /déplacement	150
III.6.3	Corrélation déplacement de l'outil/centre de raideur	151
III.6.4	Corrélation centre de raideur/axe central de la coupe dynamique	152
III.6.5	Vibrations auto-entretenues, validation expérimentale	152
III.7	CONCLUSIONS	155
CHAPITRE IV	157
	<i>MODELE TRIDIMENSIONNEL DE COUPE DYNAMIQUE</i>	
IV.1	Mise en œuvre du modèle tridimensionnel	161
IV.1.1	Introduction	161
IV.1.2	Processus de coupe dynamique ; hypothèses	163
IV.1.3	Formulation du problème	172
IV.1.3.1	Description dynamique du contact outil/pièce/copeau	173
IV.1.3.2	Détermination des angles dynamiques	176
IV.1.3.3	Modélisation des efforts de coupe	177
IV.1.3.4	Système d'équations différentielles- cas 3D.....	181
IV.2	Modèle dynamique 2D après projection	182
IV.2.1	Passage du problème 3D en 2D.....	182
IV.2.2	Résolution des systèmes différentiels. Résultats et Analyse.....	185
IV.3	Conclusions.....	188
CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES.....		191

BIBLIOGRAPHIE	197
ANNEXES	209
VI.1 Annexes Chapitre II	213
VI.1.1 Etalonnage statique du système bloc outil	213
VI.1.2 Matrices des petits déplacements :	219
VI.2 Annexes Chapitre III	220
VI.2.1 Approximation du plan	220
VI.2.2 Approximation de l'ellipse	221
VI.3 Annexes Chapitre IV	223
VI.3.1 Matrice de passage au repère global	223
VI.3.2 Calage du modèle	224

NOMENCLATURE

Éléments principaux des notations apparaissant dans le texte :

$[a]$	Matrice d'assemblage.
$[A]$	Matrice géométrique du système de chargement.
a_p	Profondeur de passe (m).
a_u	Grande axe de l'ellipse de déplacements (m).
a_f	Grande axe de l'ellipse de forces (m).
BO	Bloc outil.
BP	Bloc pièce.
b_u	Petite axe de l'ellipse de déplacements (m).
b_f	Petite axe de l'ellipse de forces (m).
$[C]$	Matrice d'amortissement (N.s.m ⁻¹).
C_m	Angle intrinsèque au matériau (°).
$[Co]$	Matrice de souplesse (m.N ⁻¹).
CR	Centre de raideur.
D	Diamètre de la pièce (m).
(\overline{D}_i) ou (\overline{d}_i)	Vecteur Déplacements (m).
$\{D\}$	Torseur des petits déplacements.
E	Module de Young N/mm^2 .
f	Avance (m.tr ⁻¹).
f_{cop}	fréquence copeau (Hz).
f_z	Effort de talonnage selon z (N).

(\bar{F})	Effort (N).
h	Épaisseur du copeau (m).
I	Moment d'inertie.
J	Point d'intersection.
$[k]$	Matrice de raideur (N.m ⁻¹).
$[K]$	Matrice de rigidité (N.m ⁻¹)
K	Constante de proportionnalité intrinsèque au matériau.
K_{BO}	Matrice raideur bloc outil (N.m ⁻¹).
K_{BP}	Matrice raideur bloc pièce (N.m ⁻¹).
K_{su-d}	Matrice raideur -diagonalisable pour le système usinant (N.m ⁻¹).
L_c	Longueur de contact de l'arête de coupe - la partie rectiligne (m).
L_{CT}	Longueur de contact totale (m).
ℓ	Épaisseur du copeau (m).
ℓ_o	longueur d'une ondulation de copeau (m)
L	Longueur du porte pièce (m).
$\{m\}$	Torseur des déplacements mesurés (m).
$[M]$	Matrice de masse (N.m ⁻¹ .s ⁻²).
\vec{n}	Normale à un plan.
\vec{n}_u	Normale au plan de forces.
\vec{n}_d	Normale au plan de déplacements.
N	Vitesse de rotation de la broche (tr.min ⁻¹).
OA_s	Axe central du torseur des petits déplacements.
P_o	Plan de référence.
P_r	Plan de référence.

$[q]$	Matrice de raideur relative
(\vec{q})	Vecteur déplacements (m).
R	Rayon d'acuité (m).
r_ε	Rayon de bec (m).
$\{T\}$	Torseur des actions mécaniques.
T	Période (s).
\vec{u}	Vecteur déplacement en dynamique (m).
V	Vitesse d'écoulement du copeau (m.s^{-1}).
V_c	Vitesse de coupe (m.s^{-1}).
V_f	Vitesse d'avance (m.s^{-1}).
w	Largeur de coupe (m).
y	Déplacement de l'outil (m),
\dot{z}	Vitesse relative orthogonale à la surface de la pièce usinée (m.s^{-1})

Symboles grecs

α	Angle de dépouille (rd).
α_k	Angle de direction principale en statique (°).
β	Angle de taillant (rd).
δ	Raideur (N/m).
$\{\delta_x\}$	Déplacements généralisés des éléments (m).
$\{\Delta_\lambda\}$	Déplacements généralisés de la structure (m).
$\varepsilon_{x0}, \varepsilon_{y0}, \varepsilon_{z0}$	Petits déplacements (m).
ϕ	Angle de cisaillement primaire (rd).
φ_{fi}	Déphasage force/déplacement (°).
φ_c	Angle des inclinaisons de la largeur du copeau (°)
γ	Angle de coupe (rd).
η	Coefficient - modèle LEE et SHAFFER.
κ_r	Angle de direction d'arête (rd).
λ_s	Angle d'inclinaison d'arête (rd).
λ	Angle de frottement moyen (rd).
μ_r	Coefficient de régénération,
μ	Coefficient de frottement
θ_{OA}	Angle entre l'axe de raideur et la normale au plan de l'axe central (°).
θ_e	Angle de l'ellipse de déplacements (°).
ρ_x, ρ_y, ρ_z	Petites rotations (°).
σ_o	Contrainte d'écoulement (Pa).
$\sigma_i(t)$	Pente de la surface ondulée (°).
Ξ	Angle d'orientation du copeau (rd).

ω	Vitesse angulaire (rd.s ⁻¹).
τ	Contrainte de cisaillement (MPa).
ξ	Taux d'écrouissage.
ξ_c	Coefficient écrouissage.
ξ_d	Taux d'écrouissage dynamique.
<i>Indices</i>	
(t)	Valeurs dynamiques.
0	Valeurs initiales.
\dot{x}	Dérivée première en fonction du temps.
\ddot{x}	Dérivée seconde en fonction du temps.
\cdot_x	Valeurs selon la direction de l'avance.
\cdot_y	Valeurs selon la direction de coupe.
\cdot_{BO}	Relatif au bloc outil.
\cdot_{BP}	Relatif au bloc pièce.
\cdot_{su-d}	Relatif au repère propre.
\cdot_u	Relatif aux déplacementsx.
\cdot_f	Relatif aux forcex.
\cdot_a	Relatif au grand axe de l'ellipse.
\cdot_a	Relatif au petit axe de l'ellipse.
$\vec{(\cdot)}$	Vecteur.
$[\cdot]$	Matrice.
expérimental	Valeurs issues de l'expérimentation.
théorique	Valeurs issues de la simulation.

INTRODUCTION GENERALE

INTRODUCTION GENERALE

La mise en forme par enlèvement de matière est l'un des procédés d'élaboration de pièces mécaniques. Un outil de coupe enlève de la matière à une pièce pour générer une nouvelle surface. La coupe est influencée principalement par les propriétés du matériau à usiner, la géométrie de l'outil, les conditions de coupe, les conditions de lubrification et les paramètres dynamiques (raideur, amortissement) du système usinant.

L'apparition de vibrations pendant le fonctionnement de la machine-outils ne peut être évitée. Généralement, ces vibrations représentent des déplacements périodiques du système élastique autour de sa position d'équilibre. Les vibrations des machines-outils sont générées par l'interaction entre le système usinant élastique et le processus d'usinage associé au fonctionnement de la machine. Le système élastique comprend le dispositif de fixation, la pièce et l'outil. L'interaction, entre les systèmes élastiques et les processus d'usinage, constitue le système dynamique du système usinant.

Ces actions engendrent également des déplacements relatifs des éléments constitutifs du système élastique qui se produisent, par exemple, entre l'outil et la pièce, entre le chariot et les guidages, etc. La schématisation de l'interdépendance entre le système élastique et le processus d'usinage conduit à un système fermé [Ispas et al, 1999], qui contient les éléments du système dynamique.

Le processus de coupe peut générer deux formes de vibrations : les vibrations forcées et les vibrations auto-entretenues. Dans certaines conditions, l'amplitude des vibrations augmente continuellement jusqu'à la limite imposée par les forces d'amortissement du système [Deciu et al, 2002].

Ces vibrations engendrent, en contrepartie, des défauts sur la surface usinée en début et en fin d'usinage où les conditions de coupe changent et perturbent le régime. Dans ce dernier cas, le défaut de forme est bombé ou incurvé suivant la direction parallèle à l'axe de l'outil [Peigne, 2003]. Ces défauts peuvent être d'autant plus grands que l'amplitude des vibrations est importante, ce qui arrive quand la fréquence d'excitation, ou l'un de ses harmoniques, est proche d'une fréquence propre du système d'usinage et/ou quand la variation de l'effort est importante sur une période.

Les premiers modèles de coupe dynamique étaient basés sur une analyse de stabilité [Tlustý et al, 1963], [Tobias et al, 1958] et [Merrit, 1965]. En 1985, Wu et Liu [Wu et al, 1985a; b] développent un modèle mathématique utilisant une approche analytique visant à étudier la réponse du processus de coupe dynamique. Notre objectif est de modéliser la coupe dynamique de manière à pouvoir générer des simulations dont les résultats traduisent de façon acceptable l'ensemble des résultats expérimentaux disponibles dans des conditions de coupe tridimensionnelles et non stationnaires telles que celles observées en pratique.

Ainsi, cette étude se divise en quatre chapitres.

Le premier a pour objectif de poser le problème abordé dans son contexte international. Nous présentons d'abord les différents travaux sur lesquels nos recherches s'appuient. Nous analysons les différentes approches couramment rencontrées pour tenter de remédier aux problèmes posés par les vibrations.

Dans un premier temps nous donnons une description du phénomène physique de la coupe dynamique et présentons le comportement du système pièce/outil/machine (POM).

Dans un deuxième temps, nous présentons des modèles de coupe statiques associés aux mécanismes de la coupe.

Nous analysons également les différentes méthodes disponibles pour modéliser, simuler les efforts dynamiques et les paramètres dynamiques lors des vibrations.

Le second chapitre présente l'étude expérimentale conçue pour identifier les principaux paramètres relatifs au comportement dynamique du système usinant. La localisation des déplacements de la pointe de l'outil dans un plan est démontrée à partir des résultats expérimentaux. L'existence de ce plan, et les corrélations effectuées avec les caractéristiques élastiques du système usinant, permet de simplifier le modèle dynamique 3D.

Le troisième chapitre est réservé à l'identification des principaux paramètres relatifs au comportement dynamique du système usinant lors de la coupe : localisation des déplacements de la pointe de l'outil, caractérisation du torseur d'actions mécanique et l'influence des vibrations sur l'axe central sont déterminées.

L'objectif de l'approche expérimentale est d'approfondir la connaissance du phénomène dynamique lors de la coupe afin de proposer un modèle en accord avec les résultats expérimentaux.

Avec le chapitre 4 nous faisons un bref retour sur la loi de coupe dynamique souvent très difficile à mettre au point. Dans la littérature plusieurs formulations ont été développées, de manière très complexes étant donné qu'en coupe 3D, le nombre de variables est beaucoup plus élevé qu'en coupe orthogonale. Pour cette dernière, les formulations dynamiques reposent sur des hypothèses parfois contestables et c'est pour éviter ceci que nous proposons, dans certains cas, des formulations expérimentales.

Grâce à l'approche expérimentale réalisée, le modèle dynamique proposé donne une première simulation en bon accord avec les résultats expérimentaux disponibles.

Bien entendu, le manuscrit se termine par des conclusions et des perspectives. Pour ne pas trop alourdir le texte nous avons fait le choix de présenter en annexes les précisions, qui, bien qu'utiles pour asseoir la rigueur scientifique de l'ensemble, ne soient cependant pas indispensables au suivi du déroulement de nos opérations.

- Chapitre I -

INTRODUCTION A LA DYNAMIQUE DE LA COUPE

« Ce chapitre présente les différents travaux sur lesquels s'appuient nos recherches. Les différentes approches couramment rencontrées sont analysées pour tenter de remédier aux problèmes posés par les vibrations.

Dans un premier temps nous donnons une description du phénomène physique de la coupe dynamique et une présentation du comportement du système pièce/outil/machine.

Dans un deuxième temps, nous présentons des modèles de coupe statiques associés aux mécanismes de la coupe.

Nous nous intéressons également aux différentes méthodes disponibles pour modéliser, simuler les efforts dynamiques et les paramètres dynamiques lors de vibrations. »

Chapitre I

INTRODUCTION A LA DYNAMIQUE DE LA COUPE

I.1	INTRODUCTION	29
I.1.1	Les vibrations forcées.....	31
I.1.2	Les vibrations auto-entretenues.....	32
I.1.2.1	Régénération de la surface.....	33
I.1.2.2	Phénomène de couplage des modes.....	34
I.1.3	Les phénomènes dynamiques dans la coupe.....	34
I.1.3.1	Les paramètres de coupe.....	34
I.1.3.1.1	La vitesse de coupe	35
I.1.3.1.2	La profondeur de passe	35
I.1.3.1.3	L'avance.....	35
I.1.3.1.4	Les outils	36
I.1.3.1.5	La géométrie de l'arête	36
I.1.3.2	Définition de la coupe dynamique.....	38
I.2	COMPORTEMENT MECANIQUE GLOBAL DU SYSTEME PIECE/OUTIL/MACHINE (POM).....	40
I.2.1	Description du système POM.....	40
I.2.1.1	Eléments indépendants de l'opération d'usinage	41
I.2.1.1.1	Bâti.....	41
I.2.1.1.2	Chariot-glissière.....	42
I.2.1.1.3	Broche	42
I.2.1.1.4	Commande de puissance.....	42
I.2.1.1.5	Directeur de commande	42
I.2.1.2	Eléments dépendants de l'opération d'usinage.....	43
I.2.1.2.1	Pièce	43
I.2.1.2.2	Outil de coupe	44

I.2.1.2.3	Porte-outil	44
I.2.1.2.4	Porte-pièce	44
I.2.2	Sources de vibrations du système POM	44
I.2.3	Modélisation du comportement dynamique du système POM	46
I.3	ETAT DE L'ART	46
I.3.1	Mécanismes de la coupe.....	47
I.3.2	Modèles dynamiques.....	50
I.3.2.1	Modélisation du comportement dynamique du système POM.....	53
I.3.2.2	Modèles analytiques	54
I.3.2.2.1	Modèle de Wu et Liu, [Wu et al, 1985a; b]	54
I.3.2.2.2	Modélisation selon Lin et Weng, [Lin et al, 1990].....	58
I.3.2.2.3	Modèle de Tarng et al,[Tarng et al, 1994]	61
I.3.2.2.4	Modèle de Boothroyd et Sarnicola, [Boothroyd et al, 1974].....	63
I.3.2.2.5	Modèle de Segreti, [Segreti, 2002]	64
I.3.2.3	Approche numérique de la modélisation dynamique de la coupe	66
I.3.2.4	Modélisation tridimensionnelle	68
I.4	CONCLUSIONS	69

I.1 INTRODUCTION

La mise en forme par enlèvement de matière est l'un des procédés d'élaboration de pièces mécaniques. Un outil de coupe enlève de la matière à une pièce pour générer une nouvelle surface.

Le processus de coupe représente un ensemble de phénomènes physico-chimiques et particulièrement dynamiques, déterminés par des déformations élastiques, plastiques et élasto-visco-plastiques, des phénomènes thermiques et de frottement, etc. Ceux-ci ont lieu dans la zone de contact outil/pièce/copeau. La coupe est influencée principalement par les propriétés du matériau à usiner, la géométrie de l'outil, les conditions de coupe, les conditions de lubrification et les paramètres dynamiques (raideur, amortissement) du système usinant.

Il existe différents types de configurations de coupe : orthogonale, oblique, tridimensionnelle. Ces différentes configurations sont appliquées aux procédés d'usinage tels que le rabotage, le tournage, le fraisage, le perçage, etc.

Le tournage (figure I-1) correspond au cas où la pièce est animée d'un mouvement de rotation où l'outil se déplace en translation (dans une et/ou deux directions) afin de générer les surfaces désirées.

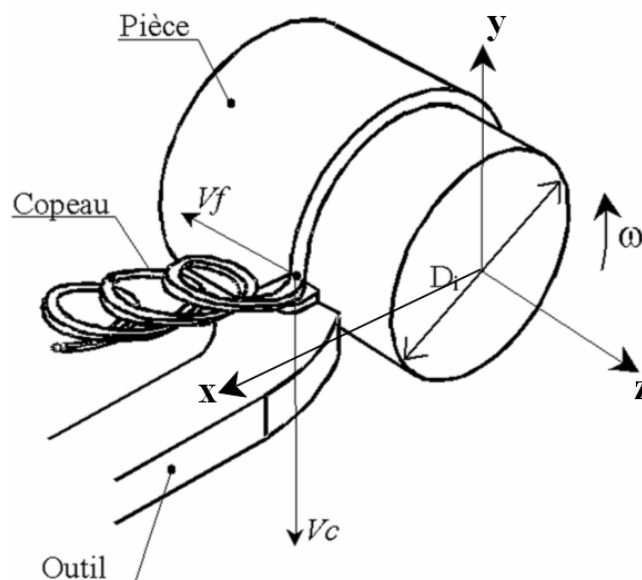


figure I-1 : Procédé de Tournage.

Les vibrations des machines-outils sont générées par l'interaction entre le système usinant élastique et le processus d'usinage associé au fonctionnement de la machine. Le système élastique comprend le dispositif de fixation, la pièce et l'outil. L'interaction entre les systèmes élastiques et les processus d'usinage constitue le système dynamique du système usinant.

Les actions du processus d'usinage sur le système élastique sont, généralement, des forces ou des moments, mais elles peuvent aussi être de nature thermique. Ces actions engendrent également des déplacements relatifs des éléments constitutifs du système élastique qui se produisent, par exemple, entre l'outil et la pièce, entre le chariot et les guidages, etc. Ces déplacements représentent la réaction du système élastique à l'action du processus d'usinage. Ils conduisent à la variation des paramètres de travail et induisent la variation des forces, des moments, de la quantité de chaleur dégagée etc.

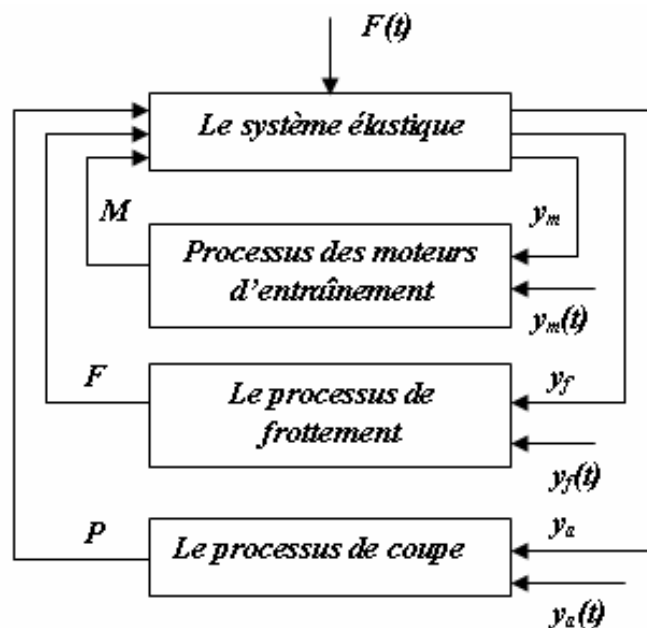


figure I-2 : Système dynamique de la machine-outils.

La schématisation de l'interdépendance entre le système élastique et le processus d'usinage conduit à un système fermé [Ispas et al, 1999], qui contient les éléments du système dynamique. Le système dynamique de la machine-outils peut être représenté comme dans la figure I-2, où les actions des processus de travail sur le système élastique sont notées par P , F et M , qui représentent, respectivement, les actions du processus de coupe, du frottement, et du moteur d'entraînement. Leurs réactions sont respectivement y_a , y_f , y_m .

L'apparition de vibrations pendant le fonctionnement de la machine-outil ne peut être évitée. Généralement, ces vibrations représentent des déplacements périodiques du système élastique autour de sa position d'équilibre. La valeur des déplacements dépend autant des caractéristiques des éléments du système dynamique que de l'intensité de l'interaction de ces éléments. Par exemple, dans le système dynamique de la figure I-3, il est possible que, pour une raison quelconque (non-homogénéité ou défaut du matériau, irrégularité de la section du copeau, etc.), une variation de la force de coupe soit générée. Il s'ensuit une modification de la position relative pièce-outil qui, à son tour, entraîne la variation des forces et moments de coupe. Dans certaines conditions, ces variations peuvent être à l'origine de l'apparition de vibrations et concourir à leur entretien. Dans ce cas, l'amplitude des vibrations augmente continuellement jusqu'à la limite imposée par les forces d'amortissement du système [Deciu et al, 2002].

Le processus de coupe peut générer deux types de vibrations : les vibrations forcées et les vibrations auto-entretenues.

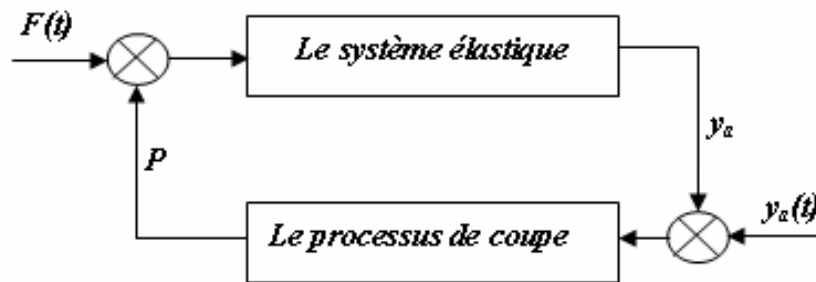


figure I-3 : Interaction système élastique – processus de coupe : apparition des vibrations forcées et auto-entretenues.

I.1.1 Les vibrations forcées

Les vibrations forcées sont propres à la coupe discontinue comme le fraisage, mais elles peuvent apparaître aussi lors du tournage de pièces n'ayant pas de symétrie de révolution. Elles résultent de l'excitation périodique de la coupe, qui naît en fraisage suite au passage successif des dents lors d'une excentration de la chaîne cinématique (outil, plaquette, porte-outil, pièce, broche), ou hétérogénéité de la matière usinée. Les vibrations forcées peuvent également être provoquées par des irrégularités technologiques des éléments dans l'ensemble de la machine, la fixation défectueuse de celle-ci sur la fondation, ou de par sa conception.

Ces vibrations engendrent en contrepartie des défauts sur la surface usinée en début et en fin d'usinage où les conditions de coupe changent et perturbent le régime. Dans ce dernier cas, le défaut de forme est bombé ou incurvé suivant la direction parallèle à l'axe de l'outil [Peigne, 2003]. Ces défauts peuvent être d'autant plus grands que l'amplitude des vibrations est importante, ce qui arrive quand la fréquence d'excitation ou l'un de ses harmoniques est proche d'une fréquence propre du système d'usinage et/ou quand la variation de l'effort est importante sur une période.

I.1.2 Les vibrations auto-entretenues

L'apparition des vibrations auto-entretenues correspond à l'instabilité dynamique de la machine-outils. Les vibrations auto-entretenues sont aussi appelées vibrations régénératives.

Les vibrations à l'interface outil/copeau, lors de l'usinage sont principalement dues aux variations du frottement à l'interface, au contact sur la face en dépouille de l'outil et aux variations d'épaisseur et de largeur usinée. Ces dernières proviennent de la génération d'une surface ondulée lors de la passe précédente, qui influence le comportement dynamique de l'ensemble outil/porte-outil lors de la passe suivante. Le mouvement de l'outil est alors entretenu. La fluctuation des efforts de coupe excite le système. Ces mécanismes se produisent simultanément, sont interdépendants et sont à l'origine des vibrations auto-entretenues.

Ces vibrations, néfastes pour la coupe, sont la principale cause du broutement. Des états de surface médiocres sont observés ainsi qu'une usure plus importante de l'outil, une diminution de la durée de vie de l'outil et des autres éléments mécaniques. Il est donc nécessaire d'une part de comprendre le phénomène physique des vibrations auto-entretenues, et d'autre part de développer des modèles permettant d'étudier les phénomènes vibratoires rencontrés au cours de l'usinage afin de déterminer les conditions de stabilité du processus de coupe.

I.1.2.1 Régénération de la surface

Les vibrations régénératives sont issues du phénomène de régénération de la surface usinée. Ce phénomène fût mis en évidence dans les années 50–60 par Tlusty et Polacek [Tlusty et al, 1957], Tobias et Fiswick [Tobias et al, 1958], Meritt [Merrit, 1965], Thevenot [Thevenot, 2005], pour des opérations de tournage en coupe orthogonale (pièce tubulaire avec l'arête de coupe normale à la direction d'avance de l'outil). Cette régénération intervient lorsque l'outil entre en vibration sous l'effet d'une variation de l'effort de coupe (entrée dans la matière, inclusion dans la matière...). Ce mouvement de l'outil se répercute sur la surface usinée qui présente alors une forme ondulée. Lorsque l'outil usine à nouveau cette surface, la hauteur de coupe varie. L'outil est donc soumis à une variation des efforts de coupe qui va à nouveau le faire entrer en vibration et générer une surface ondulée (figure I-4). Le mouvement vibratoire de l'outil va ainsi s'auto-entretenir. Les vibrations vont alors soit s'atténuer, soit s'amplifier.

Si le déphasage, qui existe entre la surface précédemment usinée et la surface actuelle générée par l'outil, est suffisamment faible, la section de copeau ne varie pas significativement. La variation des efforts de coupe n'est alors pas suffisante, au regard de la raideur et de l'amortissement de l'outil, pour entretenir les vibrations. Celles-ci ont alors tendance à s'atténuer.

Au contraire, si le déphasage est assez grand, la variation de coupe entretient et amplifie les vibrations jusqu'à ce que l'outil sorte de la matière. Dès lors, la qualité de la surface obtenue est fortement dégradée et l'usure de l'outil augmente anormalement.

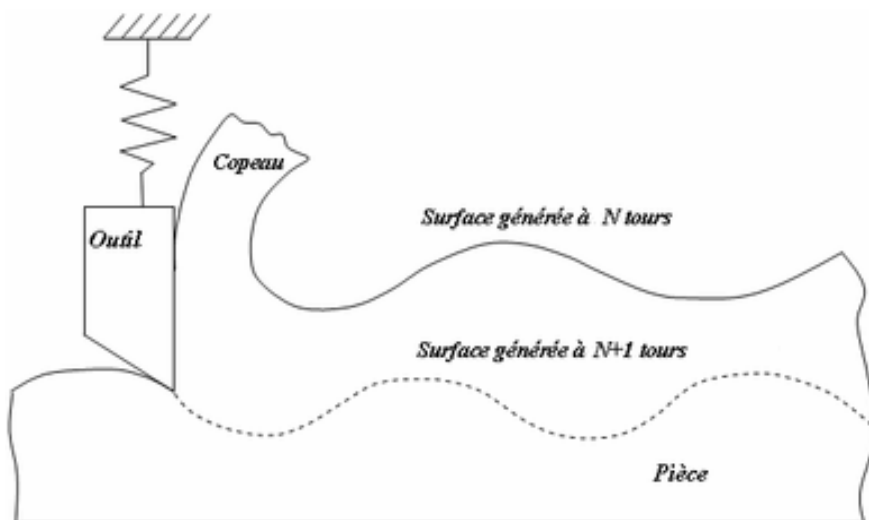


figure I-4 : Phénomène de régénération de la surface.

I.1.2.2 Phénomène de couplage des modes

Tlusty et Polacek expliquent également les vibrations auto-entretenues par le phénomène de couplage de modes [Tlusty et al, 1963]. Ce phénomène intervient lorsqu'il y a un couplage entre deux modes propres orthogonaux de l'outil. Il en résulte un mouvement relatif elliptique entre la pièce et l'outil qui engendre une variation de l'épaisseur de copeau, et donc une variation de l'effort de coupe. Cette variation d'effort entretient ainsi le mouvement de l'outil (figure I-5). Tlusty [Tlusty et al, 1981] montre que ce phénomène intervient en même temps que la régénération de la surface. Le couplage des modes n'intervient plus avec un système à un degré de liberté.

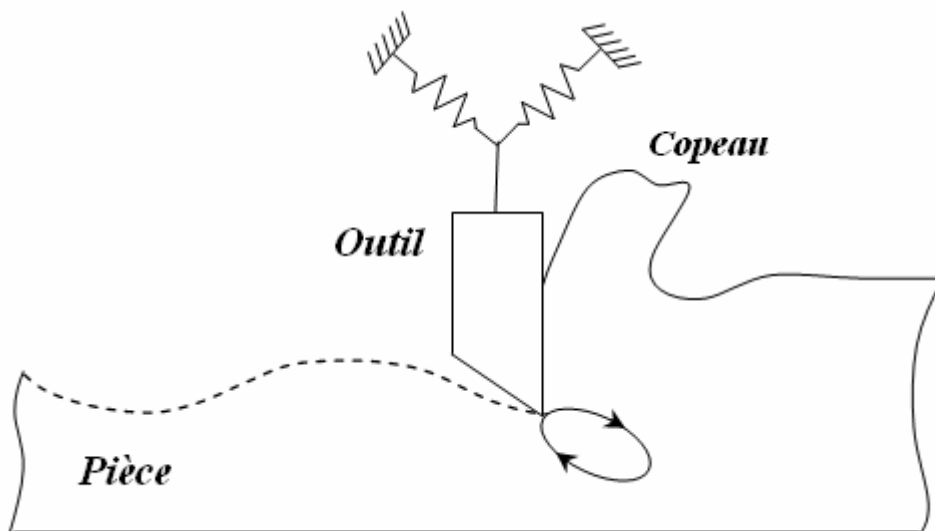


figure I-5 : Phénomène de couplage des modes.

I.1.3 Les phénomènes dynamiques dans la coupe

Avant de rentrer dans le domaine de la dynamique de la coupe, une série de notions liées à la coupe est présentée afin de donner aux non initiés des éléments utiles à la compréhension.

I.1.3.1 Les paramètres de coupe

L'introduction des paramètres de coupe est indispensable pour la suite de l'étude car ils conditionnent la modélisation des phénomènes physiques rencontrés.

I.1.3.1.1 La vitesse de coupe

La vitesse de coupe (figure I-1) notée V_c est un paramètre fondamental pour la formation du copeau. Elle détermine la vitesse de rotation de la pièce. Elle dépend de la configuration d'usinage, du procédé et du couple outil/matière.

La vitesse de rotation de la pièce est définie par :

$$N(\text{tr}/\text{min}) = \frac{1000 \cdot V_c(\text{m}/\text{min})}{\pi \cdot D(\text{mm})}, \quad (\text{I.1})$$

où D est le diamètre final de la pièce (figure I-1).

I.1.3.1.2 La profondeur de passe

La profondeur de passe, notée a_p (figure I-6), correspond à la longueur de l'arête de coupe engagée dans la matière, dans le cas de la coupe orthogonale, et par exemple à la différence entre le rayon avant et après usinage, dans le cas du tournage.

I.1.3.1.3 L'avance

L'avance notée f (figure I-6), correspond à la différence de déplacement de l'outil entre deux itérations ou deux révolutions (une révolution de la pièce dans le cas du tournage et de l'outil dans le cas du fraisage).

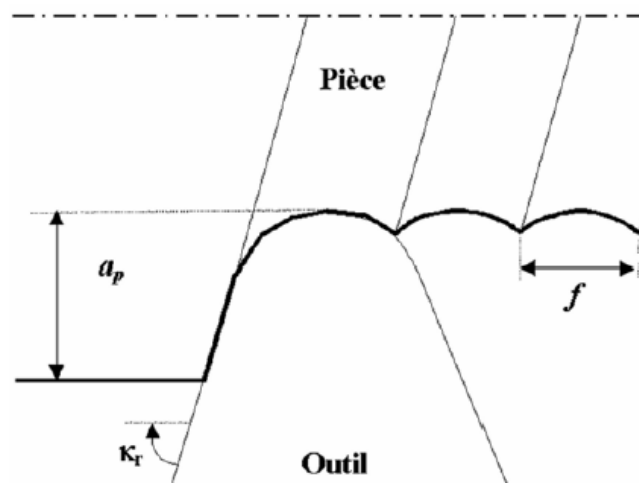


figure I-6 : a_p et f en tournage.

La profondeur de passe et l'avance influencent la formation du copeau car elles modifient la section coupée du copeau et donc l'énergie nécessaire au cisaillement de la matière.

I.1.3.1.4 Les outils

L'outil de coupe est l'élément qui enlève la matière. Il existe une très grande variété d'outils de coupe : différents types de géométries, de matériaux et de revêtements. Dans ces travaux, une configuration d'outil simple est utilisée. La partie active de l'outil fait l'objet d'une description géométrique simple (figure I-7-b), sans brise copeau sur la face de coupe, sans préparation d'arête particulière. Un outil de coupe de tournage peut être caractérisé par une géométrie d'arête et une orientation dans l'espace définie par des angles de coupe normalisés.

I.1.3.1.5 La géométrie de l'arête

Usuellement dans les modèles de coupe la partie active de l'outil est définie par trois plans (figure I-7a) sans raccordement. En réalité, la zone de coupe de l'outil est constituée de trois plans raccordés par deux rayons (figure I-7-b) : le rayon de bec r_ϵ et le rayon d'acuité R de l'arête de coupe, qui est souvent négligé dans un grand nombre de modèles.

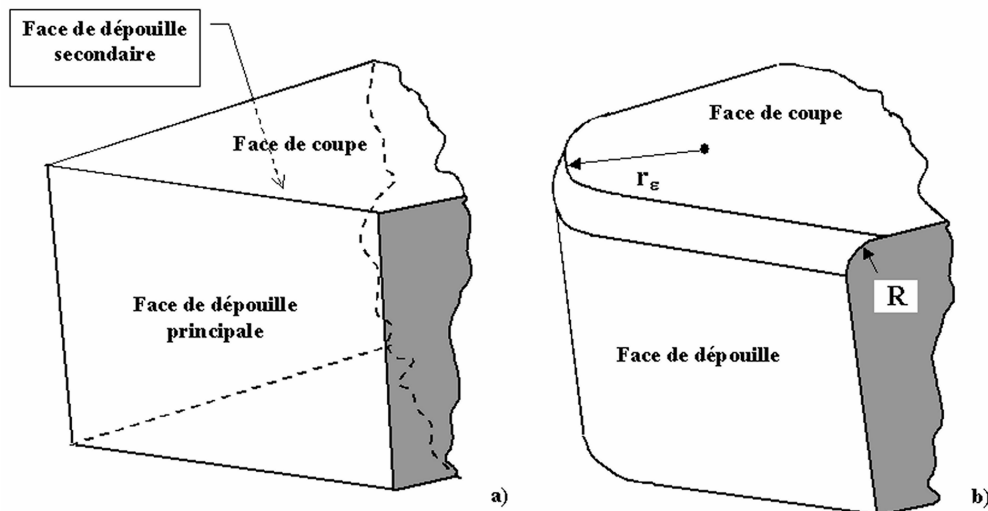


figure I-7 : Géométrie de l'arête de coupe.

Avant de définir la géométrie de l'outil, les angles des plans de références (figure I-8) doivent être introduits [Barlier et al, 1999].

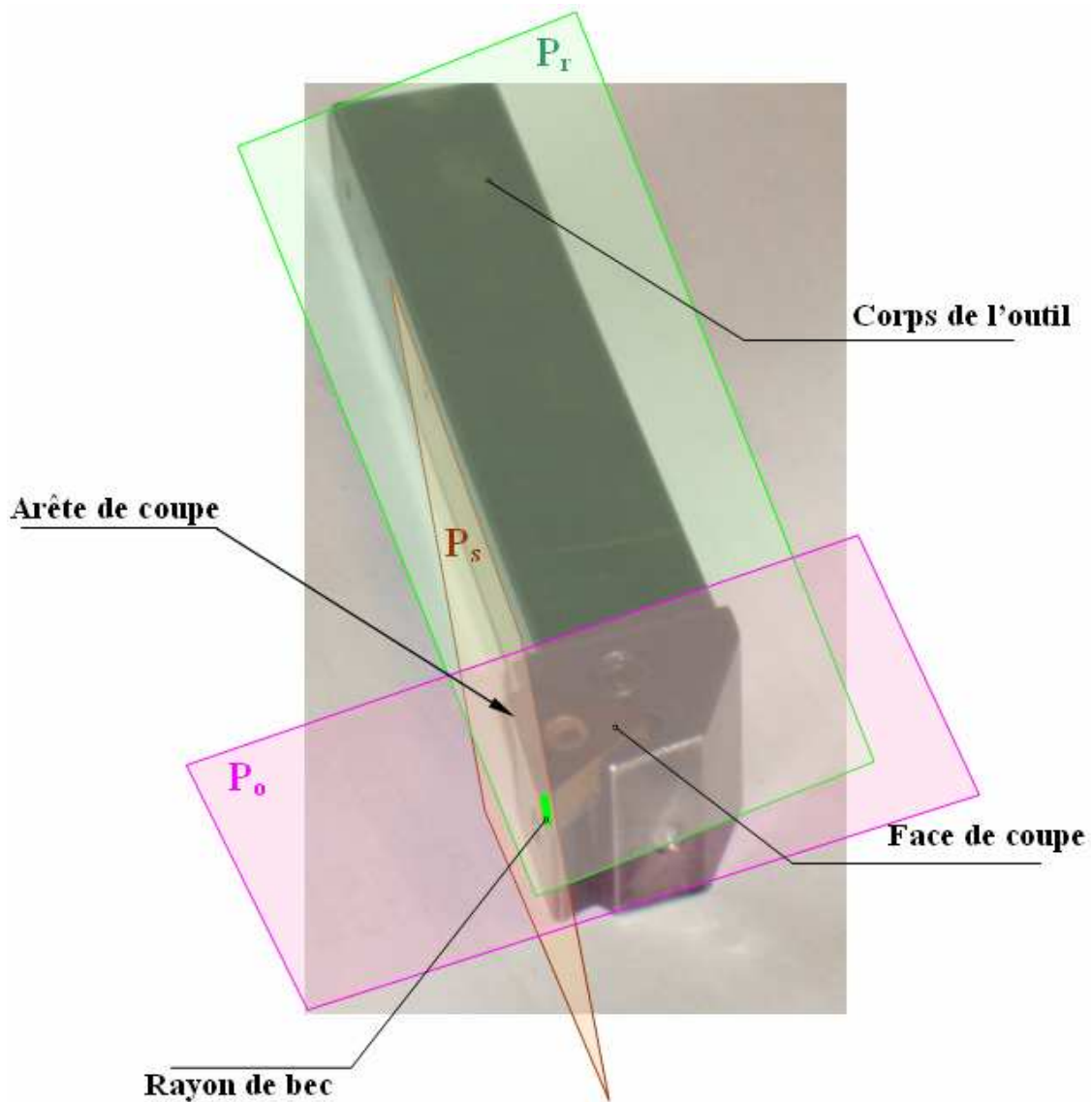


figure I-8 : Définition d'un outil de coupe en tournage.

Les caractéristiques géométriques de la partie active de l'outil de coupe sont définies (figure I-9) dans le plan orthogonal P_o par trois angles :

- l'angle de coupe (γ_0) entre la face de coupe et le plan de référence de l'outil (P_r),
- l'angle de dépouille (β_0) entre la face de coupe et la face de dépouille, angle taillant,
- l'angle de dépouille principal (α_0) entre la face de dépouille et le plan perpendiculaire (P_s) plan d'arête au plan de référence (P_r).

Les faces de coupe et de dépouille sont reliées par le rayon d'acuité R .

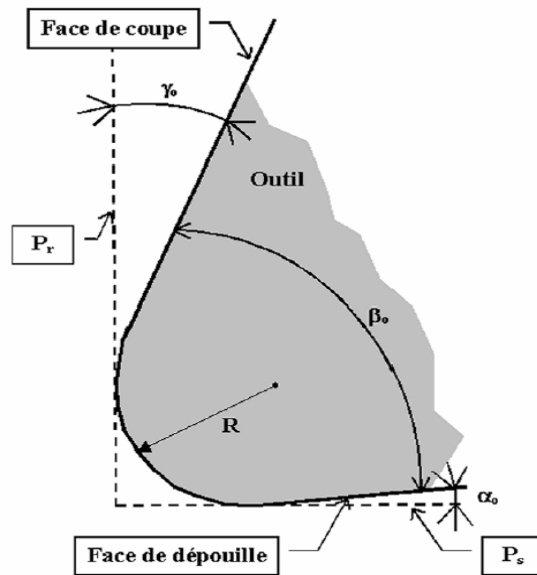


figure I-9 : Arête de coupe dans le plan P_o .

Dans le cas d'un régime dynamique en présence de vibrations, les conditions de coupe oscillent autour de leurs valeurs nominales. En même temps, les forces de coupe oscillent également autour de valeurs qui sont celles qu'elles auraient en régime stationnaire avec les conditions nominales stables.

Dans ce cas la loi de coupe dans un cas stationnaire doit être considérée comme une partie intégrante de la loi de coupe dynamique.

I.1.3.2 Définition de la coupe dynamique

De nombreux auteurs [Merrit, 1965], [Kainth, 1969] ont travaillé sur la caractérisation de la coupe dynamique bidimensionnelle orthogonale, (figure I-10) :

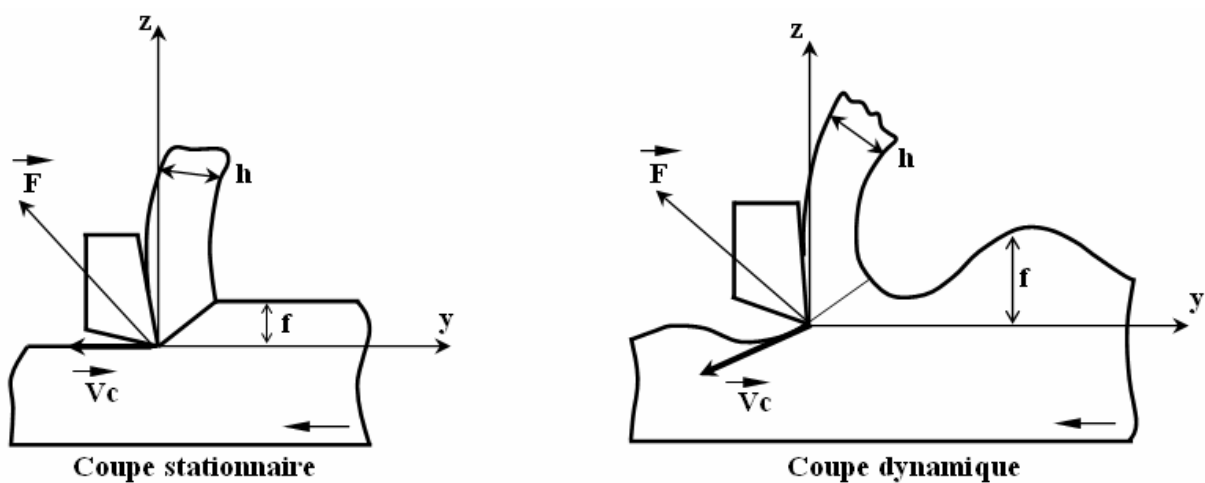


figure I-10 : Différence entre coupe stationnaire et coupe dynamique.

Pour un couple outil-matière donné, les paramètres de fonctionnement en coupe orthogonale stable sont essentiellement la vitesse de coupe et l'épaisseur de coupe. En coupe dynamique, il faut introduire les mouvements de l'outil autour de sa position d'équilibre et l'ondulation de la surface antérieure de la pièce [Benmohammed, 1996], [Segreti, 2002]. Les mouvements de l'outil modifient la vitesse de coupe, l'épaisseur de coupe et conjointement les angles de coupe et de dépouille. Ces modifications altèrent le comportement de l'outil. Dans les cas extrêmes de broutement, l'outil peut sortir de la pièce (épaisseur de coupe nulle), talonner (angle de dépouille nul ou négatif), ou reculer (vitesse de coupe négative). L'ondulation de la surface antérieure modifie l'épaisseur de coupe et la pente de la surface. Elle est définie en fonction de la position de l'outil au tour précédent ou éventuellement lors de tours antérieurs dans les cas extrêmes de vibrations (broutement). L'ondulation de la surface et le mouvement vertical de l'outil conduisent à une difficulté pour définir l'épaisseur de coupe, en particulier lorsque la longueur d'onde de l'ondulation est faible ($< 1\text{mm}$). Cette ondulation de la surface peut être définie dans le repère outil à l'équilibre ou dans le repère outil instantané, au niveau du bec de l'outil ou au niveau de l'extrémité du plan de cisaillement. Ceci suppose la connaissance de l'angle de cisaillement, [Benmohammed, 1996].

La loi de coupe dynamique, ou modèle de coupe dynamique (figure I-11), est un ensemble de relations permettant de calculer les trois composantes de l'effort de coupe dans l'espace pour le cas d'un régime perturbé par des mouvements vibratoires (coupe non stationnaire). Généralement, l'influence du mouvement vibratoire est introduite en termes de variation de :

- l'épaisseur de coupe $f(t)$,
- la vitesse relative orthogonale à la surface de la pièce usinée (\dot{z}),
- la vitesse relative dans la direction de la vitesse théorique de coupe (\dot{y}),
- l'angle de coupe ($\gamma(t)$: angle de coupe dynamique),
- l'angle de dépouille ($\alpha(t)$: dépouille dynamique),
- la pente de la surface ondulée $\sigma_i(t)$.

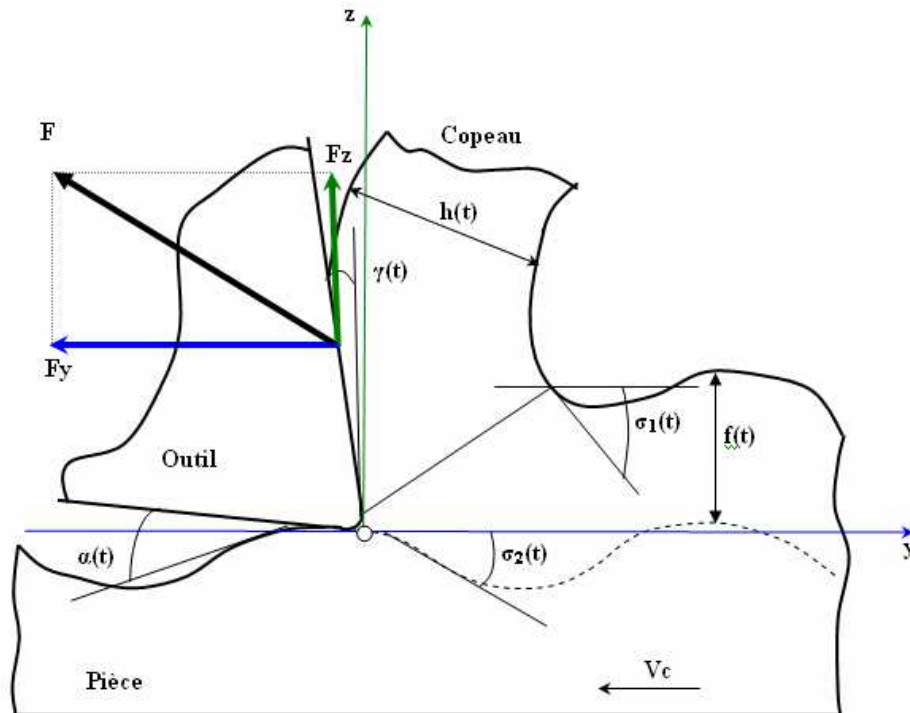


figure I-11 : Paramètres liés à la coupe dynamique.

La connaissance dynamique de la coupe nécessite forcément une connaissance approfondie de la machine-outils et des éléments qui composent la machine.

I.2 COMPORTEMENT MECANIQUE GLOBAL DU SYSTEME PIECE/OUTIL/MACHINE (POM)

La machine-outils est un ensemble complexe mettant en œuvre un ou plusieurs procédés, des éléments de structure fixes (bâtis, glissières) ou mobiles (broches et arbres tournants dans des paliers) ainsi qu'une partie commande. La machine-outils est donc un véritable système qui doit être étudié comme tel. Tous les éléments, qu'ils soient actifs ou passifs, interagissent. La machine a un comportement dynamique dont ne saurait rendre compte l'étude séparée de chacun de ses éléments.

I.2.1 Description du système POM

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

Malgré leurs diversités apparentes, les machines-outils ont pratiquement les mêmes structures et sont composées des mêmes éléments de base. La constitution générale d'une machine-outils (figure I-12) permet de distinguer deux parties :

- une partie indépendante de l'opération d'usinage,
- une partie dépendante de l'opération d'usinage.

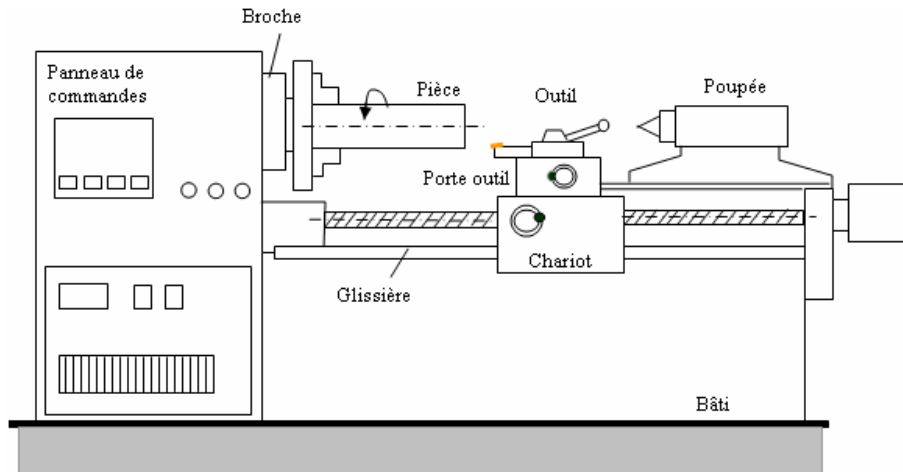


figure I-12 : Machine-outils.

I.2.1.1 Éléments indépendants de l'opération d'usinage

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

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

I.2.1.1.1 **Bâti**

Le rôle du bâti est multiple. D'une part, il sert d'intermédiaire entre le sol et les éléments actifs de la machine, d'autre part, il réalise la liaison entre la pièce à usiner et les outils.

1.2.1.1.2 Chariot-glissière

La glissière confère au chariot un seul degré de liberté correspondant à une translation. Il est communément convenu que la liaison idéale chariot-glissière doit être sans jeu et ne faire intervenir qu'un frottement de type hydrodynamique. Dans la réalité, il convient de noter la présence de jeux et de frottements de types plus complexes.

1.2.1.1.3 Broche

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

1.2.1.1.4 Commande de puissance

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

1.2.1.1.5 Directeur de commande

Le directeur de commande a le rôle d'animation de l'ensemble de la machine. En particulier, c'est lui qui assure le déplacement relatif de l'outil par rapport à la pièce selon la trajectoire prévue. Il est responsable du maintien des conditions de coupe à leurs valeurs programmées. Le directeur de commande opère en boucle fermée au niveau de l'asservissement en position et en vitesse pour chacun des axes de la machine. Mais cela signifie seulement qu'il asservit la position d'un point particulier de la chaîne cinématique (chariot, vis à billes,...) pour chaque axe numérisé. Il n'y a pas de mesure directe de la position de l'outil par rapport à la pièce. Cette position est donc tributaire des déformations qui interviennent à la fois en deçà (déformation du bâti, des glissières, de vis à billes,...) et au-delà (déformation de la broche, des chariots, des outils, des pièces et des porte-pièces) des mouvements asservis.

I.2.1.2 Eléments dépendants de l'opération d'usinage

Dans cette deuxième partie, nous regroupons les éléments suivants :

- la pièce,
- l'outil de coupe,
- le porte - outil,
- le porte - pièce.

I.2.1.2.1 Pièce

La pièce est considérée comme une partie intégrante du système d'usinage. Il ne sert à rien d'avoir une machine de très grande rigidité et très haute qualité si la pièce à usiner se déforme sous l'effet des efforts de coupe ou de bridage. Les pièces peuvent être réparties en trois catégories : pièces massives, pièces flexibles et autres. Les pièces massives, peu déformables, ne jouent pas un rôle important dans la dynamique du système **POM** autrement que par leur masse qui abaisse les fréquences propres [**Benmohammed, 1996**]. Les pièces flexibles sont celles, au contraire, qui confèrent au système **POM** l'essentiel de ses caractéristiques : raideur, modes propres, amortissement, etc. La flexibilité peut être seulement locale, dans le cas d'un usinage de voile mince par exemple. Ces deux cas conduisent à des simplifications de la modélisation du système **POM**. Les autres types de pièces constituent des cas intermédiaires.

Dans le cas où la pièce présente une flexibilité élevée, par exemple un cylindre à parois minces, la caractérisation dynamique du système usinant devient plus difficile parce que le processus de coupe devient instable, et la déformation de la pièce est inévitable [**Mehdi et al, 2002a**]. Les auteurs [**Mehdi et al, 2002b**] proposent un modèle pour le comportement dynamique de la pièce et obtiennent un processus de coupe stable par l'introduction d'un amortissement supplémentaire.

1.2.1.2.2 Outil de coupe

L'outil de coupe peut être unique ou multiple. Il constitue une partie essentielle dans l'étude du comportement statique et dynamique d'une machine-outils. C'est par l'étude du phénomène d'interaction de l'outil avec la pièce que nous obtenons les forces de coupe engendrées durant l'usinage. Les outils peuvent se répartir en trois catégories : indéformables (fraises à surfacer), souples (barres d'alésage longues, fraises deux tailles longues, fraises de finition, fraises hémisphériques dans le cadre d'usinage de moule, etc) et intermédiaires.

1.2.1.2.3 Porte-outil

Le porte-outil assure la liaison entre l'outil et la machine. La notion de l'interface (cône, denture, liaison prismatique, etc.) confère au porte-outil des caractéristiques particulières de raideur et d'amortissement qui sont très dépendantes de la qualité, de la géométrie et de l'état d'usure de l'interface [Benmohammed, 1996], [Ispas et al, 1998].

1.2.1.2.4 Porte-pièce

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

1.2.2 Sources de vibrations du système POM

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

- le premier est la coupe elle-même, soit en raison de l'hétérogénéité du matériau qui conduit à une répartition statistique des micro-duretés, soit en raison de l'instabilité de l'écoulement du copeau. Les fréquences d'excitation sont généralement assez élevées, de quelques kHz à quelques dizaines de kHz [Ispas et al, 1999], [Benmohammed, 1996],

- le deuxième est dû aux discontinuités d'usinage. Il se rencontre en fraisage et en tournage discontinu. Chaque choc, à l'établissement ou à la rupture du contact entre une arête de coupe et de la pièce, conduit à un régime transitoire. La fréquence des chocs dépend de la vitesse de rotation de la broche, du nombre d'arêtes et de la configuration de la pièce. Elle varie de 10 Hz à 1 kHz,
- le troisième est celui d'une excitation périodique. Il peut prendre la forme d'une variation continue et cyclique de la sollicitation. C'est le cas du tournage d'une pièce excentrée ou la reprise d'un alésage dont l'avant trou est excentré. Le comportement est différent selon la valeur relative de la vitesse de rotation par rapport aux fréquences propres du système **POM**. Il est également possible d'avoir une répétition de discontinuités. Si la durée du phénomène transitoire est courte, il s'agit d'une succession de discontinuités sans interférences entre elles,
- le dernier, appelé phénomène de régénération, est lié au fait qu'à chaque tour l'outil ré-usine la surface qu'il a générée au tour précédent. Des termes retardés apparaissent introduisant des non-linéarités dans les équations de la dynamique régissant le comportement du système **POM**. Dans tous les cas, le comportement dynamique de ce système dépend d'un couplage qui s'établit entre la réponse de la structure mécanique et l'interaction de l'outil avec la pièce. Les déformations de la structure du système **POM** sous l'action des forces de coupe entraînent des variations des paramètres de fonctionnement du couple outil/pièce, qui, à leur tour, modifient les efforts de coupe [Benmohammed, 1996], figure I-13.

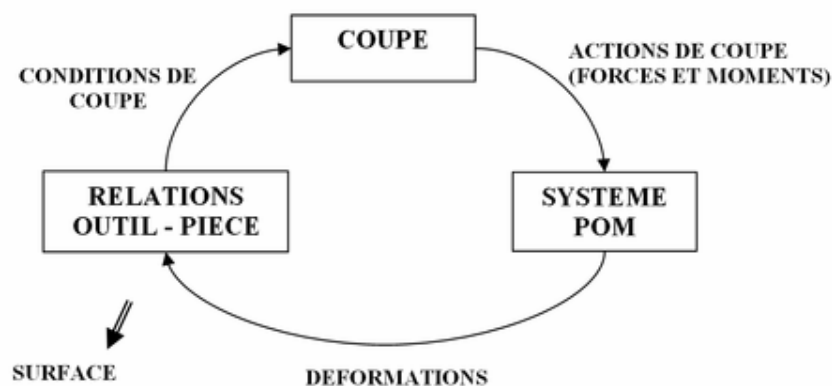


figure I-13 : Comportement dynamique du système POM.

I.2.3 Modélisation du comportement dynamique du système POM

D'après [Benmohammed, 1996] il est généralement admis que le comportement dynamique du système **POM** peut être décrit par l'équation :

$$[M] \cdot (\ddot{\vec{q}}) + [C] \cdot (\dot{\vec{q}}) + [K] \cdot (\vec{q}) = (\overline{F(t)}), \quad (I.2)$$

avec (\vec{q}) le vecteur des degrés de liberté du système **POM** caractérisé par les matrices de masse $[M]$, d'amortissement $[C]$ et de rigidité $[K]$. Le deuxième membre dépend directement du modèle de la loi de coupe retenue.

A priori, tous les termes de l'équation varient au cours du temps. Cependant, sous certaines conditions [Dekelbab, 1995], lorsque nous isolons le système mécanique qui est constitué de l'ensemble **POM** pour modéliser le comportement dynamique du dispositif d'usinage, nous considérons les matrices de masse, d'amortissement et de raideur comme constantes. Ceci simplifie le calcul du premier membre des équations (I.2). Le caractère non linéaire du système différentiel est dû essentiellement à la nature complexe des efforts de coupe, qui implique la relation suivante :

$$(\overline{F(t)}) = \left(F(q(t), q(t-T), \dots, \dot{q}(t), \dot{q}(t-T), \dots) \right). \quad (I.3)$$

I.3 ETAT DE L'ART

Ce paragraphe présente le modèle de coupe utilisé pour modéliser les vibrations lors de la coupe. Il s'agit essentiellement d'une modélisation de la coupe développée par les deux laboratoires bordelais impliqués dans l'étude: Laboratoire de Mécanique Physique (*LMP*) et Laboratoire de Génie Mécanique et Matériaux de Bordeaux (*LGM²B*), [Darnis et al, 2000], [Cahuc et al, 2001]. Puis nous développons quelques études significatives sur les vibrations en coupe, nous en présentons les principes, les méthodes utilisées et quelques aspects critiques.

I.3.1 Mécanismes de la coupe

Depuis une soixantaine d'années de nombreux mécaniciens tentent d'expliquer la formation du copeau à l'aide de modèles mécaniques, thermomécaniques, dynamiques de manière analytique ou numérique. Il existe différents types de configurations : la coupe orthogonale, la coupe oblique, la coupe tridimensionnelle. Au fil des années, les modèles se sont enrichis et la formidable avancée de l'informatique a permis de faire reculer les limites de la modélisation.

Le modèle présenté ci-dessous est le siège d'évolutions constantes [Toulouse, 1998], [Darnis et al, 2000], [Cahuc et al, 2001], [Laheurte, 2004], [Laporte, 2005], [Dargnat, 2006]. Il repose sur une description analytique des phénomènes dans les différentes zones de sollicitations mises en évidence lors de la formation du copeau (figure I-14).

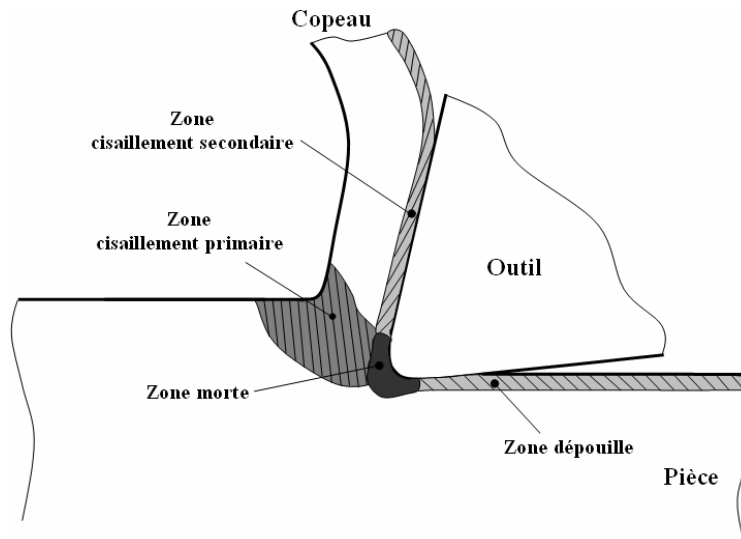


figure I-14 : Zones caractérisant le processus de coupe.

Le contribution géométrique proposée [Laheurte, 2004] décrit l'arête de coupe à l'échelle mésoscopique. La zone de contact entre l'outil/pièce/copeau est considérée comme étant une surface continue. Cette zone (figure I-14) englobe les faces de coupe, de dépolie principale et secondaire. La jonction de ces surfaces est assurée par le rayon de bec r_e et le rayon d'acuité de l'outil R . Cette approche est en adéquation avec les outils modernes de coupe tels que les outils à plaquettes rapportées qui possèdent généralement de grands rayons de bec compris entre 0.4 et 1.6 mm.

La surface tridimensionnelle de contact entre l'outil et la pièce est relativement complexe. La définition proposée par [Toulouse, 1998], [Laheurte, 2004] découpe la surface de contact à partir d'une ligne directrice (ou ligne d'arête) et d'une ligne d'esquisse (ou ligne de coupe), figure I-15.

D'après [Laheurte, 2004] il est nécessaire de compléter la ligne de coupe par la définition de la surface de contact entre l'outil et la pièce. Elle est délimitée (figure I-16) par trois zones :

- BO (face de coupe),
- OJ (acuité d'arête),
- JK (face de dépouille).

Géométriquement, la ligne de coupe est définie par la longueur Y entre les points O et B, puis par la longueur L entre les points J et K. Le raccordement entre ces deux droites est déterminé par le rayon d'acuité R (figure I-15).

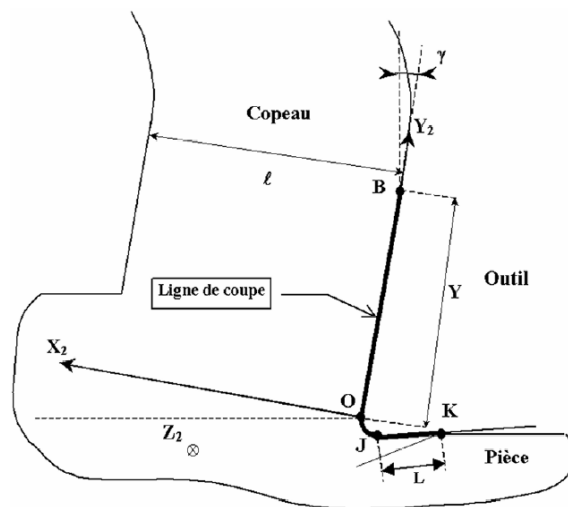


figure I-15 : Géométrie de la zone de coupe.

Le copeau est en contact avec la face de coupe de l'outil sur laquelle il adhère, ou glisse, pour former un copeau segmenté ou continu. Ce contact a lieu dans la zone de cisaillement secondaire (figure I-14), lieu de cisaillement intense, où les conditions de frottement sont sévères, la vitesse de glissement élevée, la pression de contact forte, la température élevée à l'interface outil/copeau.

Ce cisaillement est attribué au frottement à l'interface outil-copeau. Il est établi qu'un contact collant entre l'outil et le copeau existe le long de l'interface du fait des pressions et des températures, ce qui crée localement une liaison d'encastrement permettant de transmettre des efforts et des moments.

Dans la zone de cisaillement secondaire Laheurte, [Laheurte, 2004] exprime les termes de la loi de comportement, comme : la vitesse de déformation, la déformation et la température d'entrée dans la zone de cisaillement secondaire. Ensuite l'auteur s'attache à obtenir la continuité entre le cisaillement primaire et secondaire.

Enfin, la pénétration de l'outil et le frottement de celui-ci sur la surface nouvellement usinée conduisent à des nouvelles déformations plastiques dans la zone de dépouille avec retour élastique et contraintes résiduelles. Suivant les conditions de coupe et le matériau usiné, le copeau est continu (s'écoulant sous forme d'un ruban continu) ou discontinu avec segmentation du copeau par l'apparition de bandes de cisaillement adiabatiques dans la zone primaire.

La zone de dépouille est séparée en deux parties figure I-15; la zone du rayon d'acuité (zone OJ) et une zone rectiligne (zone JK). La répartition de pression sur le rayon d'acuité dans le plan (X2, Y2) est supposée décroître angulairement suivant le rayon (zone OJ) et linéairement sur la face de dépouille principale (zone JK), [Laheurte, 2004]. La modélisation des efforts et le calcul afférent y sont détaillés. Les résultats de la simulation issue du modèle sont en bon accord avec ceux observés expérimentalement sur une large plage de conditions [Laheurte, 2004].

Dans ce sous-chapitre, nous avons présenté les évolutions géométriques, cinématiques et thermomécaniques du modèle de coupe tridimensionnel. La définition de la géométrie réelle de l'outil et l'adaptation des lois de comportement par rapport aux processus de coupe permettent d'affiner considérablement la modélisation.

Ce modèle [Cahuc et al, 2001] permet de traiter l'ensemble des problèmes simples de tournage, et plus particulièrement celui du tournage dur. Le modèle peut également être adapté à la modélisation de la coupe en perçage [Dargnat, 2006].

I.3.2 Modèles dynamiques

Afin de mieux connaître et de maîtriser les phénomènes d'instabilité dans la coupe, les centres de recherche développent des modèles dynamiques pour prévoir les conditions nécessaires à l'élaboration d'une coupe stable.

Les premiers modèles de coupe dynamique étaient basés sur une analyse de stabilité [Tlusty et al, 1963], [Tobias et al, 1958] et [Merrit, 1965]. En 1985, Wu et Liu [Wu et al, 1985a; b] développent un modèle mathématique utilisant une approche analytique visant à étudier la réponse du processus de coupe dynamique. Ils supposent que l'amplitude des vibrations reste relativement faible et que le coefficient de frottement moyen à l'interface outil-copeau dépend de la vitesse relative du copeau par rapport à l'outil. Ce frottement est supposé entretenir les vibrations. Il constitue une source d'instabilité. La variation de l'angle de cisaillement ϕ par rapport à sa valeur en régime stationnaire (pas de vibration de l'outil et surface à usiner plane) est due à la variation du frottement, à l'ondulation de la surface à usiner et au mouvement de l'outil [Segreti, 2002]. Les équations sont ensuite linéarisées pour évaluer la stabilité du processus de coupe en considérant que l'oscillation actuelle est sinusoïdale avec une amplitude constante et que la surface induite à la passe précédente possède la même fréquence.

Des recherche menées par Merrit [Merrit, 1965] présentent le schéma fonctionnel de la machine-outils durant la coupe (figure I-16).

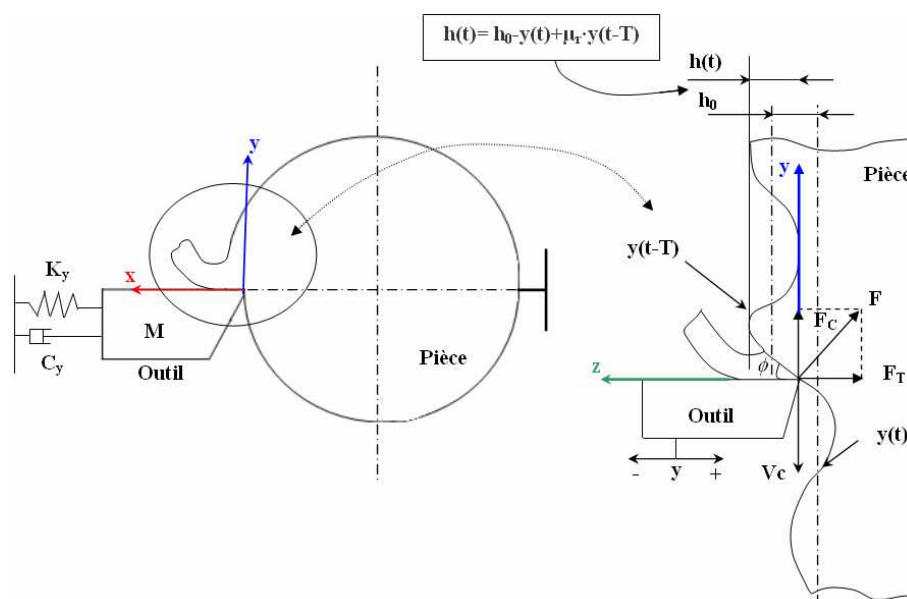


figure I-16 : Processus de coupe dynamique [Merrit, 1965].

où :

- h_0 - est l'épaisseur nominale de coupe,
- $y(t)$ - le déplacement de l'outil par rapport à la pièce à l'instant (t),
- T - la période d'un tour de la pièce, avec $T = \frac{1}{N}$ (N vitesse de rotation de la pièce),
- μ_r - le coefficient de régénération,
- $y(t-T)$ - le déplacement de l'outil par rapport à la pièce au tour précédent.

Par la suite, Merrit, [Merrit, 1965] représente le système **POM** par un système asservi (figure I-17).

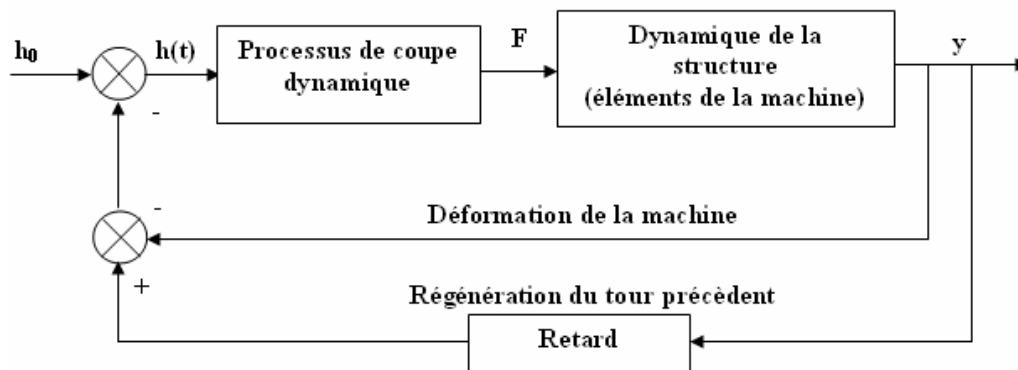


figure I-17 : Système POM représenté par un système asservi [Merrit, 1965].

Plus tard, les effets non linéaires et couplés aux vibrations ont été reconnus comme relativement importants [Lin et al, 1990], [Wang et al, 2006], [Karube et al, 2002]. Ces mécanismes non linéaires ont différentes origines qui sont : le contact de la pièce avec la face en dépouille de l'outil, les variations instantanées des conditions de coupe, les ondulations de la surface usinée à la passe précédente, et la prise en compte de la zone de cisaillement secondaire. En effet, les efforts de coupe qui excitent la structure, sont affectés par la contrainte de cisaillement, par l'angle de coupe et par l'angle de cisaillement. De plus, l'épaisseur du copeau non déformé ainsi que le frottement à l'interface outil-copeau ont également une influence importante sur les efforts de coupe.

Des recherches expérimentales menées par Knight [Knight, 1972], utilisant un procédé de photographies à grande vitesse du processus d'usinage en coupe orthogonale ont mis en évidence le phénomène suivant : la zone primaire de cisaillement oscille avec les mouvements de l'outil et les ondulations de la surface à usiner. De plus, les variations de l'angle de cisaillement ϕ se produisent avec un déphasage par rapport aux vibrations de l'outil. Boothroyd [Boothroyd, 1970] montre expérimentalement, dans le cas statique, que ϕ est influencé par la pente de la surface à usiner ainsi que par les conditions de coupe. Ces observations sont confirmées par Nigm et Sadek [Nigm et al, 1977]. Boothroyd et Sarnicola [Boothroyd et al, 1974] observent que la pente de la surface agit sur les efforts de coupe. Ils étudient le phénomène de broutement durant le processus de coupe pour deux cas d'usinage : l'usinage d'une surface plane avec un outil vibrant et l'usinage d'une surface ondulée avec un outil rigide (figure I-18).

Wu [Wu, 1987] développe un modèle mathématique traduisant le comportement de l'angle de cisaillement face aux variations instantanées des conditions de coupe dues au mouvement vibratoire de l'outil. Dans son approche, il utilise la méthode des lignes de glissement initialement développé par [Christopherson et al, 1958], mais ce modèle n'est valable que dans le cas de l'usinage d'une surface plane. Lin et Weng [Lin et al, 1990] développent un modèle non-linéaire de la coupe orthogonale en considérant les variations de ϕ (figure I-19) induites par les changements instantanés d'épaisseur du copeau non déformé. Dans ce modèle, le frottement est supposé constant et l'interférence entre la pièce et la face en dépouille de l'outil (force de talonnement) n'est pas prise en compte.

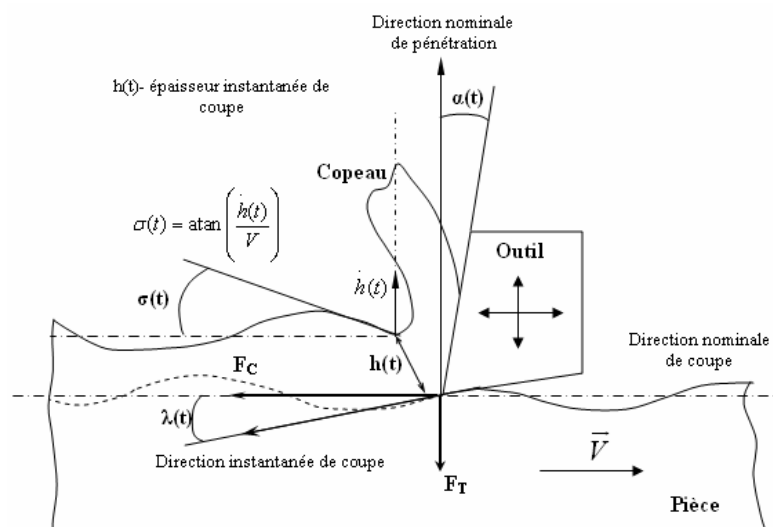


figure I-18 : Superposition des deux configurations d'usinage [Boothroyd et al, 1974].

Nosyreva et Molinari [Nosyreva et al, 1998] utilisent la méthode des échelles multiples pour étudier la stabilité non linéaire du processus de coupe dynamique. Ils considèrent l'influence de la vitesse de coupe sur le frottement et l'effet d'une force de talonnement proportionnelle à la vitesse de pénétration de l'outil. Il est obtenu une solution analytique approchée du problème, mais, dans le cas de l'usinage, la force de contact en dépouille ne prend pas en compte l'angle de dépouille.

1.3.2.1 Modélisation du comportement dynamique du système POM

[Tobias et al, 1958] et [Saravanja et al, 1976] développent une théorie mathématique non linéaire pour étudier les vibrations auto-entretenues du système d'usinage. La structure du système outil/pièce est modélisée par un système équivalent à un seul degré de liberté présentant des caractéristiques non linéaires de rigidité. L'effort de coupe est exprimé en fonction de l'épaisseur de coupe par un polynôme du troisième degré.

Ensuite [Marui et al, 1983a; b] étudient le procédé de coupe dynamique en présence de vibrations auto-entretenues au travers d'un système outil/pièce à un seul degré de liberté. En s'appuyant sur des résultats expérimentaux [Marui et al, 1988] développent un modèle non linéaire qui caractérise le broutement pour un système d'usinage modélisé par deux degrés de liberté. La limite de stabilité d'usinage peut être calculée grâce à ce modèle et la simulation montre que l'un des facteurs les plus importants pour supprimer les vibrations auto-entretenues est l'amortissement du système d'usinage.

Kaneko et al., [Kaneko et al, 1984] s'intéressent à un modèle de broutement régénératif pour le cas d'un système d'usinage à plusieurs degrés de liberté. L'introduction de l'effet de la régénération multiple dans leur modèle de broutement montre que l'amplitude des vibrations se stabilise après l'excitation du système d'usinage. Ils analysent le déplacement de la pièce usinée par rapport à son origine au cours des vibrations de l'outil. Ils montrent que l'effort de coupe nominal est corrigé par un terme qui est inversement proportionnel à la vitesse de coupe et proportionnel à la vitesse de vibration dynamique de l'outil.

Par la suite, Kasahara et al. [Kasahara et al, 1992] montrent que l'effort de coupe varie en fonction de la vitesse de coupe. La notion de déphasage temporel est introduite entre l'effort de coupe et la vitesse de rotation de la broche de la machine. Pour expliquer cela, ils proposent d'utiliser une méthode expérimentale qui consiste à examiner la stabilité du système d'usinage grâce au contrôle automatique :

- de l'amplitude des vibrations relatives de l'outil par rapport à la pièce,
- du déphasage temporel entre la composante tangentielle F_C de l'effort de coupe et la vitesse de rotation de la broche.

I.3.2.2 Modèles analytiques

Pour mieux comprendre certains phénomènes entrant en jeu dans le processus dynamique de la coupe orthogonale, surtout dans la définition analytique des forces de coupe, nous présentons quelques approches antérieures intéressantes.

I.3.2.2.1 Modèle de Wu et Liu, [Wu et al, 1985a; b]

Wu et Liu ont développé un modèle bidimensionnel (figure I-19) :

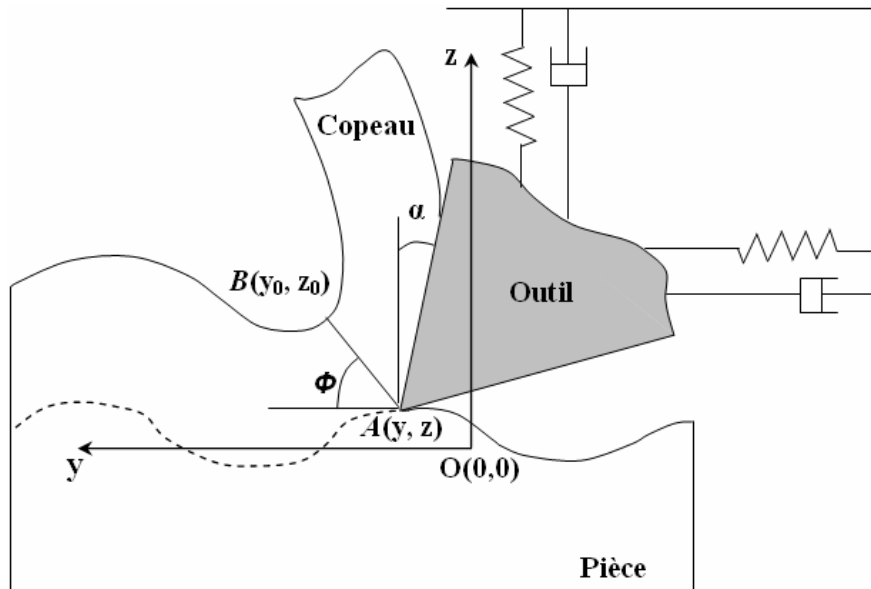


figure I-19 : Modèle bidimensionnel du processus dynamique de coupe.

Ils proposent un modèle original, prenant en compte la variation du coefficient de frottement moyen μ à l'interface outil-copeau sous la forme :

$$\mu = \mu_0 \cdot e^{-qV_c}, \quad (I.4)$$

où μ_0 est le frottement extrapolé à vitesse nulle. Le coefficient q constant dépend du couple outil-matière, V_c est la vitesse relative du copeau par rapport à l'outil. Donc, V_c varie lors des mouvements vibratoires de l'outil et lors des oscillations de la bande de cisaillement. Wu et Liu donnent une expression approchée sous la forme :

$$V_c \cos(\alpha) = \left(V + \frac{\dot{y} - \dot{y}_0}{2} \right) \tan(\phi) - \left(\frac{\dot{z} - \dot{z}_0}{2} \right). \quad (\text{I.5})$$

L'angle de cisaillement ϕ est calculé à partir d'une relation empirique obtenue par [Zvorykin, 1893], [Merchant, 1945a; b] puis [Bailey, 1975] :

$$\phi = \frac{C_m}{2} + \frac{\alpha - \lambda}{2}, \quad (\text{I.6})$$

où $\lambda = \arctan(\mu)$ est l'angle de frottement moyen à l'interface outil-copeau et C_m un angle dépendant du matériau usiné. Les efforts exercés sur l'outil sont estimés en utilisant le modèle de Merchant [Merchant, 1945a; b] :

effort de coupe :

$$F_y = \frac{(z_0 - z)w\tau \cdot \cos(\lambda - \alpha)}{\sin(\phi) \cos(\phi + \lambda - \alpha)}, \quad (\text{I.7})$$

effort d'avance :

$$F_z = \frac{(z_0 - z)w\tau \cdot \sin(\lambda - \alpha)}{\sin(\phi) \cos(\phi + \lambda - \alpha)}, \quad (\text{I.8})$$

où τ est la contrainte de cisaillement supposée constante et w est la largeur de coupe. Enfin, l'effort de talonnage, exercé suivant x par la surface récemment usinée au voisinage de la pointe de l'outil, s'écrit :

$$f_z = -\frac{Kw}{V} \dot{z}, \quad (\text{I.9})$$

où K est une constante de proportionnalité qui dépend du matériau. La force de talonnage est supposée s'opposer au mouvement de l'outil : lorsque l'outil descend ($z < 0$), celui-ci est repoussé par la surface usinée ($f_z > 0$) et inversement. En combinant (I.4), (I.5) et (I.6), en effectuant des approximations et après linéarisation, l'expression de l'angle ϕ est obtenue sous la forme :

$$\cotan(\phi) = (A_\phi - C_\phi V_c) + \frac{B_\phi}{2}(\dot{z} - \dot{z}_0) - \frac{C_\phi}{2}(\dot{y} - \dot{y}_0), \quad (\text{I.10})$$

où A_ϕ , B_ϕ et C_ϕ sont des coefficients à déterminer expérimentalement et qui dépendent des conditions de coupe, du frottement mesuré ainsi que du matériau usiné. De même, après des approximations et des transformations trigonométriques, les relations (I.7), (I.8) et (I.10) sont combinées pour obtenir les composantes des efforts F_y et F_z ;

$$F_x = 2w\tau(z_0 - z) \left[(A_x - C_x V_c) + \frac{B_x}{2}(\dot{z} - \dot{z}_0) - \frac{C_x}{2}(\dot{y} - \dot{y}_0) \right], \quad (\text{I.11})$$

$$F_y = -2w\tau(z_0 - z) \left[(A_y - C_y V_c) + \frac{B_y}{2}(\dot{z} - \dot{z}_0) - \frac{C_y}{2}(\dot{y} - \dot{y}_0) \right], \quad (\text{I.12})$$

et les coefficients A_z , B_z , C_z , A_y , B_y et C_y s'expriment en fonction des coefficients précédents A_ϕ , B_ϕ et C_ϕ , de la vitesse de coupe V_c et du paramètre C_m .

Finalement l'outil de coupe est modélisé par un système masse-ressort-amortisseur à deux degrés de liberté. Les équations de mouvement sont données par :

$$m \ddot{y} + c_y \dot{y} + k_y y = -2w\tau(z_0 - z) \left[(A_y - C_y V_c) + \frac{B_y}{2}(\dot{z} - \dot{z}_0) - \frac{C_y}{2}(\dot{y} - \dot{y}_0) \right], \quad (\text{I.13})$$

$$m \ddot{z} + c_z \dot{z} + k_z z = -2w\tau(z_0 - z) \left[(A_z - C_z V_c) + \frac{B_z}{2}(\dot{z} - \dot{z}_0) - \frac{C_z}{2}(\dot{y} - \dot{y}_0) \right] - \frac{Kw}{V} \dot{z}. \quad (\text{I.14})$$

L'étude de Wu et Liu [Wu et al, 1985a; b] est ensuite ramenée à un degré de liberté dans la direction x de l'avance en supposant que la longueur du plan de cisaillement est constante. Les relations donnant l'angle de cisaillement ϕ et les composantes efforts F_y , F_z deviennent :

$$\cot an(\phi) = (A_\phi - C_\phi V_c) + B_\phi(\dot{z} - \dot{z}_0), \quad (\text{I.15})$$

$$F_y = 2w\tau(z_0 - z) \left[(A_y - C_y V_c) + B_y(\dot{z} - \dot{z}_0) \right], \quad (\text{I.16})$$

$$F_z = -2w\tau(z_0 - z) \left[(A_z - C_z V_c) + B_z(\dot{z} - \dot{z}_0) \right], \quad (\text{I.17})$$

et l'équation du mouvement restante, dans la direction d'avance, s'écrit :

$$m \ddot{z} + c_z \dot{z} + k_z z = -2w\tau(z_0 - z) \left[(A_z - C_z V_c) + B_z (z - z_0) \right] - \frac{K_w}{V} \dot{z}. \quad (\text{I.18})$$

L'objectif principal de l'étude de Wu et Liu [Wu et al, 1985a; b] était de développer un modèle mathématique décrivant le comportement dynamique du système d'usinage en présence de vibrations auto-entretenues. Les auteurs tirent les conclusions suivantes :

- le modèle mathématique du broutement est développé en utilisant une approche analytique dans le but de prédire les efforts de coupe dynamiques,
- le modèle analytique du processus de coupe dynamique est développé à partir d'une configuration pseudo-statique de la géométrie de formation du copeau en tenant compte de l'influence des variations de la vitesse de coupe sur le coefficient de frottement,
- les effets régénérateurs sont exprimés en fonction de l'épaisseur du copeau non déformé $(x_0 - x)$ et les composantes des efforts F_y et F_z sont prises proportionnelles à ce terme. Les variations de l'épaisseur $(x_0 - x)$ usinée excitent ainsi la structure,
- l'action du copeau sur la face de coupe de l'outil peut créer une force négative d'amortissement qui excite la vibration de ce dernier. L'interférence du matériau usiné au niveau du bec de l'outil introduit un effort positif d'amortissement qui limite l'amplitude des vibrations.

Beaucoup de simplifications sont faites au moment de combiner certaines équations, ces mêmes équations sont linéarisées, et de ce fait, une solution approchée du problème est obtenue.

1.3.2.2 Modélisation selon Lin et Weng, [Lin et al, 1990]

Lin et Weng [Lin et al, 1990] proposent pour le système d'usinage un modèle masse-ressort- amortisseur à deux degrés de liberté. Dans la configuration utilisée, la raideur du système d'usinage dans la direction de la vitesse de coupe est plus importante que perpendiculairement à la surface usinée. Les efforts de frottement et de cisaillement ont tendance à amortir les vibrations du système d'usinage dans la direction de la vitesse de coupe.

En supposant une formation continue du copeau, les composantes de l'effort de coupe sont exprimées par les relations suivantes :

$$F_y = h_0 \cdot b \cdot S_s \cdot \frac{\cos(\beta - \alpha)}{\sin(\phi) \cdot \cos(\phi + \beta - \alpha)}, \quad (\text{I.19})$$

$$F_z = h_0 \cdot b \cdot S_s \cdot \frac{\sin(\beta - \alpha)}{\sin(\phi) \cdot \cos(\phi + \beta - \alpha)}, \quad (\text{I.20})$$

$$R = F_y \cdot \sin(\beta - \alpha) + F_z \cdot \cos(\beta - \alpha). \quad (\text{I.21})$$

La variation de l'angle de cisaillement est engendrée par les vibrations de l'outil par rapport à la pièce selon les deux configurations, figure I-20.

Les inclinaisons, de la surface usinée au point A (figure I-20, a) et de la surface engendrée par un outil vibrant au point B, sont définies (figure I-20, b) par les équations :

$$\sigma_A = \arctan \left(\frac{\dot{y}_0}{V - z_0} \right), \quad (\text{I.22})$$

$$\sigma_B = \arctan \left(\frac{-\dot{y}}{V - z} \right). \quad (\text{I.23})$$

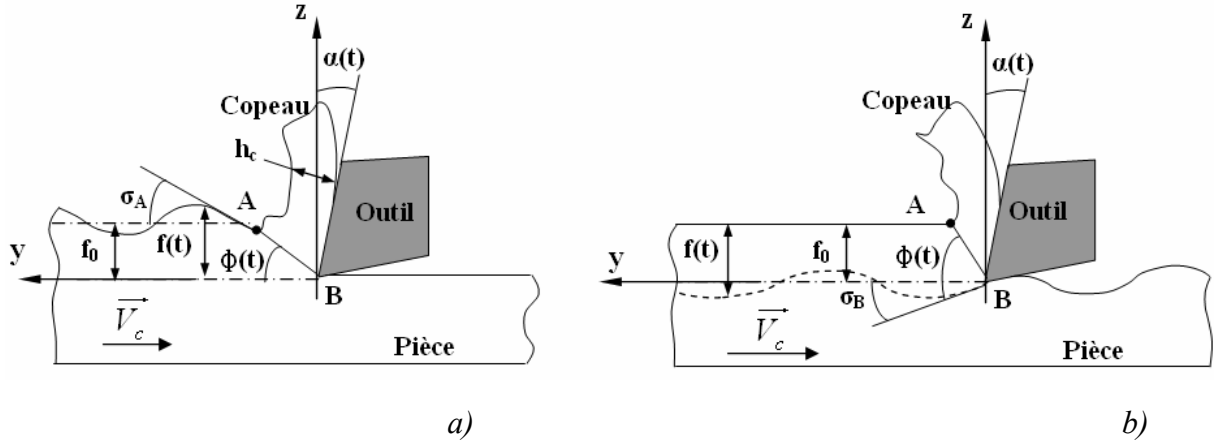


figure I-20 : Variation de l'angle de cisaillement : a)- effets des ondulations de la surface usinée, b)- effets des vibrations de l'outil/pièce.

L'angle de cisaillement ϕ est exprimé, en fonction du temps du fait des inclinaisons de la surface de la pièce en amont et en aval par :

$$\phi = \phi_0 + \arctan \left(\frac{\dot{y}_0}{V_c - z_0} \right) + \arctan \left(\frac{-\dot{y}}{V_c - z} \right). \quad (I.24)$$

La variation de l'angle de cisaillement en fonction du temps est exprimée par :

$$d\phi = \phi - \phi_0 = \frac{y_0 - y}{V_c} - \frac{1}{3} \left[\left(\frac{\dot{y}_0}{V_c} \right)^3 - \left(\frac{\dot{y}}{V_c} \right)^3 \right]. \quad (I.25)$$

Par la suite, Lin et Weng expriment les composantes F_y et F_z de l'effort de coupe par les relations :

$$F_y = A \cdot b \cdot (y_0 - y) - B \cdot b \cdot \frac{(y_0 - y) \cdot (\dot{y}_0 - \dot{y})}{V_c} + C \cdot b \cdot \frac{(y_0 - y) \cdot (\dot{y}_0 - \dot{y})^2}{V_c^2} - b(y_0 - y) \cdot \left\{ D \cdot \left(\frac{\dot{y}_0 - \dot{y}}{V_c} \right)^3 - \frac{B}{3} \left[\left(\frac{\dot{y}_0}{V_c} \right)^3 - \left(\frac{\dot{y}}{V_c} \right)^3 \right] \right\}, \quad (I.26)$$

$$F_z = \frac{1}{a \tan(\beta - \alpha)} \left(\begin{array}{l} A \cdot b \cdot (y_0 - y) - B \cdot b \cdot \frac{(y_0 - y) \cdot (\dot{y}_0 - \dot{y})}{V} + C \cdot b \cdot \frac{(y_0 - y) \cdot (\dot{y}_0 - \dot{y})^2}{V^2} \\ -b(y_0 - y) \cdot \left\{ D \cdot \left(\frac{\dot{y}_0 - \dot{y}}{V} \right)^3 - \frac{B}{3} \left[\left(\frac{\dot{y}_0}{V} \right)^3 - \left(\frac{\dot{y}}{V} \right)^3 \right] \right\} \end{array} \right), \quad (I.27)$$

où :

$$\left\{ \begin{array}{l} A = \frac{2\tau \cdot \sin(K - 2\phi_0)}{\sin(K) - \sin(K - 2\phi_0)} \\ B = \frac{4\tau \cdot \sin(K) \cdot \cos(K - 2\phi_0)}{[\sin(K) - \sin(K - 2\phi_0)]^2} \\ C = \frac{4\tau \cdot \left\{ \sin(K) \cdot [\cos^2(K - 2\phi_0) + 1] - \sin^2(K) \cdot \sin(K - 2\phi) \right\}}{[\sin(K) - \sin(K - 2\phi_0)]^2}, \\ D = 8\tau \cdot \left\{ \begin{array}{l} \frac{5 \sin(K) \cos(K - 2\phi) + \sin(K) \cos^3(K - 2\phi_0)}{3[\sin(K) - \sin(K - 2\phi_0)]^4} \\ - \frac{\sin^3(K) \cos(K - 2\phi) - 2 \sin^2(K) \sin[2(K - 2\phi)]}{3[\sin(K) - \sin(K - 2\phi_0)]^4} \end{array} \right\} \end{array} \right. , \quad (I.28)$$

avec :

$$K = 2\phi + \beta - \alpha. \quad (I.29)$$

En conclusion, le modèle analytique de la coupe dynamique est développé pour une formation continue de copeau dans le cas de la coupe orthogonale en tenant compte des variations de l'angle de cisaillement en fonction des inclinaisons de la surface usinée et de la surface générée.

Le modèle de la loi de coupe de Wu et Liu [Wu et al, 1985a; b] peut être considéré comme inclus dans celui développé par Lin et Weng [Lin et al, 1990]. La différence est que la loi dynamique développée par Ling et Weng diffère de celle de Wu et Liu par la forme.

1.3.2.2.3 Modèle de Tarng et al, [Tarng et al, 1994]

Tarng et al. [Tarng et al, 1994], proposent une modélisation dynamique (figure I-21) de la coupe basée sur l'interaction dynamique entre la formation de copeau et le comportement structural de la machine, en intégrant le principe des ondulations de la surface usinée à la passe précédente.

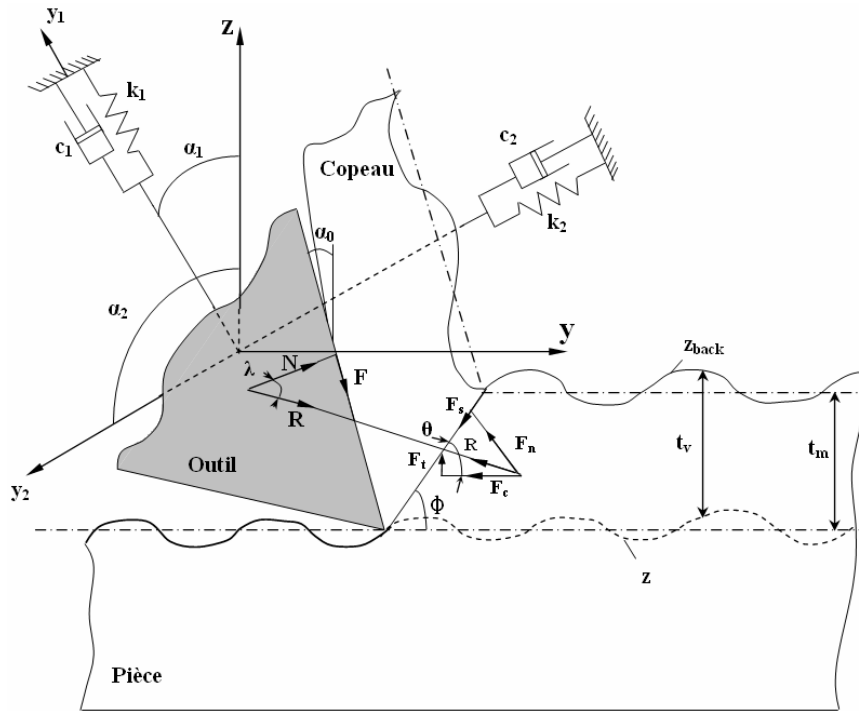


figure I-21 : Modèle dynamique de coupe orthogonale.

Les équations du mouvement sont ;

$$m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 + k_1 y_1 = F_1 = F_c \sin(\alpha_1) + F_t \cos(\alpha_1), \quad (\text{I.30})$$

$$m_2 \ddot{y}_2 + c_2 \dot{y}_2 + k_2 y_2 = F_2 = F_c \sin(\alpha_2) + F_t \cos(\alpha_2), \quad (\text{I.31})$$

où sont représentés sur les directions y_1, y_2 les masses équivalentes m_1 et m_2 , les coefficients d'amortissement c_1 et c_2 et les raideurs k_1, k_2 .

Ensuite l'épaisseur de copeau (t_1) est exprimée en fonction de l'épaisseur nominale (t_m) et de l'épaisseur variable (t_v).

$$t_1 = t_m + t_v = t_m + (y_{back} - y), \quad (\text{I.32})$$

où y_{back} représente l'ondulation de la surface générée à la passe précédente et y l'ondulation de la surface réalisée lors de la passe en cours :

$$y = x_1 \cos(\alpha_1) + x_2 \cos(\alpha_2). \quad (I.33)$$

Dans le modèle de Tarng et al. [Tarng et al, 1994], l'angle de coupe et l'angle de dépouille sont exprimés en fonction de la pente d'outil via l'ondulation de la surface générée;

$$\alpha = \alpha_0 - \zeta = \alpha_0 - \arctan\left(\frac{\dot{y}}{U}\right), \quad (I.34)$$

$$\gamma = \gamma_0 + \zeta, \quad (I.35)$$

où ζ représente la variation de l'angle de coupe, \dot{y} est la vitesse de vibration de l'outil et U représente la vitesse de coupe. L'angle ζ (figure I-22) est mesuré entre l'axe Y et la surface générée dans le sens trigonométrique.

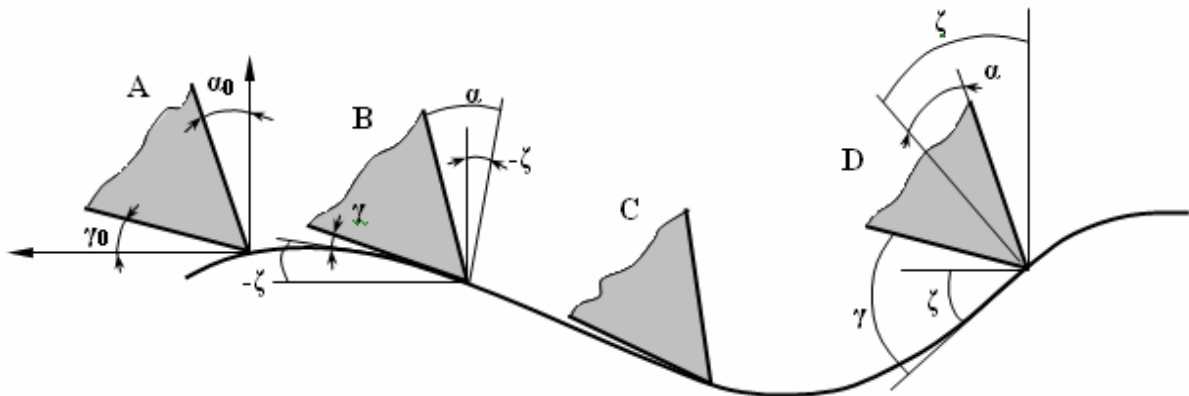


figure I-22 : Variation de l'angle de coupe (α) et de l'angle de dépouille (γ) en coupe dynamique.

Les auteurs expriment ensuite selon les axes y_1, y_2 les forces de coupe F_1 et F_2 .

$$\begin{aligned} F_1 &= F_y \sin(\alpha_1) + F_z \cos(\alpha_1) \\ F_2 &= F_y \sin(\alpha_2) + F_z \cos(\alpha_2) \end{aligned} \quad (I.36)$$

où F_y et F_z sont les composantes des forces correspondantes aux directions y et z :

$$\begin{aligned} F_x &= F_c \cos(\zeta) + F_t \sin(\zeta) \\ F_y &= -F_c \sin(\zeta) + F_t \cos(\zeta) \end{aligned} \quad (I.37)$$

Tarng et al [Tarng et al, 1994], établissent expérimentalement que le changement de géométrie d'outil peut influencer les vibrations de broutement dans la coupe. Ils montrent que l'angle de coupe et l'angle de dépouille, sont les facteurs les plus importants de la géométrie d'outil dans le contrôle de l'élimination du broutement.

I.3.2.2.4 Modèle de Boothroyd et Sarnicola, [Boothroyd et al, 1974]

Les auteurs [Boothroyd et al, 1974] précisent que pendant l'usinage en présence du broutement, la vibration parallèlement à la direction de coupe, influence le processus d'usinage, mais ne provoque pas de variation de l'épaisseur de coupe. En revanche, la vibration normale à la surface usinée influence la variation de l'épaisseur de coupe et engendre un défaut de surface. Donc, les composantes des forces dans ce modèle dépendent des conditions instantanées comme : l'épaisseur de coupe - $h(t)$, le taux de variation de l'épaisseur de coupe - $\dot{h}(t)$, et l'angle de coupe - $\alpha(t)$, (figure I-23).

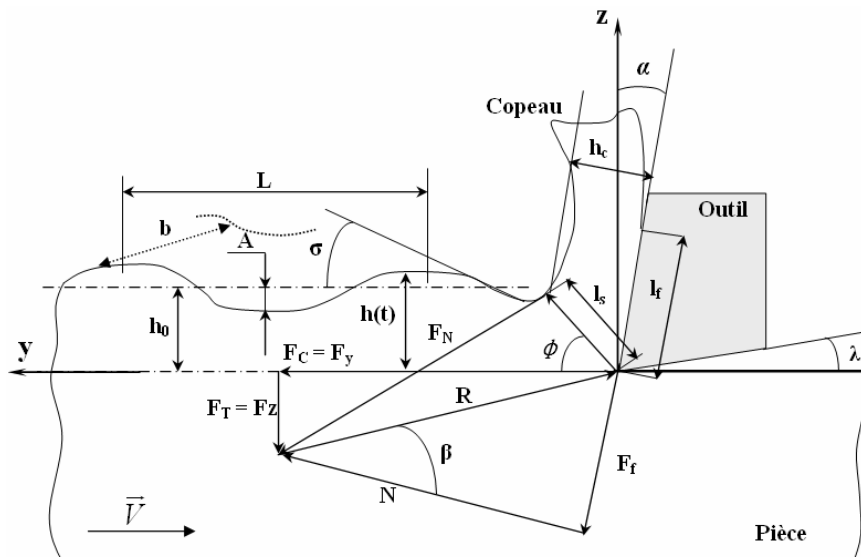


figure I-23 : Modèle de Boothroyd et Sarnicola [Boothroyd et al, 1974].

Pour une ondulation de la surface usinée, Boothroyd et Sarnicola [Boothroyd et al, 1974] expriment l'épaisseur instantanée de coupe par la relation :

$$h = h_0 + A \sin\left(\frac{2\pi \cdot y}{L}\right). \quad (\text{I.38})$$

Les composantes instantanées F_C et F_T de l'effort de coupe sont exprimées par :

$$F_C = S_s \cdot b \cdot \left[\frac{\sin(\phi) \cos(\phi - \alpha) - \left(\frac{S_s}{S_f \cdot K}\right) \cos(\alpha)}{\left(\frac{S_s}{S_f \cdot K}\right) \sin(\phi) \cos(\phi - \alpha)} \right] \cdot \left(h_0 + A \sin\left(\frac{2\pi \cdot y}{L}\right) \right), \quad (\text{I.39})$$

$$F_T = S_s \cdot b \cdot \left[\frac{\cos(\phi) \sin(\phi - \alpha) - \left(\frac{S_s}{S_f \cdot K}\right) \sin(\alpha)}{\left(\frac{S_s}{S_f \cdot K}\right) \sin(\phi) \cos(\phi - \alpha)} \right] \cdot \left(h_0 + A \sin\left(\frac{2\pi \cdot y}{L}\right) \right). \quad (\text{I.40})$$

L'angle de cisaillement est exprimé en fonction de la pente de la surface par :

$$\phi = \phi_0 + C\sigma. \quad (\text{I.41})$$

Boothroyd et Sarnicola [Boothroyd et al, 1974], expliquent qu'une faible épaisseur du copeau h_c est produite quand $\dot{h}(t) > 0$, ce qui donne des frottements faibles sur la face de coupe de l'outil et donc une augmentation de l'angle de cisaillement ϕ réduisant les efforts de coupe.

1.3.2.2.5 Modèle de Segreti, [Segreti, 2002]

Segreti [Segreti, 2002] modélise les vibrations de l'outil en interaction avec le processus de formation du copeau, en ce plaçant dans le cas où la pièce ne vibre pas. L'auteur s'intéresse aux oscillations de l'outil suivant les deux directions Oy et Oz , la direction de coupe et la direction d'avance (figure I-24).

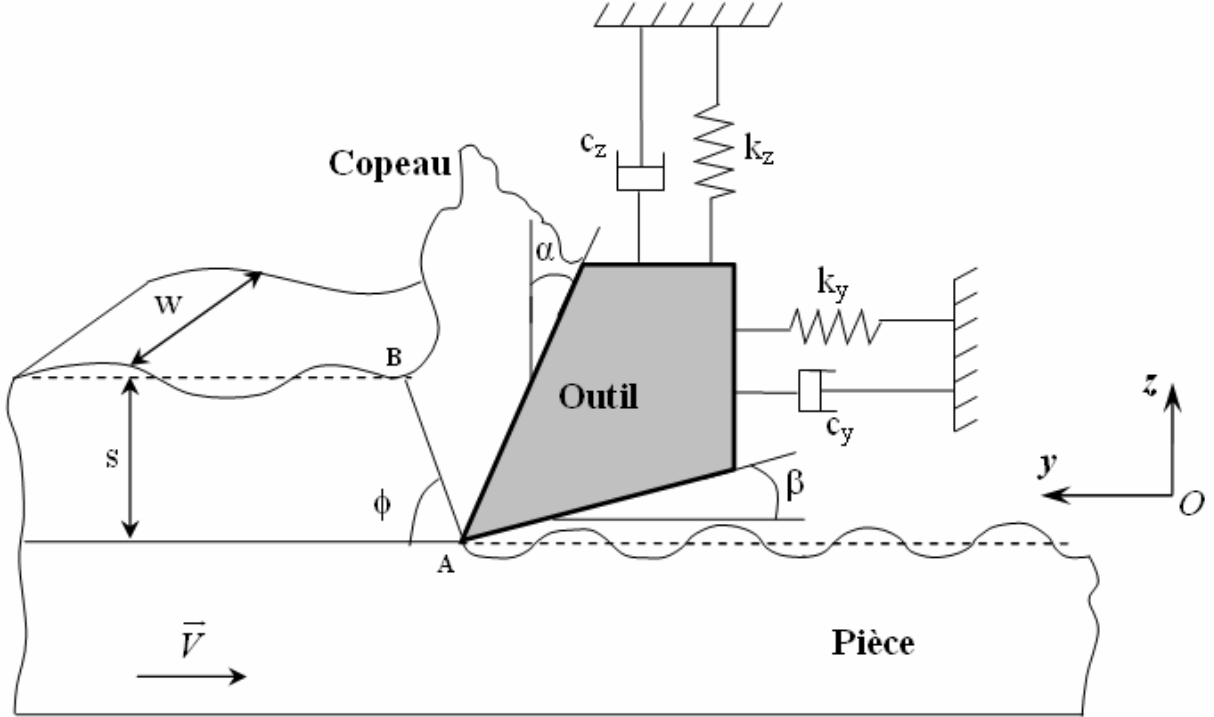


figure I-24 : Système dynamique de coupe bidimensionnel.

Le mouvement de l'outil est exprimé par les équations différentielles suivantes :

$$\begin{cases} m_y \ddot{y} + c_y \dot{y} + k_y y = F_y + f_y \\ m_z \ddot{z} + c_z \dot{z} + k_z z = F_z + f_z \end{cases}, \quad (\text{I.42})$$

m_y , c_y , k_y , m_z , c_z et k_z sont les paramètres dynamiques du système outil/porte-outils, F_y et F_z sont respectivement l'effort de coupe et d'effort d'avance exercés sur l'outil, et, f_y et f_z sont les composantes selon Oy et selon Oz de la force de talonnement.

Les efforts de coupe sont estimés à l'aide du modèle de Merchant [Merchant, 1945a; b] pour lequel le copeau se forme par cisaillement dans un plan incliné d'un angle $\phi'(t)$ par rapport à la direction instantanée de coupe. Les forces sont exprimées par :

$$F_y(t) = w\tau \frac{s + z(t-T) - z(t)}{\sin(\phi' + \delta)} \frac{\cos(\lambda - \alpha)}{\cos(\phi' + \lambda - \alpha')} - (\mu_0(V + \dot{y})^q) f_z, \quad (\text{I.43})$$

$$F_z(t) = w\tau \frac{s + z(t-T) - z(t)}{\sin(\phi' + \delta)} \frac{\sin(\lambda - \alpha)}{\cos(\phi' + \lambda - \alpha')} + f_{sp} v_d(t), \quad (\text{I.44})$$

$$v_d(t) = w \sum_{i=1}^N \left\{ \frac{\Delta t V}{2} [z(t - i\Delta t) + z(t - (i-1)\Delta t) - 2z(t) - (2i-1)\Delta t V \cdot \tan(\beta)] \right\}, \quad (\text{I.45})$$

où, v_d représente le volume total de matière déplacé par l'outil en fonction de l'angle de dépouille nominal β .

Le système bidimensionnel est ensuite résolu comme un système à un seul degré de liberté, dans la direction d'avance. Le système à deux degrés de liberté est ramené à un système à un seul degré de liberté, en faisant les hypothèses suivantes : l'épaisseur du copeau est considérée égale à l'avance (s), l'outil est parfaitement tranchant sans prendre en compte le rayon d'arête, qui en réalité existe.

L'auteur [Segreti, 2002] s'intéresse à la stabilité du processus contrôlé par une vitesse de coupe V donnée, en prenant en compte : l'effet régénératif des passes successives, les conditions de frottement à l'interface outil-copeau, la géométrie de l'outil et le matériau usiné.

1.3.2.3 Approche numérique de la modélisation dynamique de la coupe

Depuis une quarantaine d'années, la méthode des éléments finis est très largement utilisée, notamment dans la coupe. De nombreuses méthodes de résolution et de simulation numérique ont été développées. Cette étude bibliographique est focalisée sur les méthodes et modèles numériques liés à la simulation de la coupe dynamique.

En 1981, Tlusty [Tlusty et al, 1981] simule numériquement le tournage et le fraisage de profil dans le domaine temporel, afin de démontrer la capacité de cette nouvelle approche à prédire la stabilité de la coupe. Cette simulation est basée sur le calcul, à chaque instant, de l'effort de coupe et de la réponse du système vibratoire à cet effort. Lors de la coupe orthogonale sont adoptés les modèles simplifiés suivants :

- le système d'usinage en régime dynamique est modélisé par deux degrés de liberté perpendiculaires au plan de la coupe. Ces degrés de liberté correspondent aux premiers modes de vibration du dispositif d'usinage,
- l'effort de coupe est défini dans le plan de coupe par deux composantes disposées suivant une direction radiale et une direction tangentielle à l'outil de coupe,

- l'épaisseur de coupe instantanée est calculée en examinant la position actuelle de l'outil (à l'instant du calcul) par rapport à une constante de ses positions antérieures (à un instant du calcul précédent). Dans le cas du tournage par exemple Tlusty [**Tlusty et al, 1981**] se réfère à la position relative outil/pièce au tour précédent. En revanche, dans le cas du fraisage il se réfère à la position précédente de la dent de l'outil lorsqu'elle se trouvait à la même position angulaire de rotation que la dent traitée. L'auteur considère la position actuelle de l'outil par rapport à sa trajectoire actuelle comme l'homologue de sa position antérieure choisie par rapport à sa trajectoire précédente.

Jemielniak et Widota [**Jemielniak et al, 1989**] et Usui et al [**Usui et al, 1978**] appliquent la méthode de simulation par éléments finis à diverses configurations d'usinage. Récemment Dekelbab [**Dekelbab, 1995**] a présenté un simulateur de fraisage basé sur une description de la surface usinée par maillage triangulaire qui permet d'appréhender finement l'interaction outil/matière et de bien décrire la surface finale usinée.

Plus récemment Assouline [**Assouline et al, 2002**] montre par la simulation numérique, l'importance du comportement dynamique de la pièce au cours d'un usinage par outil coupant (fraisage ou tournage). Dans cette étude, le comportement vibratoire du système est considéré au voisinage d'une configuration de la machine (position relative des différents organes variant peu) de façon à pouvoir modéliser une partie de la machine et l'outil par des matrices constantes.

Pour le modèle éléments finis (EF) de la pièce, dans le cas où le maillage de la pièce (maillage EF - mécanique) possède une topologie complexe il est prévu d'adjoindre un modèle EF régulier simple (modèle et maillage EF – cinématique) au modèle EF - mécanique (prenant en compte les trous, les congés par exemple) Calderon Najera [**Calderon Najera, 1998**]. Le modèle de la pièce est complètement distinct du modèle géométrique utilisé pour suivre l'évolution de l'usinage.

I.3.2.4 Modélisation tridimensionnelle

Dès les premières tentatives de recherche pour proposer des modélisations des procédés de mise en forme par enlèvement de matière, une schématisation telle que la coupe orthogonale a été adoptée de façon à simplifier les modèles analytiques. Dans la réalité, le cas le plus général de la mise en forme par enlèvement de matière est la coupe tridimensionnelle (figure I-25), [Toulouse, 1998], [Laheurte, 2004].

L'outil est en contact avec la matière suivant trois plans distincts. Un premier plan est défini par la face de coupe, tandis que les deux suivants sont définis par les faces de dépouille principale et secondaire. Nous ne pouvons plus nous placer dans le cas des déformations planes à moins de considérer l'avance comme quantité négligeable par rapport à la profondeur de passe et de négliger le phénomène de dilatation suivant la direction de la profondeur de passe.

En revanche, les déformations du copeau et de la pièce impliquent que des actions soient aussi transmises à l'outil depuis les faces de dépouille et non plus seulement à partir de la face de coupe. Le cas général de l'usinage impose aussi la présence de rayons de bec, d'acuité ou d'arête.

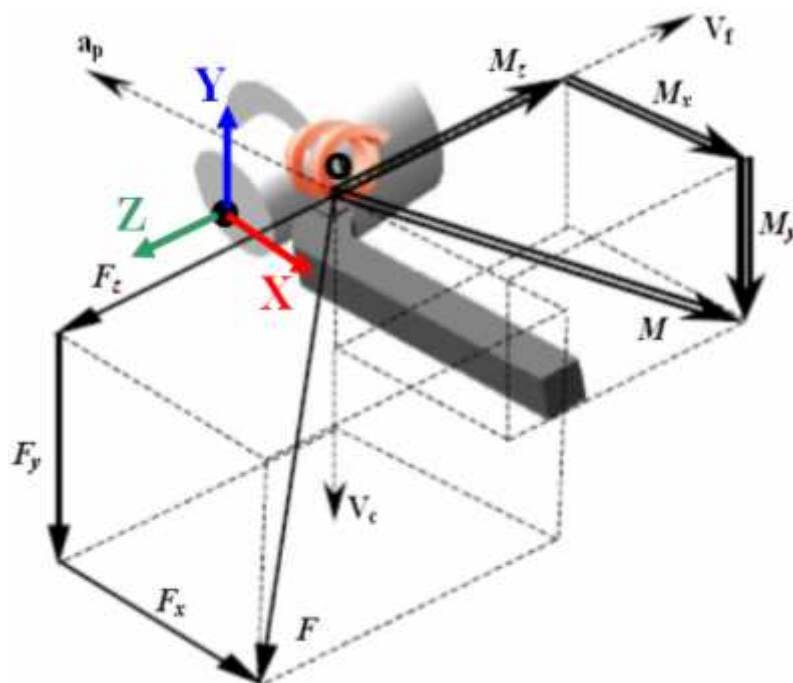


figure I-25 : Coupe tridimensionnelle.

La modélisation tridimensionnelle dynamique de la coupe a commencé par le traitement de la coupe oblique avec une seule arête coupante. Les problèmes de calcul proviennent du fait que les données du problème (géométrie de l'outil, paramètres d'usinage) ne suffisent pas pour prédire la géométrie de la déformation, en particulier la direction que suit le copeau.

L'approche de Jemielniak [**Jemielniak, 1992**], parmi les rares modèles dynamiques 3D de la coupe, consiste à établir un modèle de coupe 3D et à examiner l'influence de l'oscillation du vecteur vitesse de coupe sur les paramètres utilisés dans ce modèle. La variation de l'effort dans cette étude est due à la variation des paramètres géométriques de la loi de coupe établie comme, par exemple, les angles de coupe qui sont définis par rapport au vecteur vitesse de coupe.

I.4 CONCLUSIONS

Dans ce premier chapitre, nous avons présenté les procédés d'usinage existant. Ensuite, un bilan a été effectué sur les différentes approches de modélisation et les méthodes de résolutions, analytiques et numériques. Chaque méthode a son domaine de validité, sa particularité, sa facilité de mise en œuvre, ce qui rend difficile le choix d'une méthode de résolution pour étudier la coupe dynamique en général.

La modélisation de la coupe dynamique est encore loin de fournir des modèles généraux traduisant de façon acceptable l'ensemble des résultats expérimentaux disponibles et peu concernent les conditions de coupe tridimensionnelles et non stationnaires telles que celles observées en pratique, en particulier dans les conditions où apparaissent des vibrations importantes.

L'utilisation de simulations de la coupe dynamique et leurs comparaisons avec des expérimentations dans des cas simples peut permettre de valider, de rejeter ou de préciser des modèles de lois de coupe plus élaborées.

Le modèle de la coupe développé à Bordeaux est notre point de départ de la modélisation dynamique. Ce modèle prend en considération le rayon d'arête et de bec de l'outil, la longueur de contact entre l'outil et la pièce dans la zone de dépouille principale et secondaire. La loi de comportement utilisée dépend de la vitesse de déformation, de l'écroutissage et de la température. A partir d'une modélisation, de la répartition des contraintes aux interfaces, le modèle permet d'évaluer les efforts et les couples que le copeau applique à l'outil. Le modèle fournit des résultats suivants les trois directions de l'espace grâce à des considérations sur la répartition des contraintes, non plus dans le seul plan repéré par les directions de la vitesse de coupe V_c et de l'avance f , mais aussi dans la direction de la profondeur de passe ap .

- Chapitre II -

ETUDE EXPERIMENTALE ET CARACTERISATION DU SYSTEME USINANT

« L'étude expérimentale présentée dans ce chapitre permet d'identifier les principaux paramètres relatifs au comportement dynamique du système usinant. Un dispositif expérimental et un modèle ont été conçus pour caractériser le système. Les corrélations avec les caractéristiques élastiques du système usinant et les directions privilégiées des déplacements de l'outil sont démontrées par la localisation du Centre de Raideur »

Chapitre II

ETUDE EXPERIMENTALE ET CARACTERISATION DU SYSTEME USINANT

II.1	Descriptions du protocole expérimental	75
II.1.1	Système POM.....	75
II.1.2	Définition du BO	77
II.1.3	Définition du BP.....	78
II.2	Caractérisation statique du système usinant	81
II.2.1	Caractérisation statique du système usinant.....	81
II.2.1.1	Matrice globale de raideurs	81
II.2.1.2	Méthode expérimentale	83
II.2.1.3	Bloc Outil.....	83
II.2.1.3.1	Matrice des raideurs statiques.....	83
II.2.1.3.2	Comportement dynamique du BO	92
II.2.1.4	Bloc Pièce	102
II.2.1.5	Matrice de raideur du système usinant	103
II.2.2	Analyse modale expérimentale	107
II.2.3	Analyse dynamique	112
II.3	Conclusions.....	114

Notre objectif est de développer un modèle dynamique tridimensionnel de la coupe, aussi la connaissance approfondie des phénomènes dynamiques, vibratoires est obligatoire. Nous effectuons une étude dynamique expérimentale divisée en deux parties ; la machine, représentant le système usinant, et le processus de coupe.

La dissociation de ces deux parties (système usinant / processus de coupe), est nécessaire pour modéliser les phénomènes vibratoires. Les informations fournies par l'analyse sont impératives pour caler le modèle dynamique.

Ce chapitre est dédié à la description de cette étude expérimentale réalisée pour caractériser le système usinant.

II.1 Descriptions du protocole expérimental

Un protocole expérimental est mis en place, pour obtenir les informations nécessaires à la modélisation des phénomènes survenant lors de la coupe.

Les paragraphes suivants décrivent ce protocole. Nous présentons d'abord le système usinant conçu pour caractériser les phénomènes vibratoires. Le système usinant, appelé système **Pièce-Outil-Machine (POM)**, est présenté avec l'ensemble des composantes qui participent au processus.

La caractérisation du système **POM** s'effectue en trois étapes : une analyse statique, suivie d'une analyse modale par impact et se termine par une analyse dynamique.

Nous déterminons le comportement dynamique du système usinant pour dissocier le comportement dynamique lors du fonctionnement à vide du comportement du système lors de la coupe.

II.1.1 Système POM

La structure élastique de la machine-outils influence la stabilité de son système dynamique par l'interaction avec le processus de coupe. Les causes d'excitations du système **POM** peuvent être directement liées à l'usinage ou provenir d'autres sources, comme des défauts des chaînes cinématiques, des oscillations provenant du fonctionnement des moteurs, des défauts d'équilibrage de la broche, etc.

De nos jours, les machines-outils sont très rigides, et possèdent de moins en moins de défauts géométriques. Les problèmes dynamiques (vibrations) sont fortement liés à la coupe. Ces vibrations sont générées et auto-entretenues par le processus de coupe. Ce type de vibrations est explicité dans le chapitre 1.

Pour étudier ces phénomènes dynamiques, nous disposons d'un tour conventionnel possédant une rigidité élevée.

Lors d'une opération de coupe (tournage) en régime dynamique nous représentons le système **POM** par la figure. Ce système évoque le dispositif d'usinage complet. Cette dénomination regroupe aussi la description de tous les systèmes de liaison. Elle prend en compte la pièce, qui est solidaire de la machine, par le biais d'un dispositif conçu pour assurer sa fixation.

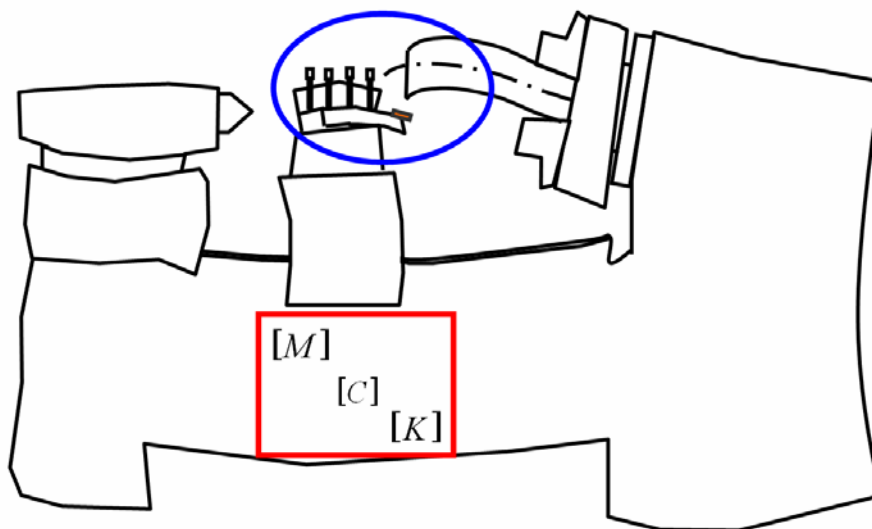


figure II-1 : Pièce-Outil-Machine en régime de coupe dynamique.

La structure élastique de la machine-outils, le système **POM**, est un système à plusieurs degrés de liberté. Il possède un grand nombre de modes propres de vibration. Le comportement vibratoire de chaque ensemble de la structure, est caractérisé par sa fréquence propre fonction de sa raideur $[K]$, de sa masse $[M]$ et de son coefficient d'amortissement $[C]$.

La structure élastique du système **POM** est caractérisée par un nombre élevé de couples cinématiques et d'ensembles avec serrage réduit [Cowely, 1970], [Rusu, 1975].

Pour réaliser l'identification du comportement vibratoire du système **POM**, le système usinant est divisé en deux blocs, le Bloc-Outil (**BO**) et le Bloc-Pièce (**BP**), figure II-2 [Bisu et al, 2006a].

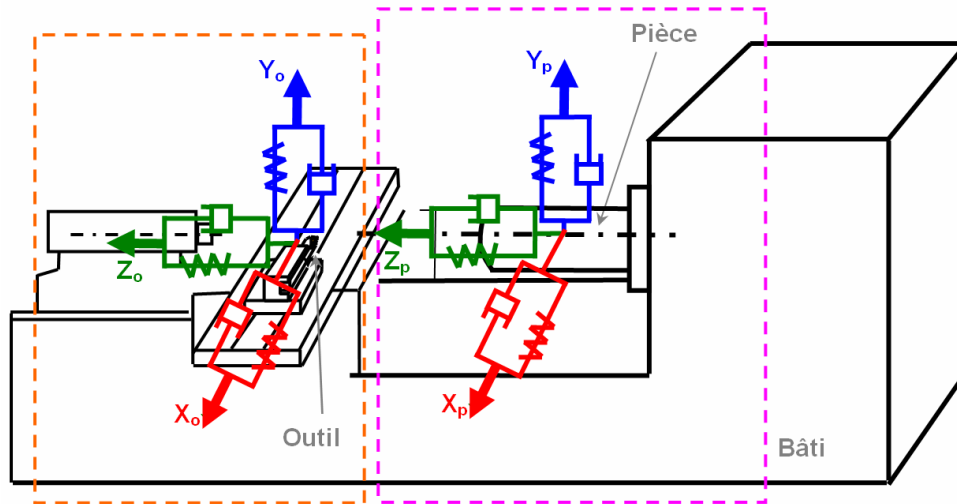


figure II-2 : Présentation du dispositif expérimental divisé en **BO** et **BP**.

II.1.2 Définition du BO

La partie Bloc-Outil (**BO**) comprend l'outil, le porte-outil, le dynamomètre, la plaque de fixation sur le chariot transversal (figure II-3). Le dynamomètre à 6 composantes [Couétard, 2000], est fixé entre le chariot et le porte-outil, nécessaire pour la mesure des actions mécaniques de la coupe.

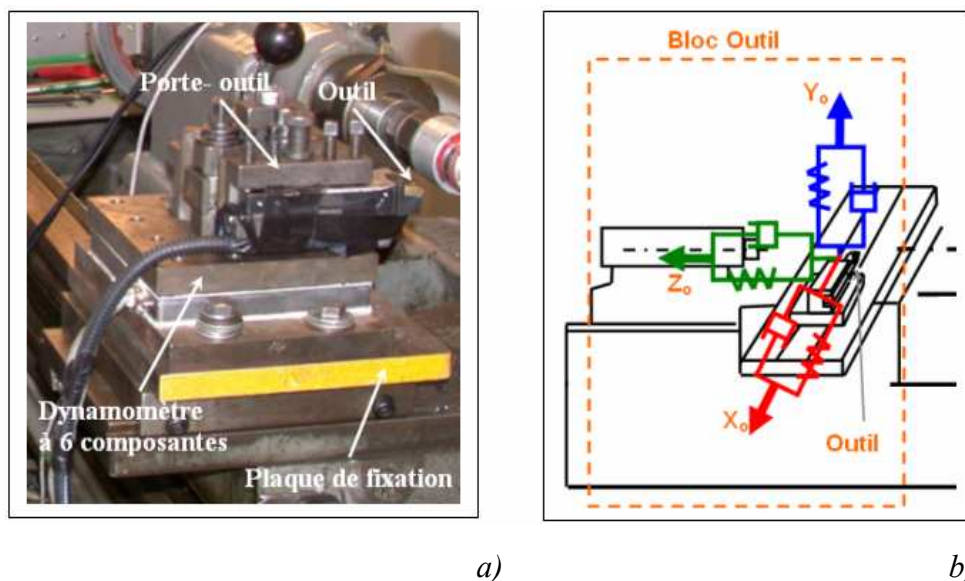


figure II-3 : Représentation du **BO**.

Pour caractériser le **BO** nous déterminons les masses, les amortissements et les raideurs équivalentes dans les trois directions (figure II-3.a, b).

II.1.3 Définition du BP

La partie Bloc-Pièce (**BP**) est composée du porte-pièce, de la pièce et de la broche (figure II-7).

La pièce est considérée rigide, devant le reste des éléments du **BP**. Un ensemble (pièce, porte-pièce) est donc conçu très rigide, (figure II-4). La géométrie étant choisie, la déformation de la pièce doit être connue lors d'un effort imposé, constant, en fonction des différentes longueurs. Pour ce faire, la pièce est dimensionnée par optimisation de sa raideur.

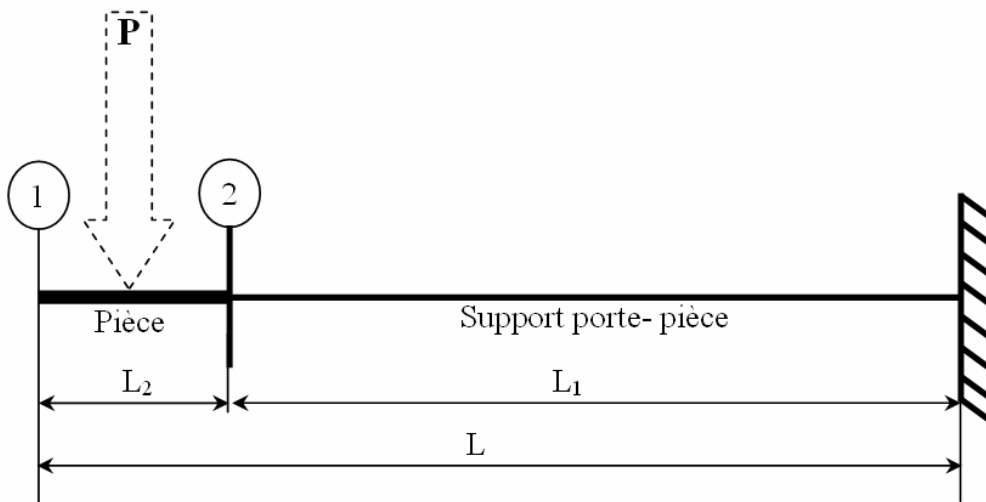


figure II-4 : Optimisation de support porte-pièce/ pièce.

Avec les relations (I.1) et (II.2), nous déterminons les valeurs des raideurs, figure II-5. Ces valeurs sont calculées pour différentes longueurs de support porte-pièce/pièce, avec un effort P de $1000N$, un module Young $E = 2,1 \cdot 10^5 N/mm^2$ et un moment d'inertie I déterminé pour un diamètre D de 60 mm :

$$\delta = \frac{P \cdot L^3}{3EI}, \quad (\text{II.1})$$

$$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64}. \quad (\text{II.2})$$

La figure II-5 représente les différentes déformations en fonction de la longueur du support porte-pièce.

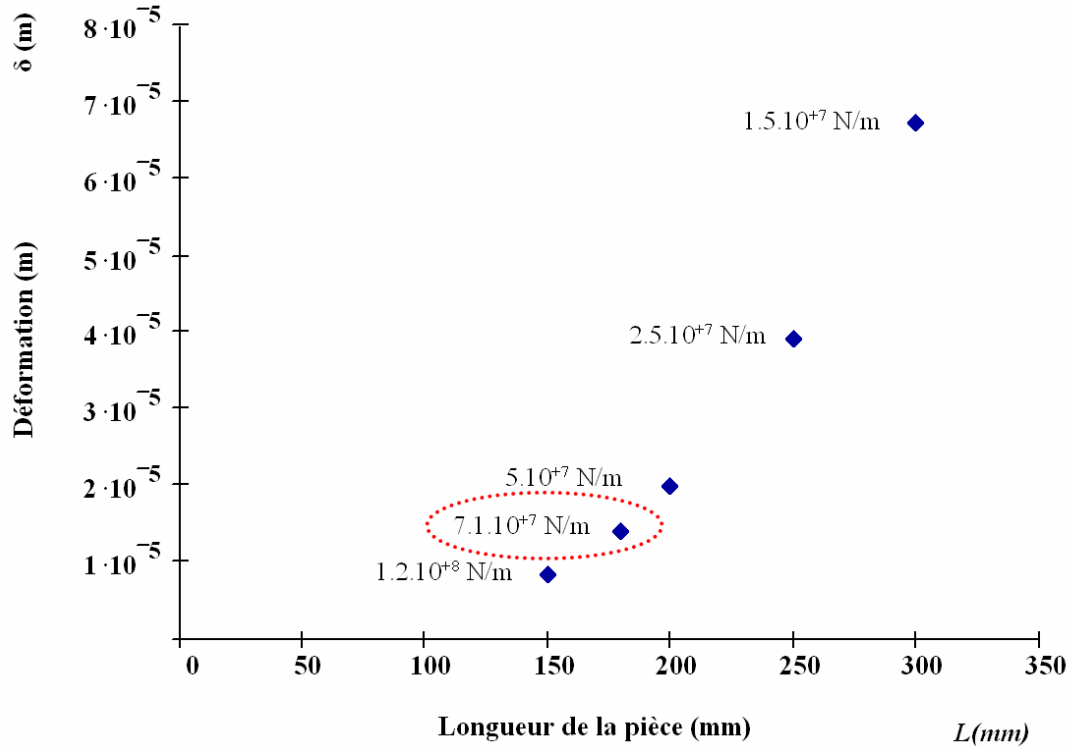


figure II-5 : Détermination des déformations pour différentes longueurs de support porte-pièce.

Compte tenu de la littérature portant sur les raideurs des machines-outils [Ispas et al, 1999], les dimensions suivantes sont choisies :

D (mm)	L (mm)	L ₁ (mm)	L ₂ (mm)
120	180	150	30

tableau II-1 : Dimensionnement de la pièce du support pièce.

La géométrie complète choisie pour obtenir une raideur pièce très importante est présentée sur la figure II-7-a.

Pour ces dimensions, la valeur de la raideur est de $7,1 \cdot 10^7 N/m$. Elle représente la valeur la plus importante de la plage des raideurs des tours, comprise entre $2 \cdot 10^7$ et $10 \cdot 10^7 N/m$ [Konig et al, 1997], [Koenigsberger et al, 1970] (figure II-6).

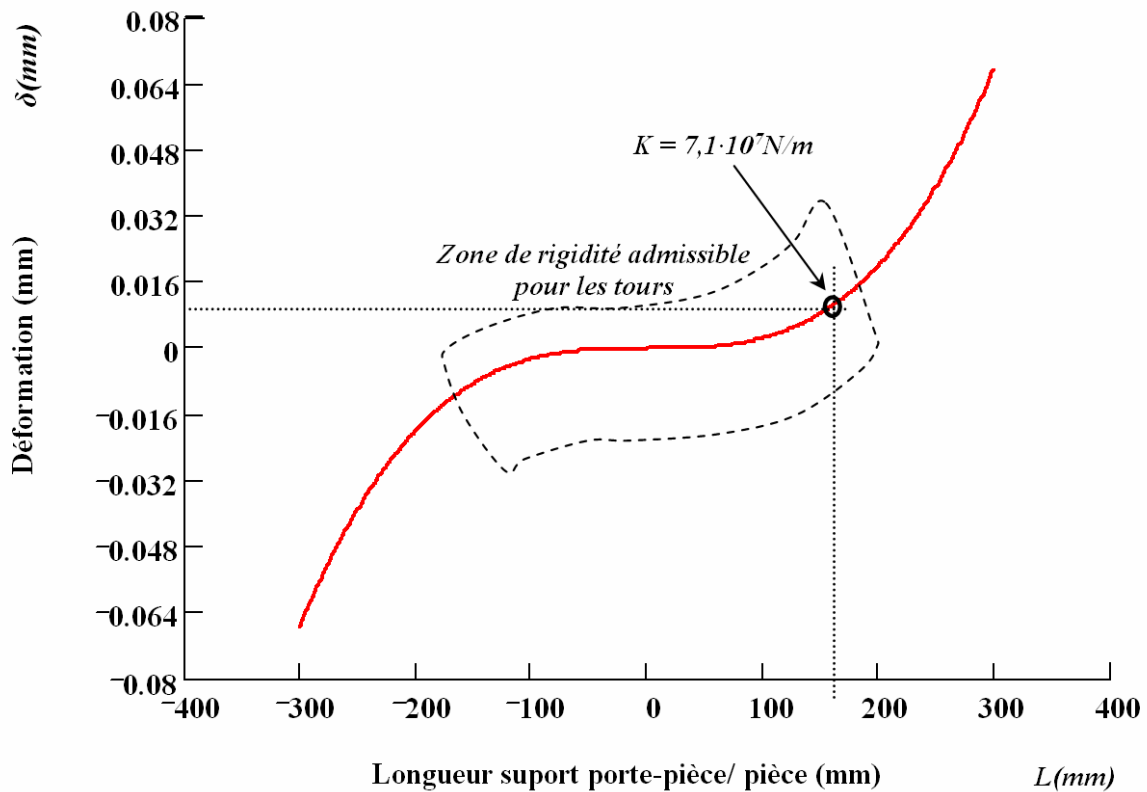
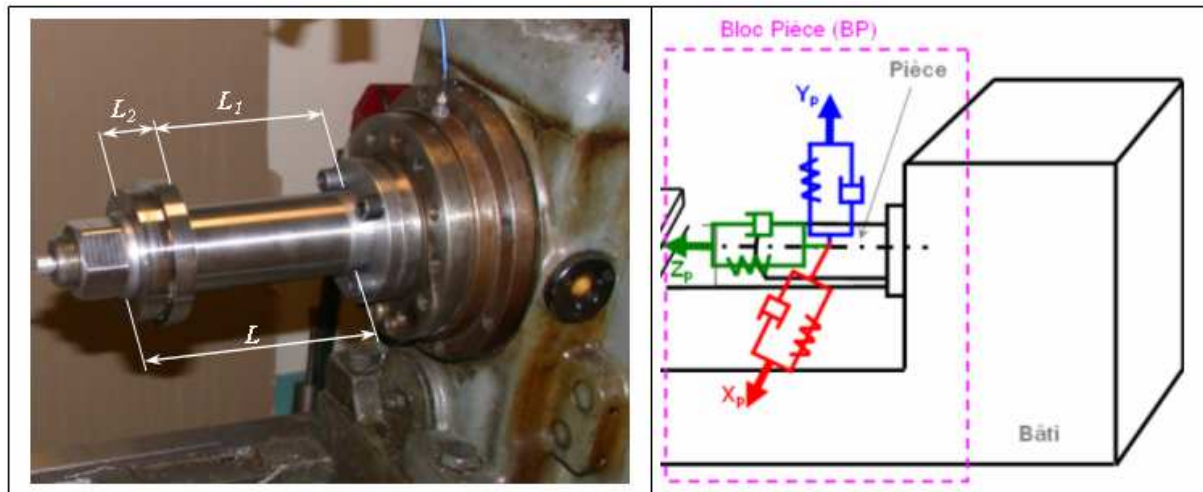


figure II-6 : Représentation de l'optimisation de la pièce.

Avec cette étude de conception, nous réalisons une configuration de porte-pièce qui confère une rigidité élevée à la partie **BP**.



a)

b)

figure II-7 : Représentation de la partie **BP**.

Pour intégrer l'interaction **BO** et **BP** dans la modélisation nous devons connaître le comportement de ces deux parties. Pour caractériser le **BP**, nous déterminons les masses, les amortissements et les raideurs équivalentes dans les trois directions (figure II-7.a, b).

II.2 Caractérisation statique du système usinant

Rappelons que le système usinant est soumis à trois types d'analyse expérimentale. La première est une analyse statique. Elle concerne la détermination des raideurs du système. Elle est suivie d'une analyse dynamique fréquentielle à l'impact et d'une troisième, qui analyse le fonctionnement dynamique de la machine à vide, pour déterminer les spectres des fréquences du système en dehors du processus de coupe.

II.2.1 Caractérisation statique du système usinant

Les essais statiques, consistent à charger et à mesurer les déplacements des différents blocs **BO** et **BP** suivant les trois directions. Nous déterminons les raideurs tridimensionnelles du système usinant : les raideurs des systèmes **BO** et **BP**. Les efforts appliqués sont quantifiés à l'aide d'un capteur de force agissant suivant les trois directions x, y, z (respectivement, axe radial, axe de coupe, axe d'avance). Le torseur des petits déplacements est mesuré par 6 capteurs de micro-déplacement unidirectionnel.

II.2.1.1 Matrice globale de raideurs

Pour la caractérisation statique du système usinant, nous déterminons le comportement élastique de celui-ci et les paramètres qui influencent l'apparition des vibrations lors de la coupe. Un protocole expérimental est mis en place pour fournir au modèle les raideurs nécessaires et, dans le même temps, pour corrélérer les efforts et la position du plan de déplacement lors de la coupe.

La méthode expérimentale retenue est basée sur le développement matriciel exposé dans [Robinson, 1971]. La déformation d'un élément de structure est représentée par les déplacements des nœuds déterminant cet élément. Aux déplacements qui agissent en ces nœuds dans l'élément, correspondent des « *forces associées* ». La matrice de transformation qui relie les déplacements généralisés d'un élément aux *forces associées* sur l'élément est la matrice de rigidité ou matrice de raideur de l'élément. De la même façon la matrice qui relie les déplacements généralisés de la structure aux forces discrètes généralisées appliquées est la matrice de raideur de la structure dite simplement « *matrice de raideur* ».

Par hypothèse, les déplacements de la structure sont rapportés au système de coordonnées de celle-ci. En chaque nœud, nous considérons qu'il existe au maximum six degrés de liberté : les déplacements de translation dans la direction des axes x, y, z et les déplacements de rotation par rapport à des axes parallèles aux axes x, y, z .

La loi de Hooke est supposée applicable, les déplacements d'un élément rapportés à ses axes de coordonnées particuliers, ou à ceux de la structure, sont reliés aux forces associées de l'élément. Les déplacements des éléments sont dès lors reliés aux déplacements de la structure par l'équation matricielle :

$$[\delta_x] = [a][\Delta_\lambda], \quad (\text{II.3})$$

où $[\delta_x]$ est le système des déplacements généralisés des éléments, $[\Delta_\lambda]$ est celui des déplacements généralisés de la structure. A ce stade la structure est considérée comme libre dans l'espace et $[a]$ est une matrice d'assemblage ou matrice de transformation [**Robinson, 1971**]. Les déplacements pour l'ensemble de la structure sont donnés par :

$$q_\alpha = [K]\delta_\alpha, \quad (\text{II.4})$$

où $[K]$ est la matrice de raideur formée par assemblage et où toutes les forces et déplacements des éléments sont respectivement compris dans les matrices $[q_\alpha]$ et $[\delta_\alpha]$; soit d'après (II.3) et (II.4) :

$$[q_\alpha] = [k][a][\Delta_\lambda]. \quad (\text{II.5})$$

Nous formons directement la matrice de rigidité de la structure considérée entièrement libre si les forces et les déplacements des éléments sont donnés relativement aux axes de coordonnées de la structure [**Pestel et al, 1963**] du fait de l'hypothèse de proportionnalité entre les forces et les déplacements ceux-ci sont reliés par les équations du type (II.5). Du fait de l'hypothèse de proportionnalité entre les forces et les déplacements ceux-ci sont reliés par les équations suivantes :

$$[q] = [k][\Delta]. \quad (\text{II.6})$$

Cette démarche mathématique acquise, nous passons à la phase expérimentale pour caractériser les systèmes **BO** et **BP**.

II.2.1.2 Méthode expérimentale

En accord avec la relation ci-dessus, nous introduisons les notations :

$$\{T\} = [K] \cdot \{D\}, \quad (\text{II.7})$$

où $\{T\}$ représente le torseur des actions mécaniques, $[K]$ la matrice des raideurs et $\{D\}$ le torseur des petits déplacements. Exploitions ceci pour les deux parties **BO** et **BP**.

II.2.1.3 Bloc Outil

II.2.1.3.1 Matrice des raideurs statiques

Nous déterminons le torseur des petits déplacements $\{D\}$ et le torseur des actions mécanique $\{T\}$, pour déduire la matrice de raideur complète $[K]$ ou son inverse $[Co]$ la matrice de complaisance (souplesse) du système et la loi de comportement prend la forme :

$$\{D\} = [Co] \{T\} \quad (\text{II.8})$$

La méthode utilisée est simple et permet d'obtenir facilement le torseur des petits déplacements et celui des actions mécaniques. Le système considéré est un cube (figure II-8). Les déplacements sont mesurés par 6 capteurs de déplacements unidirectionnels avec deux capteurs positionnés symétriquement sur chaque direction. La force appliquée sur chaque direction en trois points différents, est mesurée par un capteur de force. Les coordonnées de chaque point de chargement sont connus par rapport au centre O du cube. Ceci permet pour chaque force appliquée de déterminer le moment et donc le torseur complet des actions mécanique $\{T\}$ décrit par:

$$\{T\} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \\ M_{xo} \\ M_{yo} \\ M_{zo} \end{bmatrix}_O \quad (\text{II.9})$$

•

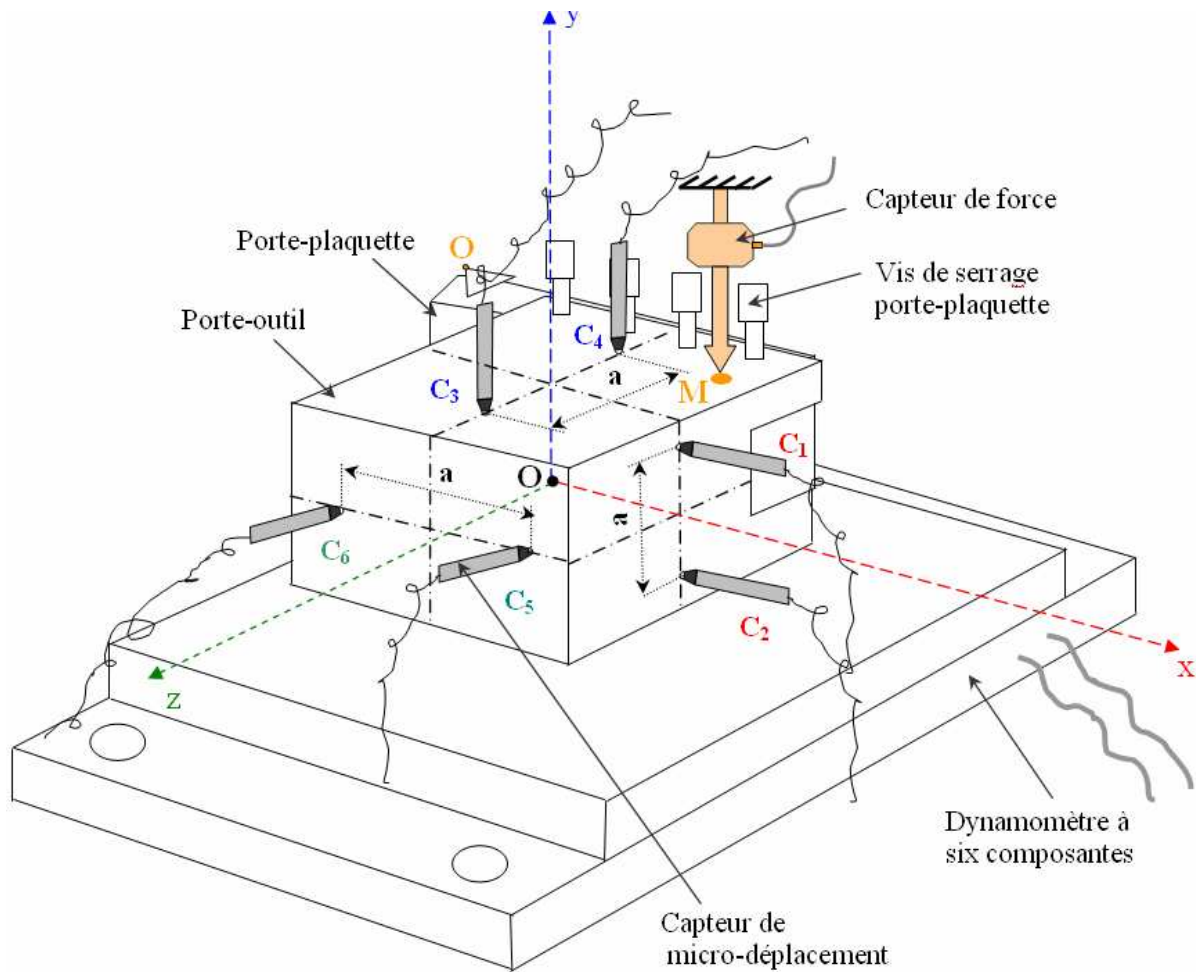


figure II-8 : Protocole expérimental pour la caractérisation statique du **BO**.

Par hypothèse, nous considérons que les déplacements induits sont des déplacements de corps solide et les rotations sont faibles (inférieures à 10^{-3} rad). L'ensemble des déplacements peut être représenté par des torseurs de petits déplacements qui sont liés aux torseurs de chargement à l'aide de la matrice de complaisance. L'hypothèse des petits déplacements (figure II-9) est utilisée pour déterminer les composantes du torseur des petits déplacements $\{D\}$, constitué des rotations ρ_x, ρ_y, ρ_z et des déplacements $\varepsilon_{x_0}, \varepsilon_{y_0}, \varepsilon_{z_0}$:

$$\{D\} = \begin{bmatrix} \rho_x \\ \rho_y \\ \rho_z \\ \varepsilon_{x_0} \\ \varepsilon_{y_0} \\ \varepsilon_{z_0} \end{bmatrix}_O \quad (\text{II.10})$$

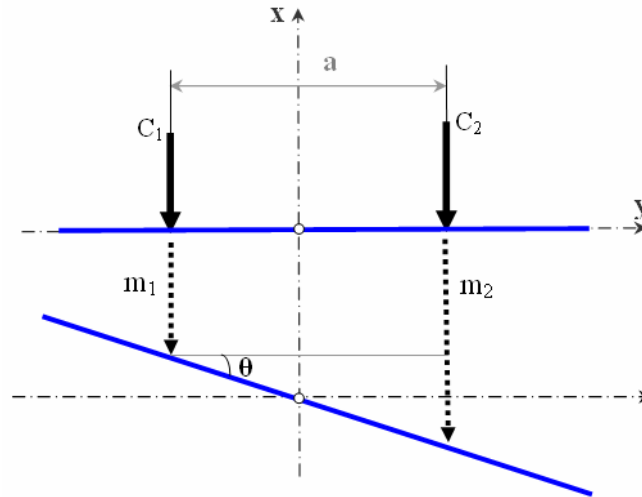


figure II-9 : Positionnement des capteurs à l'instant initial et mesures après chargement.

D'après le schéma de la figure II-9, les déplacements sont déterminés, suivant chaque direction par :

$$m = \frac{m_1 + m_2}{2}, \quad (\text{II.11})$$

et les rotations par :

$$\tan(\theta) \cong (\theta) = \left(\frac{m_2 - m_1}{a} \right). \quad (\text{II.12})$$

De ces relations sont déduit le torseur des petits déplacements. Le système qui le caractérise est :

$$\{D\} = [A].\{m\}, \quad (\text{II.13})$$

avec :

$[A]$ la matrice associée au système d'équations,

$\{D\}$ le torseur des petits déplacements,

$\{m\}$ le torseur des mesures des déplacements suivant les six capteurs,

soit :

$$\begin{bmatrix} \rho_x \\ \rho_y \\ \rho_z \\ \varepsilon_{x_0} \\ \varepsilon_{y_0} \\ \varepsilon_{z_0} \end{bmatrix}_O = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \frac{-1}{a} & \frac{1}{a} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{-1}{a} & \frac{1}{a} \\ \frac{-1}{a} & \frac{1}{a} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2} & \frac{1}{2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} m_1 \\ m_2 \\ m_3 \\ m_4 \\ m_5 \\ m_6 \end{bmatrix}. \quad (\text{II.14})$$

Les essais sont effectués pour chaque direction de mesure, x, y et z. Les déplacements et les rotations sont mesurés lorsque la force est appliquée.

La force imposée est contrôlée à l'aide d'un capteur d'effort unidirectionnel et d'un afficheur électronique, tandis que le torseur complet et le torseur des petits déplacements sont enregistrés par une chaîne de mesures implémentée sous le logiciel Labview.

Dans les figure II-10 à figure II-12, sont présentés les trois types de dispositifs expérimentaux, correspondant à chaque direction de chargement.

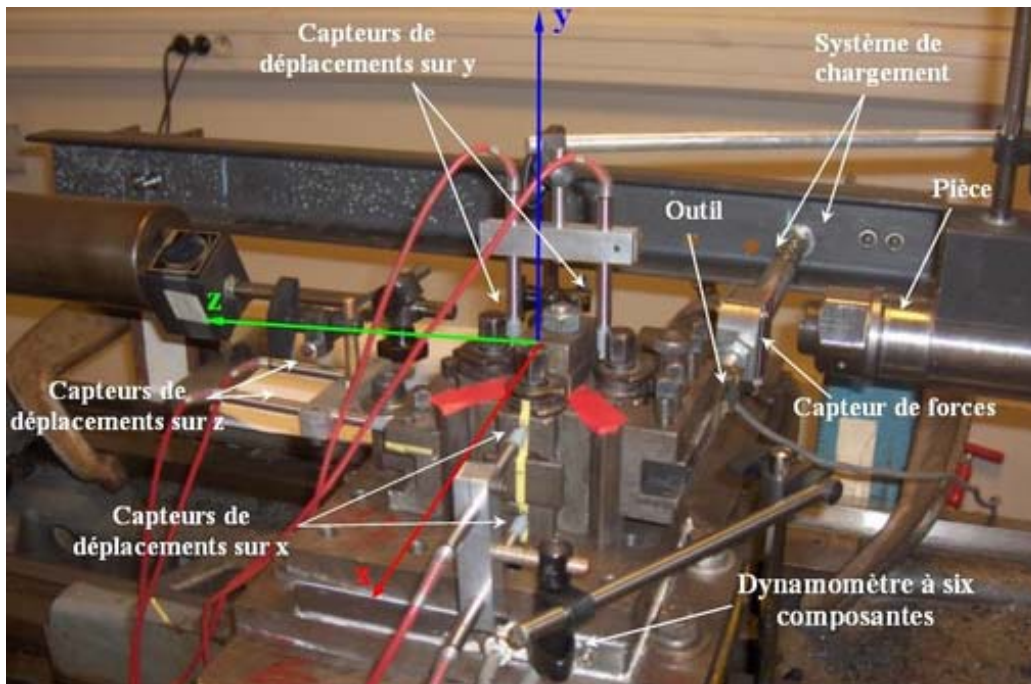


figure II-10 : Chargement sur x.

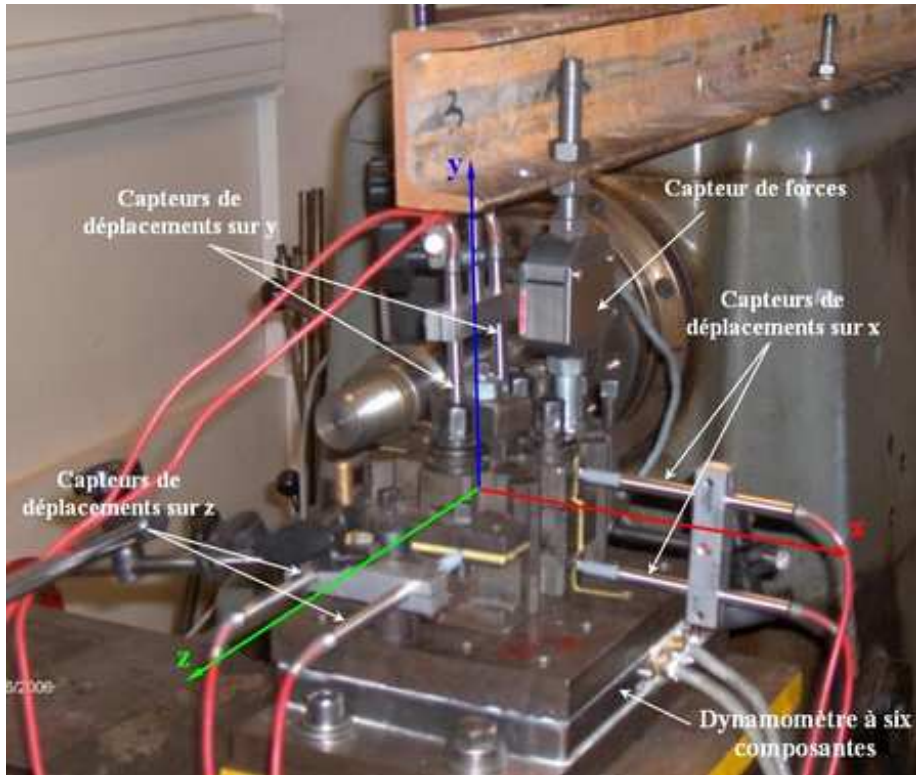


figure II-11 : Chargement sur y.

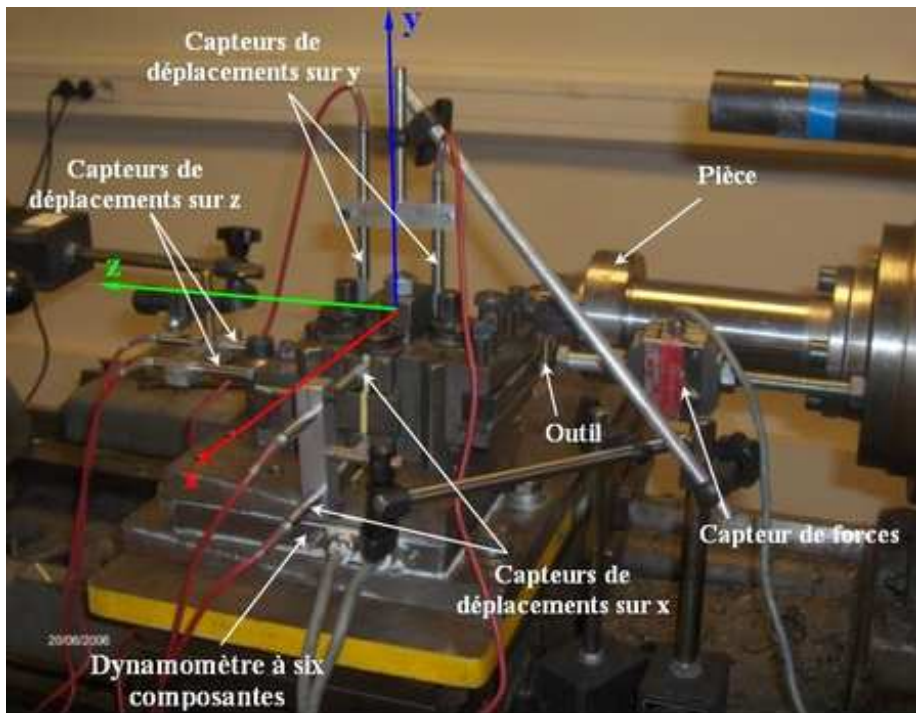


figure II-12 : Chargement sur z.

La force de poussée est mesurée. Ce chargement est effectué par paliers de 20-30 daN jusqu'à (chargement) ou à partir (déchargement) du niveau de 200 daN (annexe du chapitre II), et ce, de la même manière pour chaque essai. L'étalonnage de la platine est effectué à chaque essai. Nous réalisons l'identification des paliers correspondant à la force exercée et nous mesurons les déplacements et les rotations (relation VI-2 de l'annexe du chapitre II).

Les 6 composantes du torseur de déplacements sont calculées à partir de ces 6 mesures. Pour exploiter au mieux les mesures, les courbes de déplacements sont tracées en fonction de la force appliquée en un point particulier, correspondant à chaque direction de charge. Une droite des moindres carrés est ajustée pour déterminer les valeurs des composantes des déplacements pour une force donnée. Pour 6 cas de chargement nous déterminons, 6 torseurs de petits déplacements « lissés ». Or le système usinant est constitué d'une multitude d'assemblages et de jeux. Des comportements non linéaires apparaissent, en particulier de l'hystérésis est détectée entre les courbes de charge-décharge due aux forces de frottement existantes dans chaque assemblage. Remarquons que cette non-linéarité apparaît plus spécifiquement sur certaines directions de chargement.

Dans la littérature, de nombreuses recherches ont été menées sur la raideur du système usinant, en considérant un comportement linéaire du système. Mais l'apparition des comportements non-linéaires provoqués par l'action de toutes les forces de frottement existantes dans chaque assemblage au contact des surfaces des pièces, du système exploité provoquent des difficultés de caractérisation statique du **BO**.

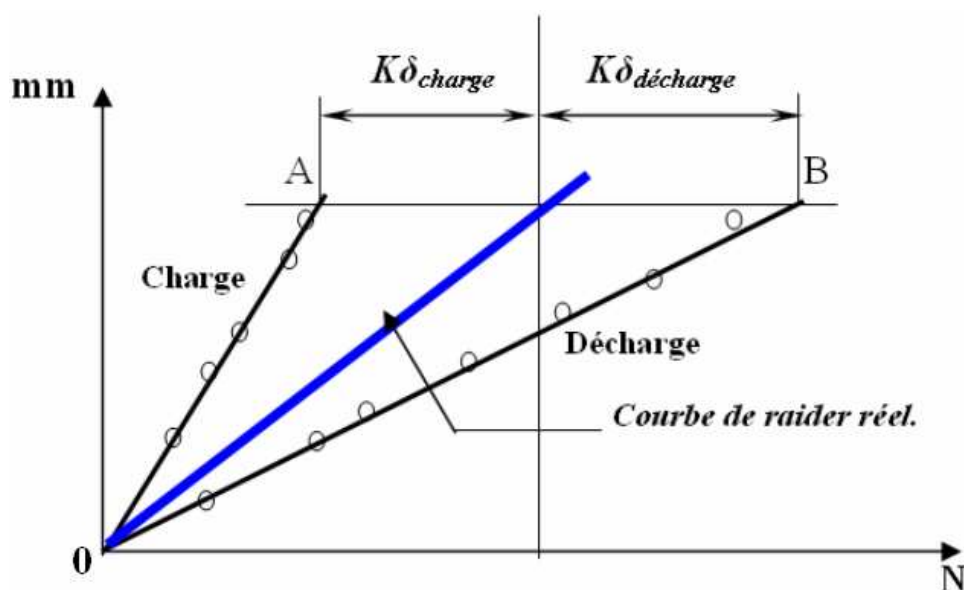


figure II-13 : Évaluation du caractère non-linéaire du **BO**.

Quand de l'hystérésis apparaît, nous utilisons la droite bleue (figure II-13) qui passe par le milieu du segment AB (OA charge – OB décharge). C'est la droite dont la pente représente la raideur « réelle ». Le segment AB correspond au double de l'effort de frottement pour la déformation δ , [Kudinov, 1970].

De l'exploitation de la méthode des moindres carrées pour les deux matrices et de l'évaluation de la courbe de déplacements, nous déduisons le torseur des actions mécaniques et le torseur des petits déplacements.

Par ailleurs nous avons évalué les incertitudes des mesures pour le dynamomètre à $\pm 5\text{N}$ et pour les capteurs des déplacements à $\pm 2\mu\text{m}$.

La construction effective de ces deux torseurs est réalisée lors des chargements en six points des coordonnées connues suivant des directions connues (figure II-14). Dans ces conditions, nous relevons les déplacements des six points, et déduisons le torseur des petits déplacements.

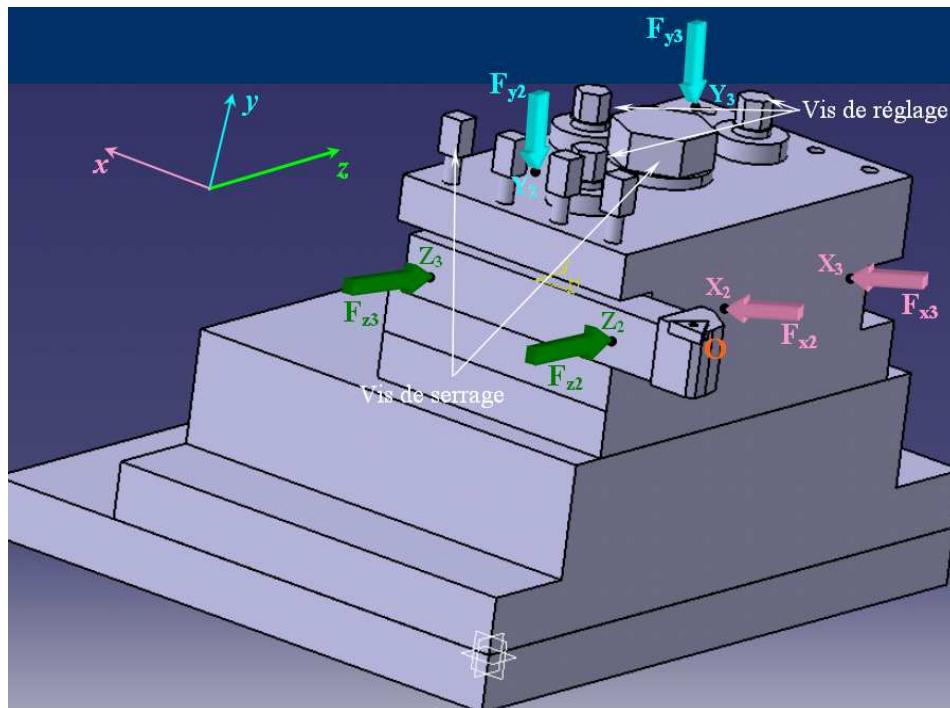


figure II-14 : Points de chargement suivant chaque directions.

L'assemblage de la matrice des torseurs d'actions mécaniques lors des chargements en des points spécifiques, est :

$$\begin{matrix}
 & \begin{pmatrix} X_2 & X_3 & Y_2 & Y_3 & Z_2 & Z_3 \end{pmatrix} \\
 [T] = & \begin{bmatrix} F_{xx_2} & F_{xx_3} & F_{xy_2} & F_{xy_3} & F_{xz_2} & F_{xz_3} \\
 F_{yx_2} & F_{yx_3} & F_{yy_2} & F_{yy_3} & F_{yz_2} & F_{yz_3} \\
 F_{zx_2} & F_{zx_3} & F_{zy_2} & F_{zy_3} & F_{zz_2} & F_{zz_3} \\
 M_{xx_2} & M_{xx_3} & M_{xy_2} & M_{xy_3} & M_{xz_2} & M_{xz_3} \\
 M_{yx_2} & M_{yx_3} & M_{yy_2} & M_{yy_3} & M_{yz_2} & M_{yz_3} \\
 M_{zx_2} & M_{zx_3} & M_{zy_2} & M_{zy_3} & M_{zz_2} & M_{zz_3} \end{bmatrix}
 \end{matrix} \quad (II.15)$$

La matrice des torseurs des petits déplacements aux mêmes points est ;

$$\begin{matrix}
 & \begin{pmatrix} X_2 & X_3 & Y_2 & Y_3 & Z_2 & Z_3 \end{pmatrix} \\
 [T] = & \begin{bmatrix} \rho_{xx_2} & \rho_{xx_3} & \rho_{xy_2} & \rho_{xy_3} & \rho_{xz_2} & \rho_{xz_3} \\
 \rho_{yx_2} & \rho_{yx_3} & \rho_{yy_2} & \rho_{yy_3} & \rho_{yz_2} & \rho_{yz_3} \\
 \rho_{zx_2} & \rho_{zx_3} & \rho_{zy_2} & \rho_{zy_3} & \rho_{zz_2} & \rho_{zz_3} \\
 \varepsilon_{xx_2} & \varepsilon_{xx_3} & \varepsilon_{xy_2} & \varepsilon_{xy_3} & \varepsilon_{xz_2} & \varepsilon_{xz_3} \\
 \varepsilon_{yx_2} & \varepsilon_{yx_3} & \varepsilon_{yy_2} & \varepsilon_{yy_3} & \varepsilon_{yz_2} & \varepsilon_{yz_3} \\
 \varepsilon_{zx_2} & \varepsilon_{zx_3} & \varepsilon_{zy_2} & \varepsilon_{zy_3} & \varepsilon_{zz_2} & \varepsilon_{zz_3} \end{bmatrix}
 \end{matrix} \quad (II.16)$$

Lorsque la matrice des torseurs des petits déplacements et la matrice des torseurs d'actions mécaniques sont déterminées, la matrice des complaisances du système est déduite, en employant la relation (II.8) d'où :

$$[C_0] = \begin{bmatrix} 1.4 \cdot 10^{-6} & 1.4 \cdot 10^{-6} & 8.9 \cdot 10^{-7} & -9.6 \cdot 10^{-7} & -4.6 \cdot 10^{-7} & -4.4 \cdot 10^{-8} \\
 6.4 \cdot 10^{-7} & -6.4 \cdot 10^{-7} & 7.9 \cdot 10^{-7} & -7.8 \cdot 10^{-7} & -3.6 \cdot 10^{-7} & -4.4 \cdot 10^{-7} \\
 -7.6 \cdot 10^{-7} & 3.8 \cdot 10^{-7} & 1.8 \cdot 10^{-7} & -1.8 \cdot 10^{-7} & -4.4 \cdot 10^{-7} & -3.8 \cdot 10^{-8} \\
 -3.6 \cdot 10^{-7} & -2.8 \cdot 10^{-7} & 9.3 \cdot 10^{-8} & -9.3 \cdot 10^{-8} & -3.4 \cdot 10^{-7} & -8.9 \cdot 10^{-8} \\
 1.8 \cdot 10^{-7} & -1 \cdot 10^{-6} & 9.7 \cdot 10^{-8} & 6.3 \cdot 10^{-8} & 8.6 \cdot 10^{-8} & -8.6 \cdot 10^{-8} \\
 4.5 \cdot 10^{-6} & -3.6 \cdot 10^{-6} & 2.4 \cdot 10^{-8} & -7.2 \cdot 10^{-7} & -6.4 \cdot 10^{-8} & 6.4 \cdot 10^{-8} \end{bmatrix} \quad (II.17)$$

La matrice de raideur globale $[K]$ est calculée à partir de cette matrice des complaisances expérimentales. C'est une matrice 6×6 constituée de 4 sous matrices dont les termes ont des grandeurs physiques différentes,

$$[K] = \begin{bmatrix} \left[\frac{N}{rad} \right] & \left[\frac{N}{m} \right] \\ \left[\frac{Nm}{rad} \right] & \left[\frac{Nm}{m} \right] \end{bmatrix}, \quad (II.18)$$

soit :

$$[K] = \begin{bmatrix} \begin{matrix} & N/rad & & & & \\ -5.10^6 & -7.7.10^6 & 2.9.10^6 & 6.7.10^6 & 8.7.10^5 & -3.4.10^6 \\ 5.10^6 & 7.8.10^6 & -3.10^6 & -7.5.10^6 & -3.3.10^5 & 1.7.10^6 \\ 2.7.10^6 & 4.10^6 & 5.8.10^6 & -1.4.10^6 & -1.7.10^6 & 1.3.10^7 \\ -1.8.10^6 & -2.8.10^6 & -7.10^6 & 1.5.10^6 & -1.6.10^6 & -1.2.10^7 \\ 1.7.10^6 & 2.10^6 & 4.6.10^6 & 1.5.10^6 & -4.7.10^5 & 5.8.10^6 \\ 1.10^6 & 1.4.10^6 & -7.4.10^5 & -1.9.10^6 & -2.10^5 & 1.7.10^6 \end{matrix} \end{bmatrix}. \quad (II.19)$$

La matrice $[K]$ d'un système « parfait » est diagonale, et les termes sont des raideurs, donc des grandeurs physiques en N/m . Ici la matrice $[K]$ obtenue est constituée de termes correspondant à des raideurs linéaires en N/m et à des raideurs angulaires mesurées en Nm/rad . Il y a aussi des termes de couplages mesurés en N/rad et Nm/m . Ces deux dernières grandeurs physiques ne sont pas prises en compte. Nous concentrons nos efforts sur les deux premières raideurs, raideur linéaire et angulaire. La partie raideur linéaire est nécessaire au calage du modèle dynamique.

L'existence de ces forts couplages sur le comportement élastique du système, est due à la configuration du **BO**. Le protocole expérimental conduit également à l'obtention de la matrice de raideur (3 lignes et 3 colonnes), la « raideur linéaire » qui a comme unité le N/m , est nécessaire pour caler le modèle.

L'exploitation de la méthode des moindres carrés permet aussi d'évaluer les écarts composante par composante, entre la charge supposée appliquée (l'étalon), et la charge calculée d'après les mesures et la matrice optimale relation VI-5 de l'annexe du chapitre II.

Une matrice des erreurs est déterminée pour la matrice de raideur :

$$K_{erreurs} (\%) = \begin{bmatrix} 0.1 & 0.7 & 3.8 & 2.3 & 5.7 & 1.7 \\ 0.6 & 1.4 & 1.2 & 2.5 & 3.3 & 2.5 \\ 4.3 & 1.2 & 0.05 & 4.4 & 0.1 & 4.7 \\ 0.4 & 0.1 & 0.1 & 0.7 & 1 & 2.2 \\ 0.1 & 0.1 & 0.05 & 0.4 & 0.1 & 0.3 \\ 0.1 & 0.2 & 0.3 & 1.3 & 1.2 & 3.1 \end{bmatrix}. \quad (\text{II.20})$$

II.2.1.3.2 Comportement dynamique du BO

Dans la majorité des processus dynamiques, la liaison entre le processus et le système élastique se manifeste par l'action de la force générée lors de l'enlèvement de matière. Plus exactement la déformation plastique du matériau enlevé sous forme de copeaux génère les forces et les moments de coupe. Cette déformation est liée au processus qui a lieu sur les surfaces de l'outil en contact avec le copeau et la pièce, et donc avec le *système usinant POM*.

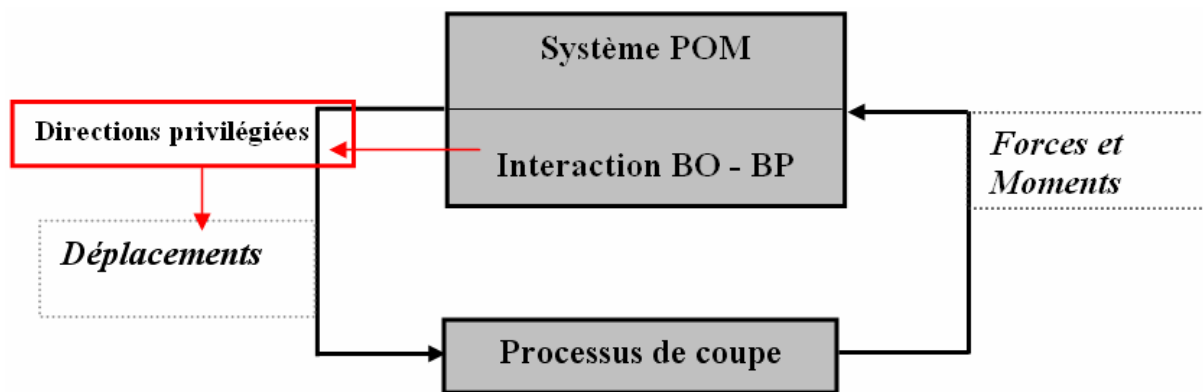


figure II-15 : Diagramme de comportement dynamique du *POM*.

La trace du comportement statique de la structure, le comportement statique du **BO** et du **BP**, est identifiable sur le comportement dynamique par l'interaction de **BO – BP**. Des directions privilégiées du système élastique influencent les directions principales du mouvement de l'outil lors de la coupe.

Cette étude se concentre sur la caractérisation en statique du système usinant dans le but d'analyser les phénomènes complexes et non linéaires qui influencent le caractère dynamique de l'outil pendant la coupe.

Le principe est de trouver un outil qui permet de donner une réponse sur le comportement élastique du système, et de trouver les directions privilégiées des déplacements dans le cas 3D.

Des auteurs [Deacu et al, 1977], [Kudinov, 1970] mettent en évidence que la structure dynamique d'une machine-outil, ou d'une partie de cet ensemble, présente des directions, qui, en fonction de la répartition des masses et des configurations géométriques, a un comportement soit très raide, soit très élastique.

Connaissant la disposition des éléments de mesures et le protocole qui fournit des informations 3D, nous déterminons le centre de rotation. Pour ce faire, nous considérons l'outil comme faisant partie intégrante de la partie **BO**. Par la suite les points de chargement (figure II-14) sont choisis de manière à avoir une réponse propre du système à la force imposée, comme cela est présenté dans la figure II-18.

Le comportement élastique lors de la coupe doit être étudié pour tout l'ensemble **BO** et pas seulement pour l'outil.

Le système élastique du **BO** est schématisé par un système possédant un centre de rotation, ou centre de raideur (CR_{BO}) du système **BO** [Marinescu et al, 2002].

La méthode employée pour chercher le CR_{BO} consiste à trouver les points d'intersection suivant chaque direction lors des chargements appliqués. Comme chaque point est situé dans un plan, trois plans sont définis. Le point d'intersection des perpendiculaires à chaque plan définit le centre de raideur CR_{BO} .

Les essais sont réalisés dans chaque direction à partir d'un chargement (F). Deux points sont choisis sur chaque direction sur la direction du **BO**. La pointe de l'outil est le point de $O(0, 0, 0)$ coordonnées figure II-14. En chaque point de chargement est définis un vecteur des déplacements (D) à partir des coordonnées de chaque point repéré par rapport à la pointe de l'outil. Par exemple, pour le point de chargement $X_2 = (X_{2x}, X_{2y}, X_{2z})$, nous avons le vecteur $\overline{D}_{2x} = (\varepsilon_{2xx}, \varepsilon_{2xy}, \varepsilon_{2xz})$. Ensuite pour chaque direction, nous déterminons les coordonnées du point et le vecteur déplacement correspondant. Nous obtenons ainsi :

$$\overrightarrow{D_{2x}} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{2xx} \\ \varepsilon_{2xy} \\ \varepsilon_{2xz} \end{bmatrix}; \overrightarrow{D_{3x}} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{3xx} \\ \varepsilon_{3xy} \\ \varepsilon_{3xz} \end{bmatrix}; \overrightarrow{X_2} = \begin{pmatrix} X_{2x} \\ X_{2y} \\ X_{2z} \end{pmatrix}; \overrightarrow{X_3} = \begin{pmatrix} X_{3x} \\ X_{3y} \\ X_{3z} \end{pmatrix}, \quad (\text{II.21})$$

- direction y :

$$\overrightarrow{D_{2y}} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{2yx} \\ \varepsilon_{2yy} \\ \varepsilon_{2yz} \end{bmatrix}; \overrightarrow{D_{3y}} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{3yx} \\ \varepsilon_{3yy} \\ \varepsilon_{3yz} \end{bmatrix}; \overrightarrow{Y_2} = \begin{pmatrix} Y_{2x} \\ Y_{2y} \\ Y_{2z} \end{pmatrix}; \overrightarrow{Y_3} = \begin{pmatrix} Y_{3x} \\ Y_{3y} \\ Y_{3z} \end{pmatrix}, \quad (\text{II.22})$$

- direction z :

$$\overrightarrow{D_{2z}} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{1zx} \\ \varepsilon_{1zy} \\ \varepsilon_{1zz} \end{bmatrix}; \overrightarrow{D_{3z}} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{3zx} \\ \varepsilon_{3zy} \\ \varepsilon_{3zz} \end{bmatrix}; \overrightarrow{Z_2} = \begin{pmatrix} Z_{2x} \\ Z_{2y} \\ Z_{2z} \end{pmatrix}; \overrightarrow{Z_3} = \begin{pmatrix} Z_{3x} \\ Z_{3y} \\ Z_{3z} \end{pmatrix}. \quad (\text{II.23})$$

Maintenant cherchons l'intersection de chacun des deux vecteurs déplacements :

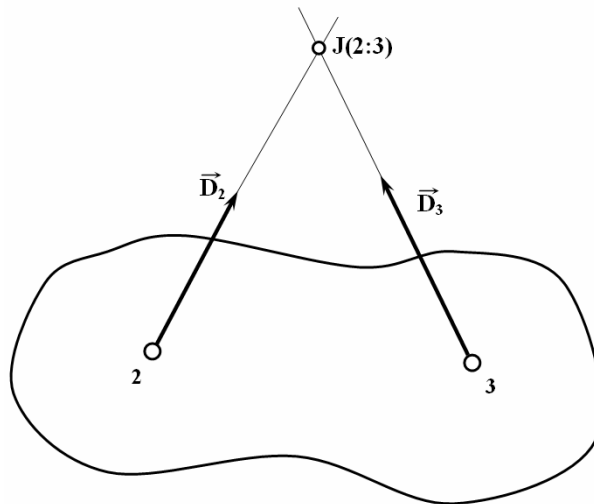


figure II-16 : L'intersection de deux vecteurs.

- sur x ;

$$\overrightarrow{A(e_x)} = \overrightarrow{X_2} + e_x \overrightarrow{D_{2x}}, \quad a(e_x) = \frac{\left| \left(\overrightarrow{A(e_x)} - \overrightarrow{X_3} \right) \wedge \overrightarrow{D_{3x}} \right|}{\left\| \overrightarrow{D_{3x}} \right\|}, \quad (\text{II.24})$$

- sur y ;

$$\overline{B(e_y)} = \overline{Y_2} + e_y \overline{D_{2y}}, \quad b(e_y) = \frac{\left| \left(\overline{B(e_y)} - \overline{Y_3} \right) \wedge \overline{D_{3y}} \right|}{\left\| \overline{D_{3y}} \right\|}, \quad (\text{II.25})$$

- sur z ;

$$\overline{C(e_z)} = \overline{Z_2} + e_z \overline{D_{2z}}, \quad c(e_z) = \frac{\left| \left(\overline{C(e_z)} - \overline{Z_3} \right) \wedge \overline{D_{3z}} \right|}{\left\| \overline{D_{3z}} \right\|}. \quad (\text{II.26})$$

Par application de la méthode des moindres carrés à (II.24), (II.25) et (II.26), par minimisation des : $a(e_x)$, $b(e_y)$, $c(e_z)$, nous trouvons les points d'intersection entre les vecteurs des déplacements correspondants à chaque direction de chargement $J_x(e_x)$ sur x, $J_y(e_y)$ sur y et $J_z(e_z)$ sur z.

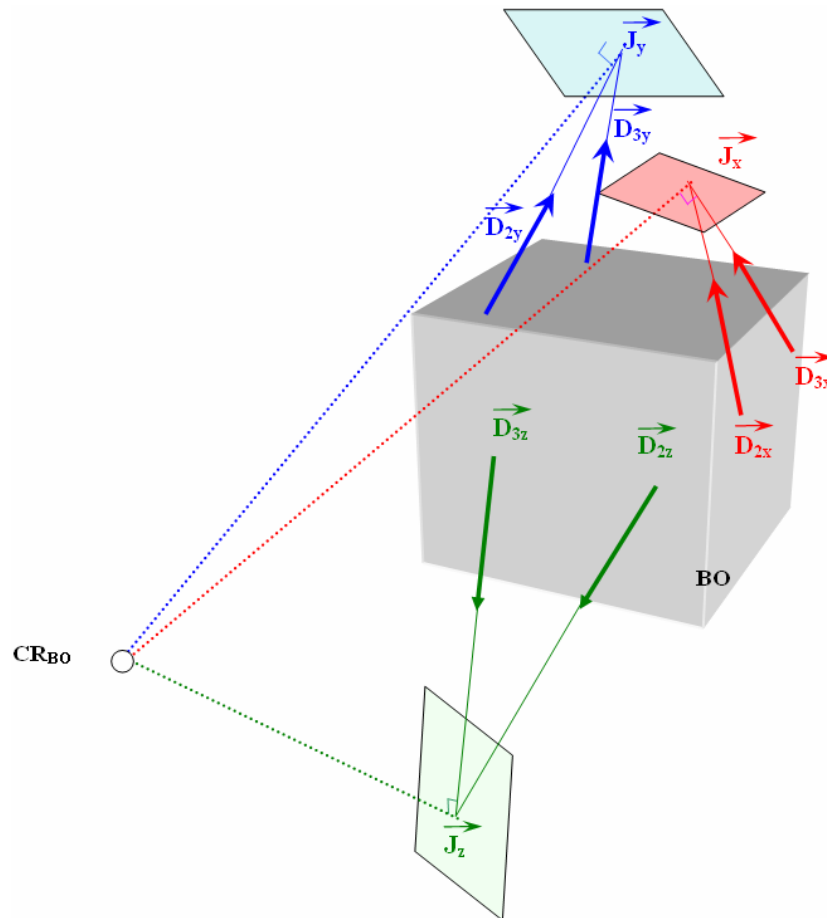


figure II-17 : Détermination du centre de raideur CR_{BO} .

Si la coupe est orthogonale, le point d'intersection de deux directions lors du chargement représente le centre de raideur [Kudinov, 1970]. Mais comme nous travaillons en coupe tridimensionnelle et que le comportement du système est aussi 3D, le centre de raideur doit englober toutes les directions.

Par cette méthode, nous déterminons la droite qui passe par la pointe de l'outil et par chaque point d'intersection suivant les trois directions, et ensuite les plans (π) formés par ces points et ces droites.

Pour déterminer les coordonnées du centre de raideur, nous écrivons le système d'équations à l'aide des perpendiculaires à ces plans (π) au point d'intersection correspondant à chaque direction. Le centre de raideur correspond au point d'intersection de ces perpendiculaires :

$$\begin{cases} (CR_{BO}(x, y, z) - J_x(e_x)) \cdot (J_x(e_x) - O) = 0 \\ (CR_{BO}(x, y, z) - J_y(e_y)) \cdot (J_y(e_y) - O) = 0 \\ (CR_{BO}(x, y, z) - J_z(e_z)) \cdot (J_z(e_z) - O) = 0 \end{cases} \quad (\text{II.27})$$

La résolution de ce système linéaire de 3 équations à 3 inconnues permet de définir le point d'intersection de ces perpendiculaires. Nous obtenons ainsi le centre de raideur ou de rotation du **BO**, noté CR_{BO} . Les valeurs de ce calcul sont présentées dans le tableau II-2.

Vu les valeurs de l'intersection suivant chaque axe, nous attribuons les décalages du point d'intersection aux erreurs de mesures, aux différentes hystérésis mis en jeu. Néanmoins les résultats obtenus par cette démarche expérimentale sont cohérents avec ceux de la littérature [Kudinov, 1970].

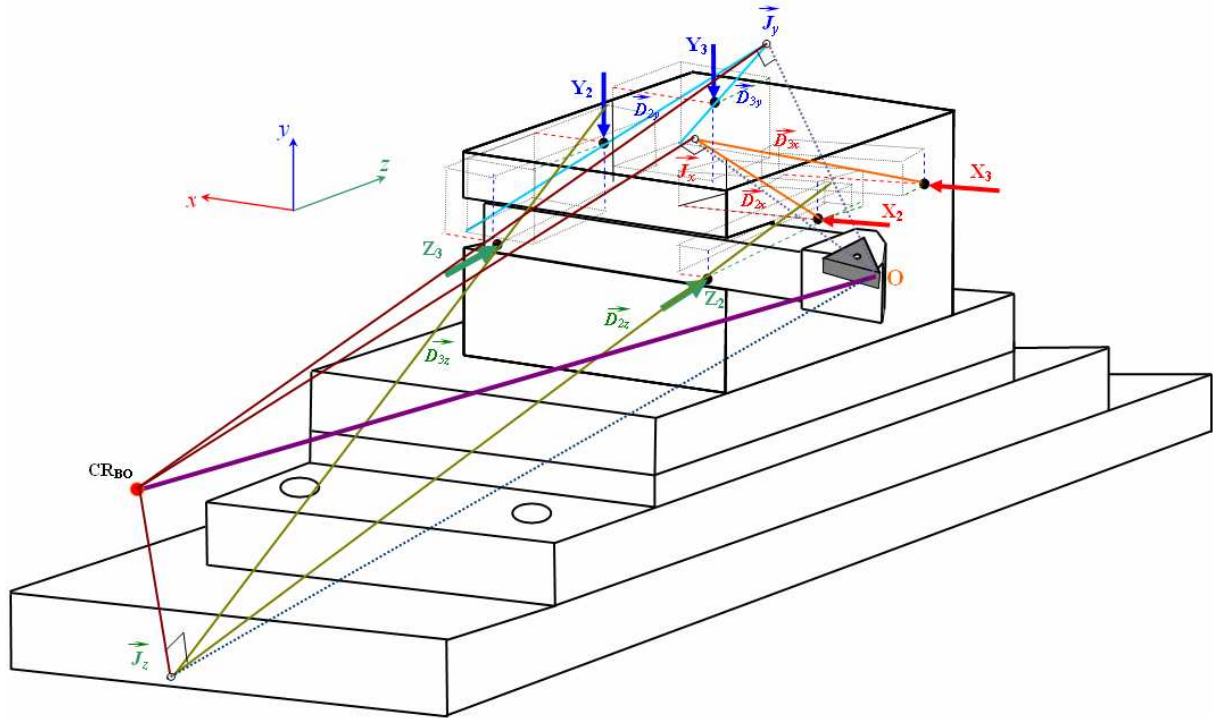


figure II-18 : Localisation du centre de raideur dans la partie **BO**.

Notons bien que ce type d'analyse expérimentale est réalisé dans des conditions tridimensionnelles, ce qui est nécessaire pour pouvoir expliciter par la suite le comportement dynamique de la coupe tridimensionnelle.

La méthode utilisée pour trouver le CR_{BO} à l'aide des déplacements est utilisée dans le cas des rotations.

La propriété d'orthogonalité, entre le vecteur déplacement ($\overline{d_{BO}}$) et le vecteur rotation ($\overline{\Omega_{BO}}$), est vérifiée expérimentalement :

$$\arccos \left(\frac{(\overline{d_{BO}}) \cdot (\overline{\Omega_{BO}})}{|\overline{d_{BO}}| \cdot |\overline{\Omega_{BO}}|} \right) = 92, \quad (\text{II.28})$$

avec $\overline{\varepsilon_{BO}}$ le vecteur déplacement minimum (figure I-19), qui lie le centre de raideur à la pointe de l'outil, et $\overline{\rho_{BO}}$ le vecteur rotation orthogonal au vecteur de déplacement.

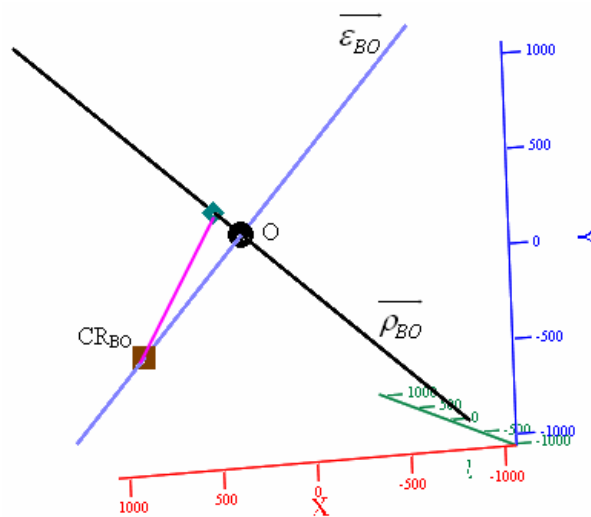


figure II-19 : Orthogonalité entre le vecteur déplacement ($\overrightarrow{d_{BO}}$) et le vecteur rotation ($\overrightarrow{\Omega_{BO}}$).

Direction	Point de chargement	Coordonnées du point (mm)	Vecteur déplacement (m)	Décalage d'intersection (m)	Point J intersection (m)	CR _{BO} (m)
x	X ₂	35	$9.1 \cdot 10^{-5}$	$1.8 \cdot 10^{-3}$	0.366 0.042 0.178	0.56
		-20	$1.7 \cdot 10^{-5}$			
		52	$3.4 \cdot 10^{-5}$			
	X ₃	35	$.8 \cdot 10^{-5}$			
		-20	$1.5 \cdot 10^{-5}$			
		117	$1.5 \cdot 10^{-5}$			
y	Y ₂	116	$2 \cdot 10^{-5}$	$1.7 \cdot 10^{-3}$	0.086 0.045 0.081	-0.58
		15	$-2 \cdot 10^{-5}$			
		56	$-2 \cdot 10^{-5}$			
	Y ₃	116	$.2 \cdot 10^{-5}$			
		15	$-1.3 \cdot 10^{-5}$			
		103	$9.8 \cdot 10^{-6}$			
z	Z ₂	45	$5.5 \cdot 10^{-6}$	$8.8 \cdot 10^{-4}$	0.033 -0.052 -0.257	-0.08
		-20	$6.5 \cdot 10^{-5}$			
		17	$5.5 \cdot 10^{-5}$			
	Z ₃	130	$3 \cdot 10^{-5}$			
		-20	$1 \cdot 10^{-5}$			
		6	$8.7 \cdot 10^{-5}$			

tableau II-2 : Valeurs lors de la détermination du centre de raideur CR_{BO}.

Nous réalisons aussi une vérification concernant le CR_{BO} en intégrant les points de l'outil, X_1, Y_1, Z_1 (figure II-20) combinés avec les autres points de chargement A responsable du non-alignement des points, le décalage d'intersection est plus grand que dans la première situation, où les points sont alignés sur une certaine direction.

Direction	Point de chargement	Coordonnées du point (mm)	Vecteur déplacement (m)	Décalage d'intersection (m)	Point J intersection (m)	CR_{BO} (m)
x	X_1	9	$9.5 \cdot 10^{-5}$	$3.4 \cdot 10^{-3}$	0.402	0.593
		2	$1.4 \cdot 10^{-5}$		0.047	
		12	$4.1 \cdot 10^{-5}$		0.185	
y	Y_1	2	$-8 \cdot 10^{-5}$	$5.1 \cdot 10^{-3}$	0.082	-0.554
		-12	$-6.5 \cdot 10^{-5}$		0.061	
z	Z_1	10	$.6 \cdot 10^{-5}$	$8.3 \cdot 10^{-3}$	0.031	-0.078
		-7	$2.4 \cdot 10^{-5}$		0.012	
		2	$8.5 \cdot 10^{-5}$		0.07	

tableau II-3 : Valeurs lors de la détermination du centre de raideur CR_{BO} avec intégration des points de chargement sur l'outil.

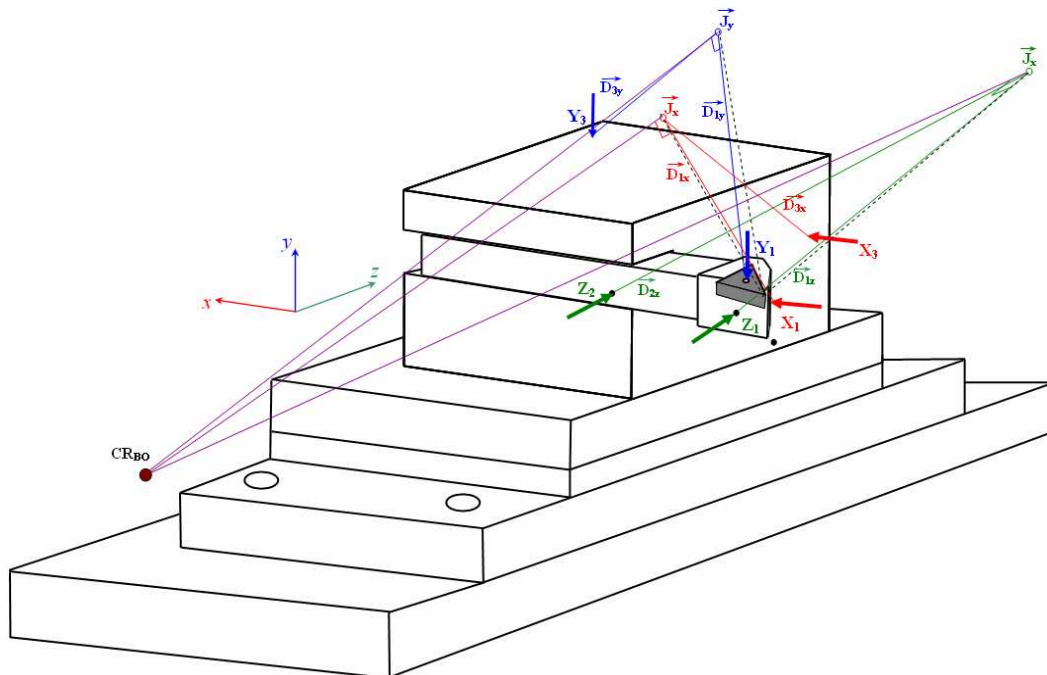


figure II-20 : Localisation du centre de raideur (CR_{BO}) en intégrant les points de chargement sur l'outil.

Maintenant, nous pouvons connaître la direction de la raideur qui passe par la pointe de l'outil et le centre de raideur du système CR_{BO} . La direction de raideur qui lie le CR_{BO} avec la pointe de l'outil représente la direction pour laquelle la valeur des raideurs est maximale et donc sa perpendiculaire est la direction pour laquelle la raideur est minimale (figure II-22).

Comme la force ne passe pas par le centre de raideur, les rotations au niveau du centre de raideur sont très importantes. Avec ces rotations et les moments, nous déterminons la raideur angulaire ou de torsion. La pointe de l'outil ne correspondant pas avec le centre de raideur, la raideur minimum réduite va dépendre principalement de la raideur angulaire [Kudinov, 1970].

Nous avons trouvé que le déplacement minimum a lieu sur le grand axe de rigidité, c'est à dire sur l'axe où la raideur est maximale. En transportant le torseur des petits déplacements du point de chargement à la pointe de l'outil, il vient :

$$\begin{bmatrix} \rho_x \\ \rho_y \\ \rho_z \\ \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \end{bmatrix}_O = \begin{bmatrix} \rho_x \\ \rho_y \\ \rho_z \\ \begin{pmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \end{pmatrix}_M + \begin{pmatrix} OM_x & \rho_x \\ OM_y & \rho_y \\ OM_z & \rho_z \end{pmatrix} \end{bmatrix}. \quad (\text{II.29})$$

Aux six points de chargement, nous obtenons six torseurs mesurés en ces points que nous transportons à la pointe de l'outil. Avec l'ensemble de ces points nous obtenons un plan. Lors du transport de ce plan à la pointe de l'outil, nous déterminons l'axe central de chacun des torseurs des petits déplacements.

$$OA_s = \frac{\begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \end{bmatrix} \wedge \begin{bmatrix} \rho_x \\ \rho_y \\ \rho_z \end{bmatrix}}{\left\| \begin{bmatrix} \rho_x \\ \rho_y \\ \rho_z \end{bmatrix} \right\|^2}, \quad (\text{II.30})$$

avec OA_s l'axe central d'un torseur des petits déplacements.

Le faisceau des axes centraux ainsi déterminés se coupent en des points situés dans un plan noté P_{AC} et repéré par sa normale n_{OA} . Nous observons que le centre de raideur est situé au voisinage immédiat du plan P_{AC} . Maintenant, nous calculons l'angle entre la normale n_{OA} et la droite d_{CR} qui joint, le centre des raideurs et le point O de l'outil, et correspond au lieu des raideurs maximales.

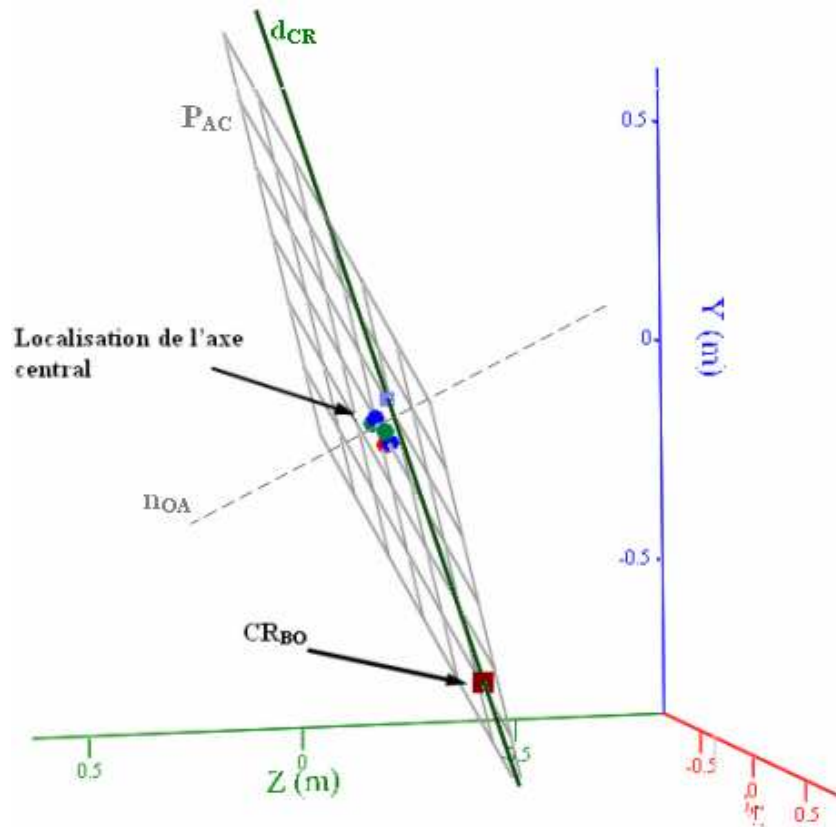


figure II-21 : Plan P_{AC} et Position de l'axe central- CR_{BO} .

Si θ_{OA} désigne l'angle entre la droite d_{CR} et la normale n_{OA} il vient :

$$\theta_{OA} = \arccos \left(\frac{d_{CR} \cdot n_{OA}}{|d_{CR}| |n_{OA}|} \right), \quad (\text{II.31})$$

nous obtenons :

$$\theta_{OA} = 94^\circ. \quad (\text{II.32})$$

L'axe de raideur maximale est donc coplanaire avec l'axe central, et comme sur l'axe central le déplacement est minimum, nous validons ainsi la localisation du CR_{BO} , où la raideur est maximale, et le déplacement minimal.

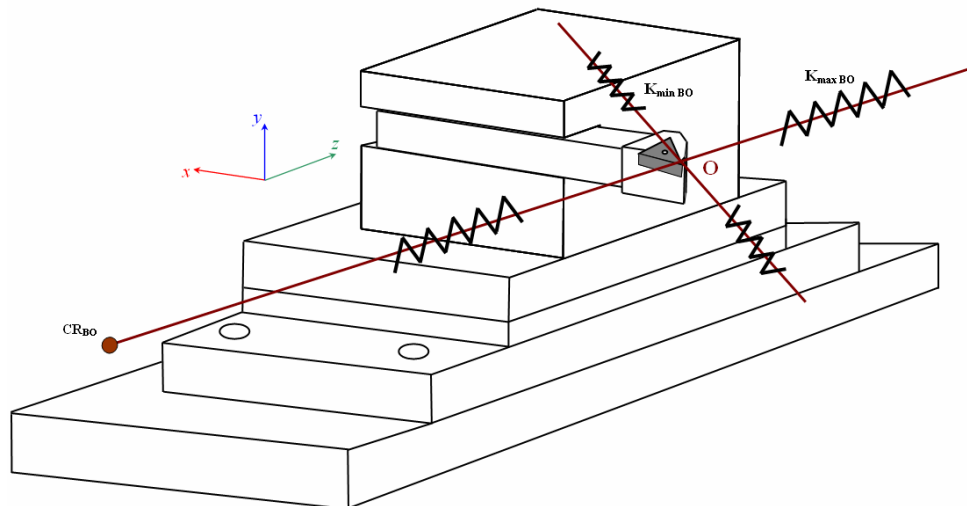


figure II-22 : Schéma du système élastique pour **BO**.

II.2.1.4 Bloc Pièce

Procédons de la même manière pour la partie **BP** (figure II-23) afin de caractériser la raideur suivant les trois directions et déterminer la matrice 3x3 (II.33). La partie **BP** possède une rigidité très élevée et les couplages dans cette situation sont très petits par rapport à la valeur de la raideur principale correspondant à la direction de charge.

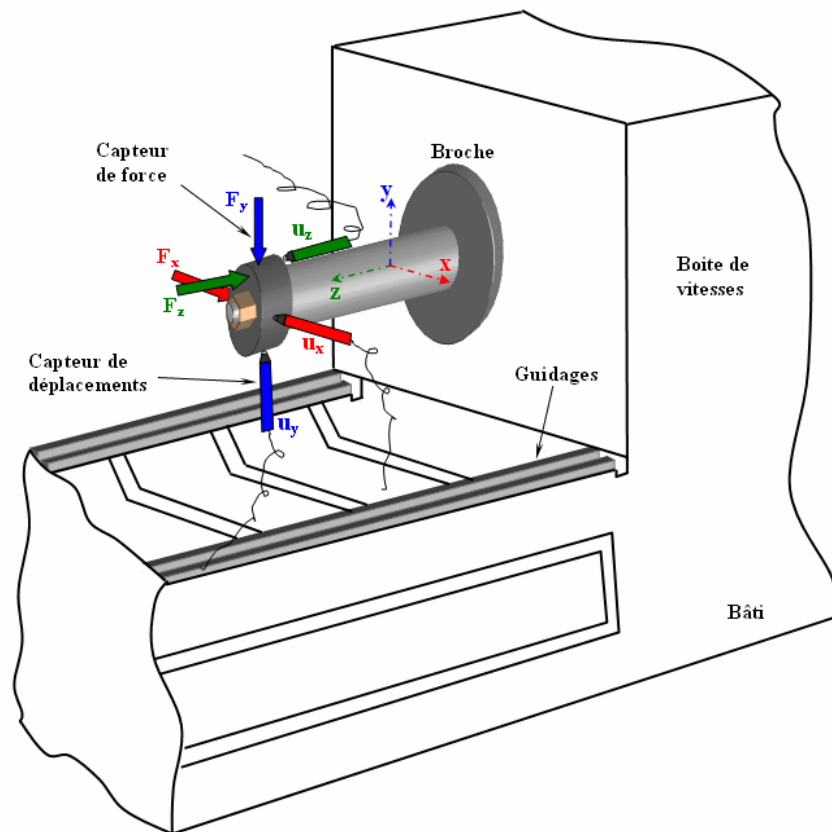


figure II-23 : Dispositif expérimental pour la caractérisation statique du **BP**.

Lors des essais, le comportement du **BP** s'avère linéaire, avec une hystérésis quasiment nulle. Notons qu'aux points de chargement et de déchargement, la pièce n'est pas influencée par le phénomène de frottement ou les différents jeux générés par les éléments assemblés, comme la broche ou les paliers.

Nous présentons la matrice de raideur lors des essais de raideur suivant les trois directions :

$$[K_{BP}] = \begin{bmatrix} 1,4 \cdot 10^7 & 0 & 0 \\ 0 & 2 \cdot 10^7 & 0 \\ 0 & 0 & 2,85 \cdot 10^8 \end{bmatrix}. \quad (\text{II.33})$$

Nous observons très clairement que la raideur la plus importante est située sur z, ce qui est absolument cohérent avec la configuration du **BP**.

II.2.1.5 Matrice de raideur du système usinant

Pour caler le modèle nous avons besoin de connaître les raideurs du système usinant suivant les trois directions. Dans ce but nous modélisons l'interaction élastique outil/pièce, **BO/BP** par un modèle de ressorts montés en parallèles (figure II-24) pour schématiser les raideurs statiques de l'ensemble à déterminer, le copeau étant le point commun qui ferme le système.

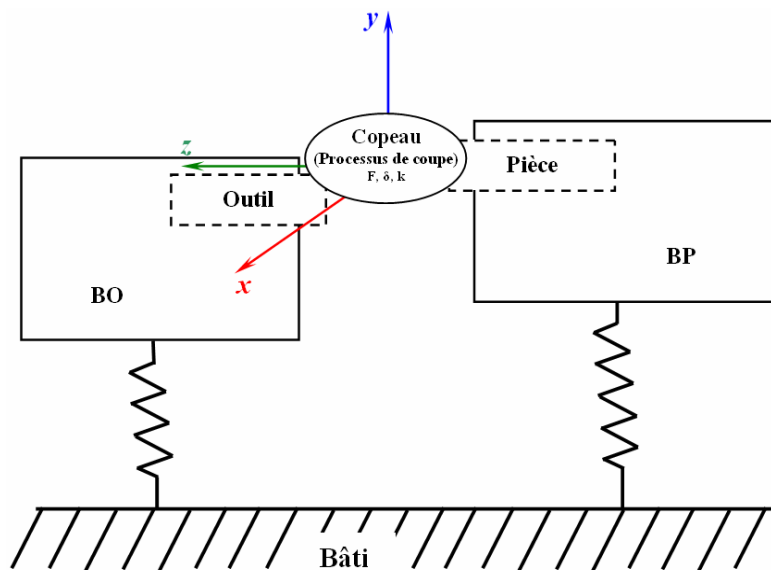


figure II-24 : Raideurs connectées en parallèle.

En suite nous prenons dans le calcul que la partie de raideurs linéaires (N/m),(II.34).

$$K_{BO} = \begin{bmatrix} 6.7 \cdot 10^6 & 8.7 \cdot 10^5 & -3.4 \cdot 10^6 \\ -7.5 \cdot 10^6 & -3.3 \cdot 10^5 & 1.7 \cdot 10^6 \\ -1.4 \cdot 10^6 & -1.7 \cdot 10^6 & 1.3 \cdot 10^7 \end{bmatrix}. \quad (\text{II.34})$$

Pour le modèle en parallèle, en faisant la somme de ces deux matrices 3x3 **BO** et **BP** nous déterminons la matrice de raideur du système usinant (K_{su}) .

$$K_{su} = \begin{bmatrix} 2.7 \cdot 10^7 & 8.7 \cdot 10^5 & -3.4 \cdot 10^6 \\ -7.5 \cdot 10^6 & 2.1 \cdot 10^7 & 1.7 \cdot 10^6 \\ -1.4 \cdot 10^6 & -1.7 \cdot 10^6 & 2.9 \cdot 10^8 \end{bmatrix}. \quad (\text{II.35})$$

La matrice du système usinant montre bien que la diagonale principale possède des termes d'un ordre supérieur aux autres. La matrice est diagonalisable (K_{su-d}) et d'après (II.36) les termes non diagonaux sont bien négligeables.

Nous possédons avec (II.36) les raideurs spécifiques à chaque direction utile pour le modèle dynamique de la coupe tridimensionnelle traité au chapitre IV.

$$K_{su-d} = \begin{bmatrix} 2.6 \cdot 10^7 & 3.5 \cdot 10^{-9} & 3.5 \cdot 10^{-10} \\ 2.6 \cdot 10^{-9} & 2.2 \cdot 10^7 & 5.6 \cdot 10^{-9} \\ -9 \cdot 10^{-9} & -1 \cdot 10^{-9} & 2.9 \cdot 10^8 \end{bmatrix}. \quad (\text{II.36})$$

L'analyse statique du système élastique de la machine-outils met en évidence une série d'éléments qui ont une influence majeure sur la déformation du système entier et des éléments qui ont une influence mineure [Koenigsberger et al, 1970], [Moraru et al, 1979], [Keraita et al, 2001].

Déterminons donc la direction principale de déformation qui a lieu lors de l'interaction des deux parties **BO** et **BP**. Pour ce faire nous utilisons la théorie de Castigliano. Nous appliquons au système une force extérieure $F = 1$ et avec le théorème de Castigliano nous déterminons l'angle (α_K) correspondant à la direction où la déformation est maximale (figure II-25).

Par rapport au système de référence de la machine, les axes des raideurs du **BO** et **BP** sont indiqués dans la figure II-, où θ_{K-BO} et θ_{K-BP} sont les angles d'orientation des axes de raideurs. Ces angles sont déterminés pour chaque bloc. Donc pour le **BO** l'angle d'orientation θ_{K-BO} est déterminé en fonction du plan de déplacement précisé lors d'essais de chargement en statique, tandis que l'angle θ_{K-BP} est déterminé dans le repère propre à la machine.

La déformation (Δ), proportionnelle à la force (F), peut être obtenue comme la dérivée partielle de l'énergie de déformation (U) par rapport à cette force.

L'expression de l'énergie de déformation est déterminée par le calcul du travail mécanique (A) des forces extérieures F_{BOmax} , F_{BOmin} , F_{BPmax} , F_{BPmin} (les composantes des forces F sur les 4 axes) qui agissent sur la direction des axes de raideur K_{BOmax} , K_{BOmin} , K_{BPmax} , K_{BPmin} (appartenant à ces deux systèmes).

Admettons que les forces soient proportionnelles aux déplacements (système linéaire).

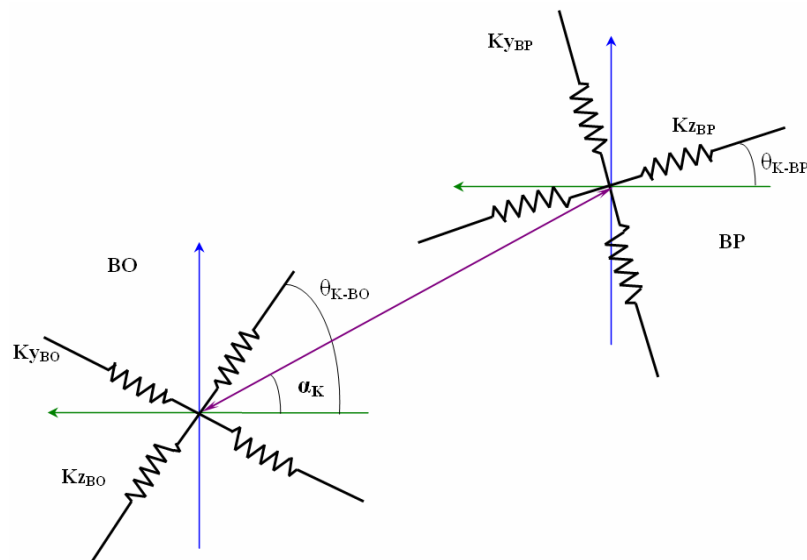


figure II-25 : Schéma de détermination d'angle α_k entre le système **BO** et **BP**.

L'expression de l'énergie de déformation A est :

$$A = \frac{1}{2}(F_1\delta_1 + \dots + F_n\delta_n), \quad (\text{II.37})$$

avec F_i et δ_i ($i = 1, n$) respectivement la force et la déformation associée.

Grâce à la composante de force, $F_{y_{BO}}$, $F_{z_{BO}}$, $F_{y_{BP}}$, $F_{z_{BP}}$ et les déformations du système nous obtenons :

$$U = \frac{F^2}{2} \left[\frac{\cos^2(\theta_{K-BO} - \alpha_K)}{Kz_{BO}} + \frac{\sin^2(\theta_{K-BO} - \alpha_K)}{Ky_{BO}} + \frac{\cos^2(\alpha_K - \theta_{K-BP})}{Kz_{BP}} + \frac{\sin^2(\alpha_K - \theta_{K-BP})}{Ky_{BP}} \right], \quad (\text{II.38})$$

où en prenant la dérivée de U par rapport à F pour $F=1$, il vient ;

$$\Delta = \frac{\partial U}{\partial F} = \frac{\cos^2(\theta_{K-BO} - \alpha_K)}{Kz_{BO}} + \frac{\sin^2(\theta_{K-BO} - \alpha_K)}{Ky_{BO}} + \frac{\cos^2(\alpha_K - \theta_{K-BP})}{Kz_{BP}} + \frac{\sin^2(\alpha_K - \theta_{K-BP})}{Ky_{BP}}, \quad (\text{II.39})$$

L'orientation des axes principaux de raideur K_{BO} et K_{BP} du système élastique entier est déterminée par la condition ;

$$\frac{\partial \Delta}{\partial \alpha_K} = 0. \quad (\text{II.40})$$

En utilisant les équations (II.39) et (II.40), $\frac{\partial \Delta}{\partial \alpha_K}$ est écrit à l'aide des notations ci-dessous :

$$a_2 = \frac{1}{Ky_{BO}} - \frac{1}{Kz_{BO}}, a_1 = \frac{1}{Ky_{BP}} - \frac{1}{Kz_{BP}}, \quad (\text{II.41})$$

et conduit à :

$$\alpha_K = \arctan \left(\frac{a_1 \cdot \sin(2 \cdot \theta_{K-BO}) + a_2 \cdot \sin(2 \cdot \theta_{K-BP})}{a_1 \cdot \cos(2 \cdot \theta_{K-BO}) + a_2 \cdot \cos(2 \cdot \theta_{K-BP})} \right). \quad (\text{II.42})$$

Ensuite, lors de la diagonalisation de la matrice \mathbf{BO} (II.34), nous avons la matrice :

$$K_{BO_d} = \begin{bmatrix} 4.1 \cdot 10^5 & 4.6 \cdot 10^{-9} & -3.1 \cdot 10^{-9} \\ 0 & 6 \cdot 10^6 & 4.7 \cdot 10^{-10} \\ 4.7 \cdot 10^{-10} & -4.1 \cdot 10^{-10} & 1.3 \cdot 10^7 \end{bmatrix}. \quad (\text{II.43})$$

Pour la configuration du système y, z , avec $\theta_{K-BO} = 52^\circ$ et $\theta_{K-BP} = 0^\circ$ nous obtenons un angle $\alpha_K = 76^\circ$, tandis que dans la configuration y, x avec $\theta_{K-BO} = 32^\circ$ et $\theta_{K-BP} = 0^\circ$ nous avons un angle $\alpha_K = 65^\circ$.

Alors, sur cette direction, la déformation du système est maximale.

II.2.2 Analyse modale expérimentale

Dans le but de connaître le comportement dynamique du processus de la coupe, une dissociation entre le comportement du système et le processus de coupe est nécessaire. Pour réaliser ce découplage, une analyse expérimentale détaillée par impact a été mise au point.

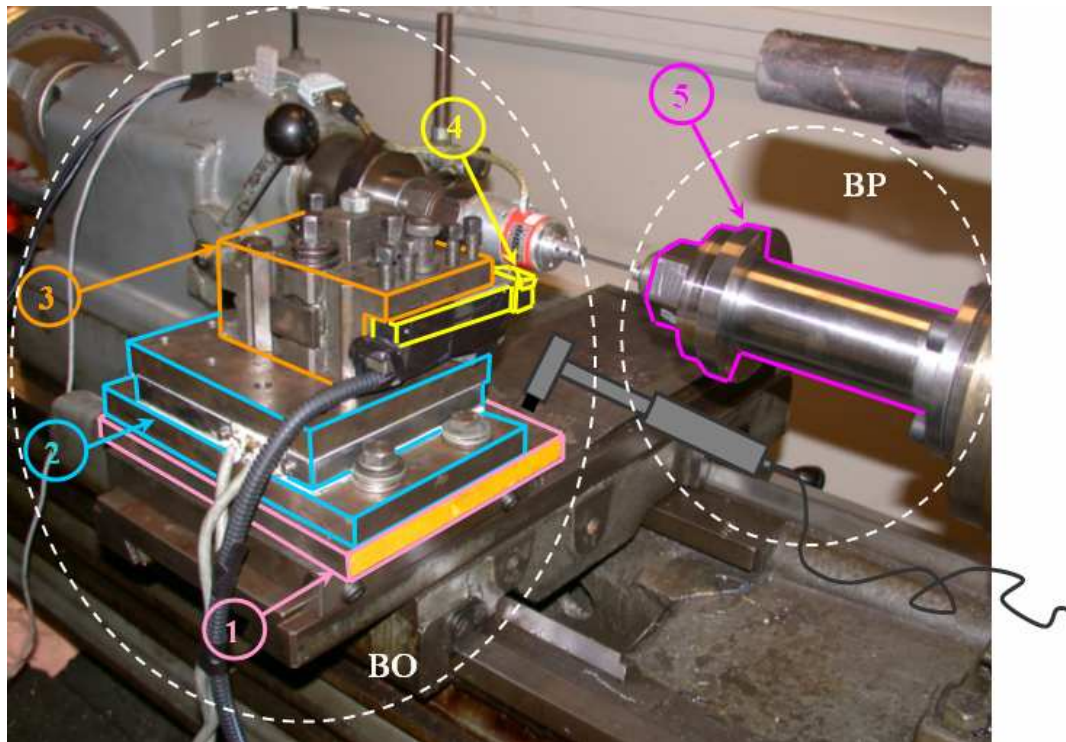


figure II-26 : Impact sur les éléments du **BO** et **BP**: 1 – plaque de fixation, 2- dynamomètre à six composantes, 3- porte-outil, 4- outil, et **BP** : 5- pièce.

Notre dispositif expérimental utilisé pour la procédure d'essais par impact est détaillé dans la figure II-26, avec la partie **BO** et la partie **BP**. A l'aide d'un marteau à impact, les fréquences propres de chaque bloc, pour chaque élément, sont déterminées selon les directions x, y, z . Un accéléromètre tri axial est positionné sur chaque élément soumis à l'impact du marteau. Nous effectuons des essais dans chaque direction.

Le premier élément impacté dans l'ensemble **BO** est la plaque de fixation, fixée sur le chariot, qui réalise la liaison entre le dynamomètre et le chariot du tour. Le deuxième élément soumis à l'impact est le dynamomètre à six composantes (2), positionné et serré sur la plaque de fixation, figure I-26. Le porte-outil (3) serré sur le dynamomètre sans l'outil est impacté, et enfin l'outil, le porte plaquette (4), en position d'usinage avec le serrage effectué dans le porte-outil, est frappé par le marteau.

Dans notre campagne d'essais, nous nous intéressons à la plage des fréquences propres allant jusqu'à 500Hz, parce que nous travaillons dans ce cadre là en coupe conventionnelle, et les vitesses de rotations de la broche ne dépassent pas 3500 min⁻¹.

Un exemple dans ce sens est donné à la figure II-27, où nous présentons les fréquences propres de la partie **BO** entière, avec tous les éléments précédemment cités.

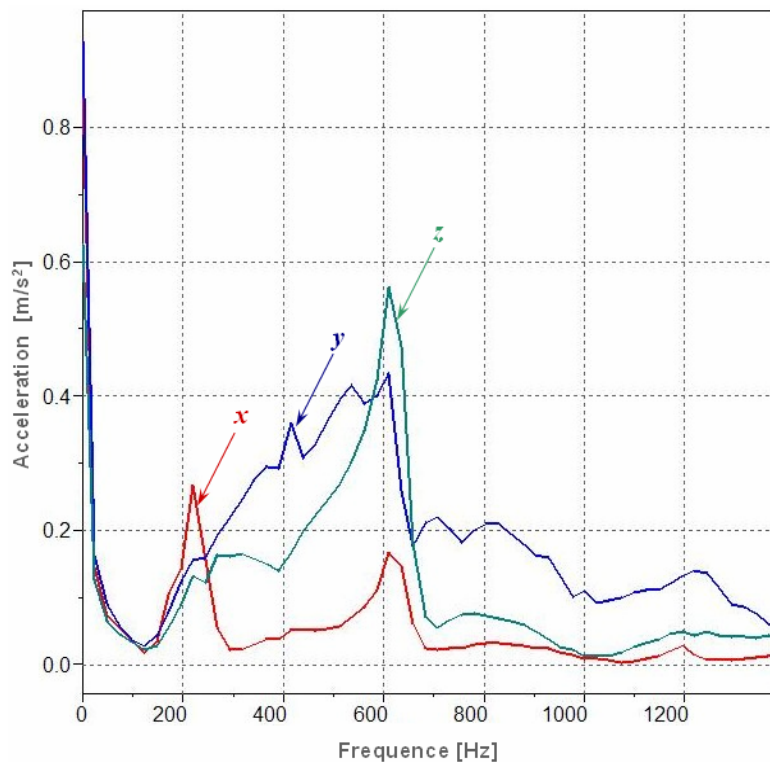


figure II-27 : Représentation des fréquences propres pour la partie **BO**.

Dans l'ensemble **BP**, l'élément frappé est représenté que par la pièce, et les résultats sont présents dans la figure II-28.

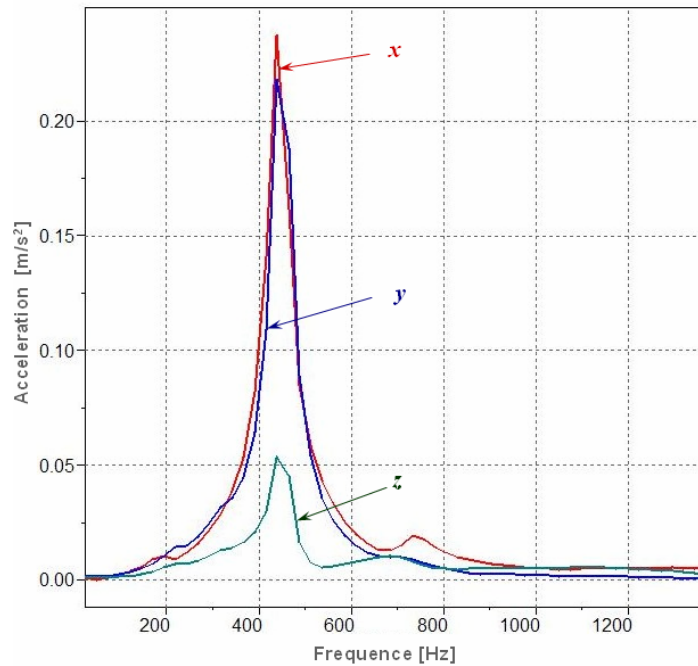


figure II-28 : Fréquences propres pour la partie **BP**.

Les résultats obtenus pour chacun des constituants du système usinant sont présentés dans la figure II-29. La plage des fréquences propres est représentée pour chaque élément composant le système en réalisant une superposition modale.

Dans tous les cas nous observons que sur la plage 0 – 200 Hz les fréquences propres dans les deux configurations **BO** et **BP** sont quasiment inexistantes. Ces résultats sont cohérents avec ceux rencontrés dans la littérature [Marinescu et al, 2002], [Ispas et al, 1999], [Benmohammed, 1996], [Moraru et al, 1979], [Kudinov, 1970]. Cette méthode nous confère la possibilité de connaître la plage de fréquences propres de chaque élément, et d’apprécier le caractère dynamique propre, de chaque élément **BO** et **BP**.

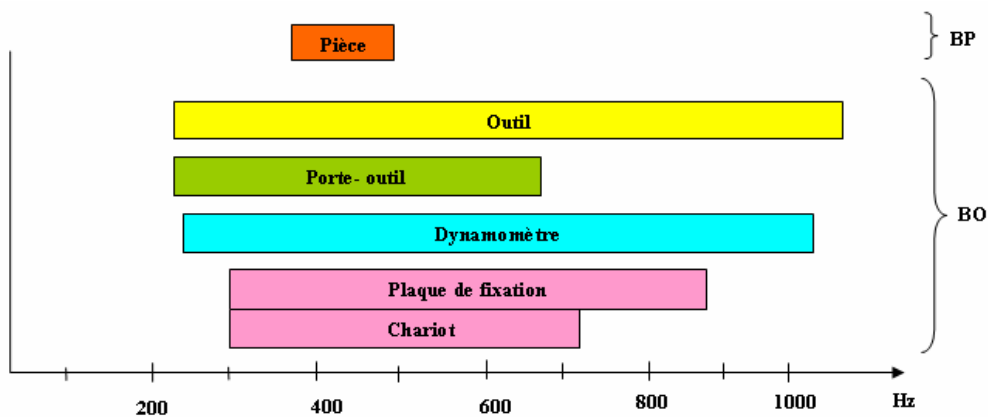


figure II-29 : Superposition des plages de fréquences propres du système usinant lors de l’impact pour chaque élément.

Après la caractérisation dynamique par impact, passons à l'identification des autres paramètres dynamiques de la structure du système usinant, l'amortissement $[C]$ et la masse $[M]$. Les paramètres $[M]$ et $[C]$ sont obtenus à partir de la réponse dynamique de chaque partie, **BO** et **BP**.

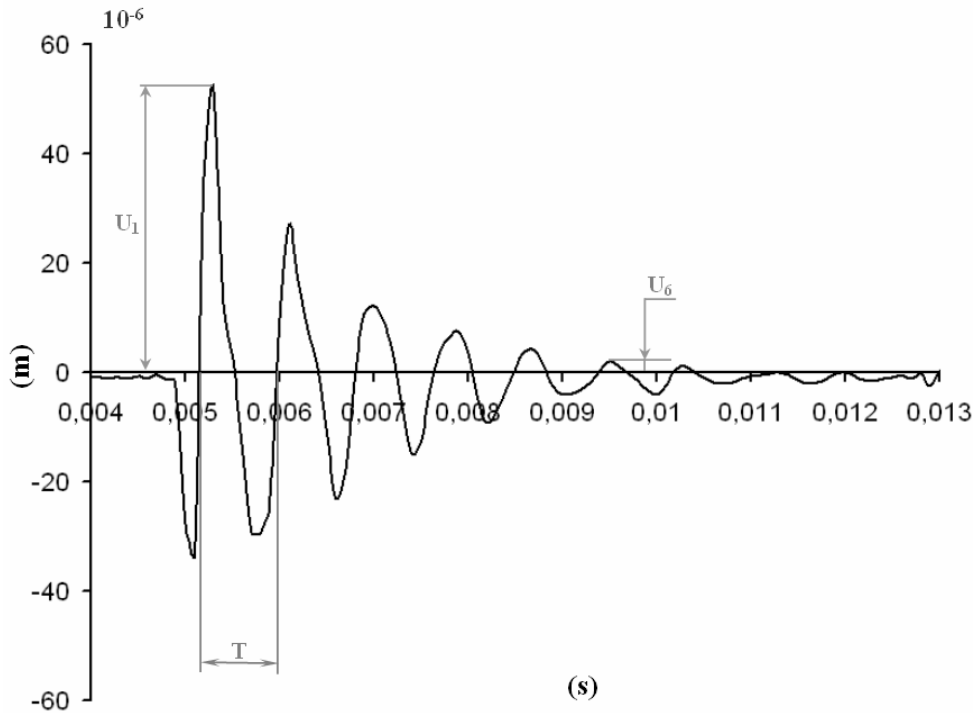


figure II-30 : Oscillations libres de l'outil lors d'une impulsion à l'aide du marteau à impact.

A l'aide du tracé des oscillations libres de l'outil dans la figure II-30 nous déterminons :

- le pourcentage d'amortissement ξ directement mesurable à partir des n maxima consécutifs à travers l'équation :

$$\xi = \frac{1}{2n\pi} \left(\ln \frac{U_1}{U_n} \right), \quad (\text{II.44})$$

- la période T des oscillations amorties mesurées conduit à la fréquence propre amortie ω_d du système :

$$\omega_d = \frac{2\pi}{T}, \quad (\text{II.45})$$

avec ω_d et ξ déterminés, la fréquence propre non amorti ω_n est calculée par l'équation :

$$\omega_n = \frac{\omega_d}{\sqrt{1-\xi^2}}. \quad (\text{II.46})$$

Connaissant la raideur K , la masse équivalente M est donnée par :

$$M = \frac{K}{\omega_n^2}. \quad (\text{II.47})$$

Enfin, l'équation du pourcentage d'amortissement ξ permet de calculer le coefficient d'amortissement équivalent C pour chaque partie **BO** et **BP** :

$$\xi = \frac{C}{2\sqrt{K \cdot M}}, \quad (\text{II.48})$$

$$C = 2\xi\sqrt{K \cdot M}. \quad (\text{II.49})$$

Les paramètres M , C et K sont précisés dans les trois directions. Nous déterminons donc la matrice de masse $[M]$ et la matrice d'amortissement $[C]$. Ces deux matrices sont d'ordre 3 et sont supposées diagonales. Pour le moment, la caractérisation du système usinant en statique s'est concentrée plus sur la matrice des raideurs du système, tandis que les matrices d'amortissement $[C]$ et de masse $[M]$ sont traitées au niveau linéaire, analysant que la partie diagonale. Nous ne prenons pas en compte les couplages. Pour l'instant, nous nous intéressons à l'obtention des informations nécessaires au calage du modèle analytique. Ces deux matrices représentent des objectifs importants pour les prochaines recherches.

La matrice de masse a la forme :

$$[M] = \begin{bmatrix} m_x & 0 & 0 \\ 0 & m_y & 0 \\ 0 & 0 & m_z \end{bmatrix}, \quad (\text{II.50})$$

et la matrice d'amortissement est présentée par :

$$[C] = \begin{bmatrix} c_x & 0 & 0 \\ 0 & c_y & 0 \\ 0 & 0 & c_z \end{bmatrix}. \quad (\text{II.51})$$

Les résultats obtenus pour les deux parties **BO** et **BP** sont :

$$C = \begin{bmatrix} 1,2 \cdot 10^3 & 0 & 0 \\ 0 & 0,89 \cdot 10^3 & 0 \\ 0 & 0 & 0,12 \cdot 10^3 \end{bmatrix}, \quad (\text{II.52})$$

$$M = \begin{bmatrix} 2,2 & 0 & 0 \\ 0 & 5,3 & 0 \\ 0 & 0 & 2,5 \end{bmatrix}. \quad (\text{II.53})$$

II.2.3 Analyse dynamique

La caractérisation dynamique du système usinant est complétée par une analyse suivant trois configurations. Pour appliquer la superposition modale les trois configurations suivantes sont analysées : moteur électrique tournant, moteur électrique tournant avec entraînement de la broche, moteur électrique tournant avec broche et mouvement d'avance embrayé.

L'accéléromètre 3D est placé sur le corps de l'outil et l'accéléromètre 1D situé sur le bâti côté broche. Dans la figure II-31 sont présentés les plages de fréquences lors du fonctionnement à vide, pour les trois configurations citées. Nous remarquons que les fréquences en dessous de 100Hz, qui appartiennent au comportement du moteur, sont des fréquences d'amplitude très basse et qu'elles apparaissent sur chaque configuration d'essais.

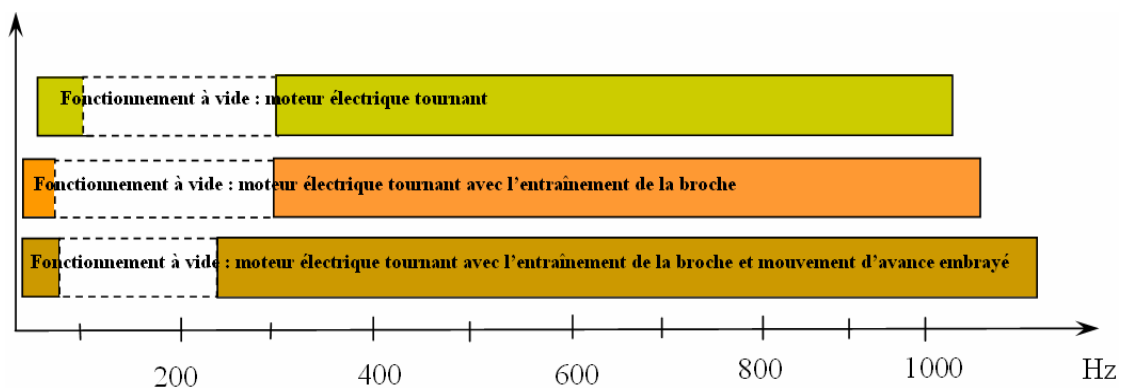


figure II-31 : Représentation des plages de fréquence lors du fonctionnement à vide du système usinant.

Par exemple, les fréquences à vide pour les trois directions dans la configuration «moteur électrique tournant avec l'entraînement de la broche et mouvement d'avance embrayé» sont tracées dans la figure II-32 ci-dessous.

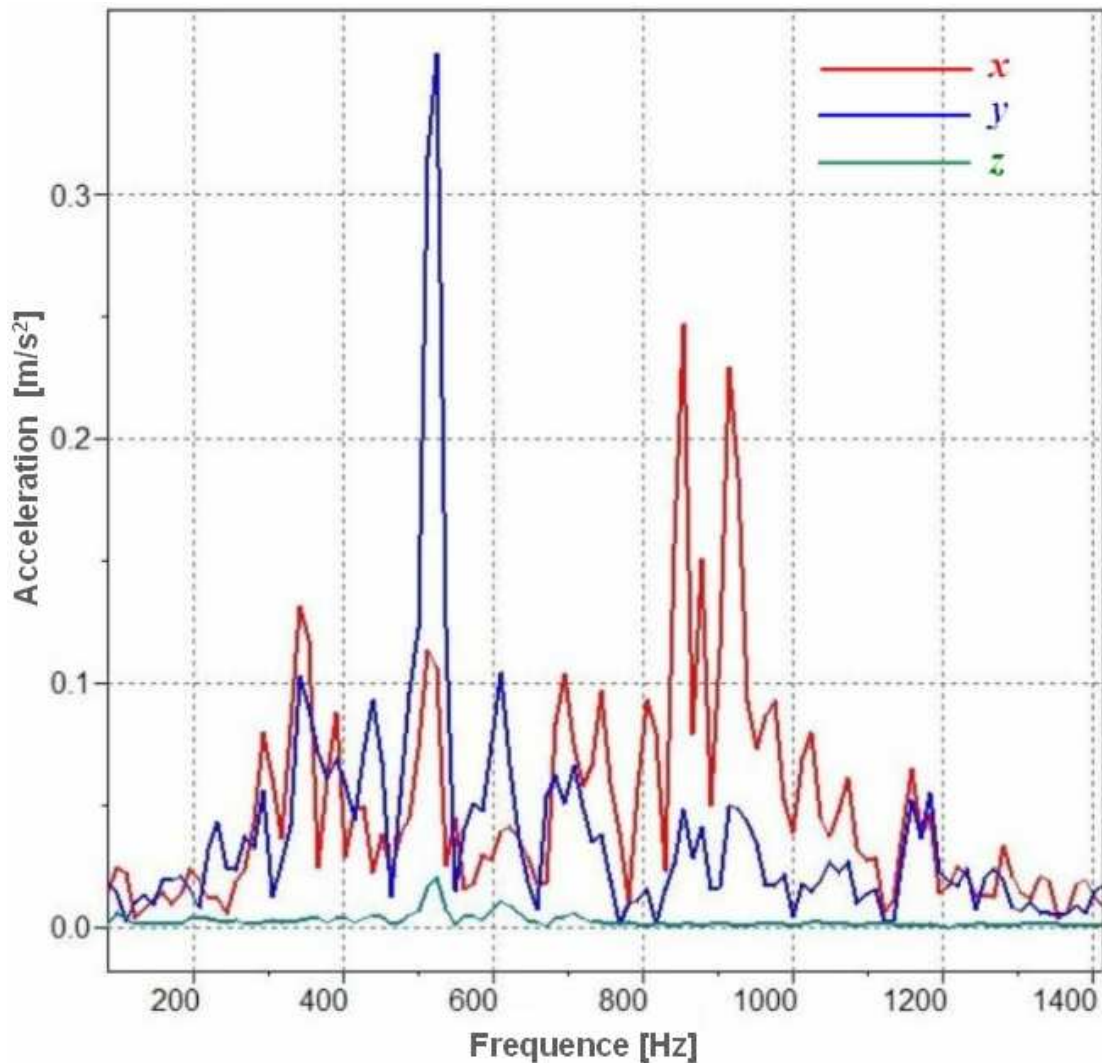


figure II-32 : Fréquences lors du fonctionnement à vide dans la troisième configuration, moteur électrique tournant avec entraînement de la broche et mouvement d'avance embrayé.

Les fréquences prédominantes mesurées se situent sur une plage de fréquence de 230 Hz jusqu'à 1000 Hz, et plus, sur les trois directions x, y, z.

Connaître ces fréquences est nécessaire dans l'analyse et l'identification des vibrations lors de la coupe. A l'aide de cette méthode nous superposons ces deux types d'essais, à l'impact et fonctionnement à vide, puis nous déterminons les plages de fréquences pour le système usinant entier en dehors du processus de coupe.

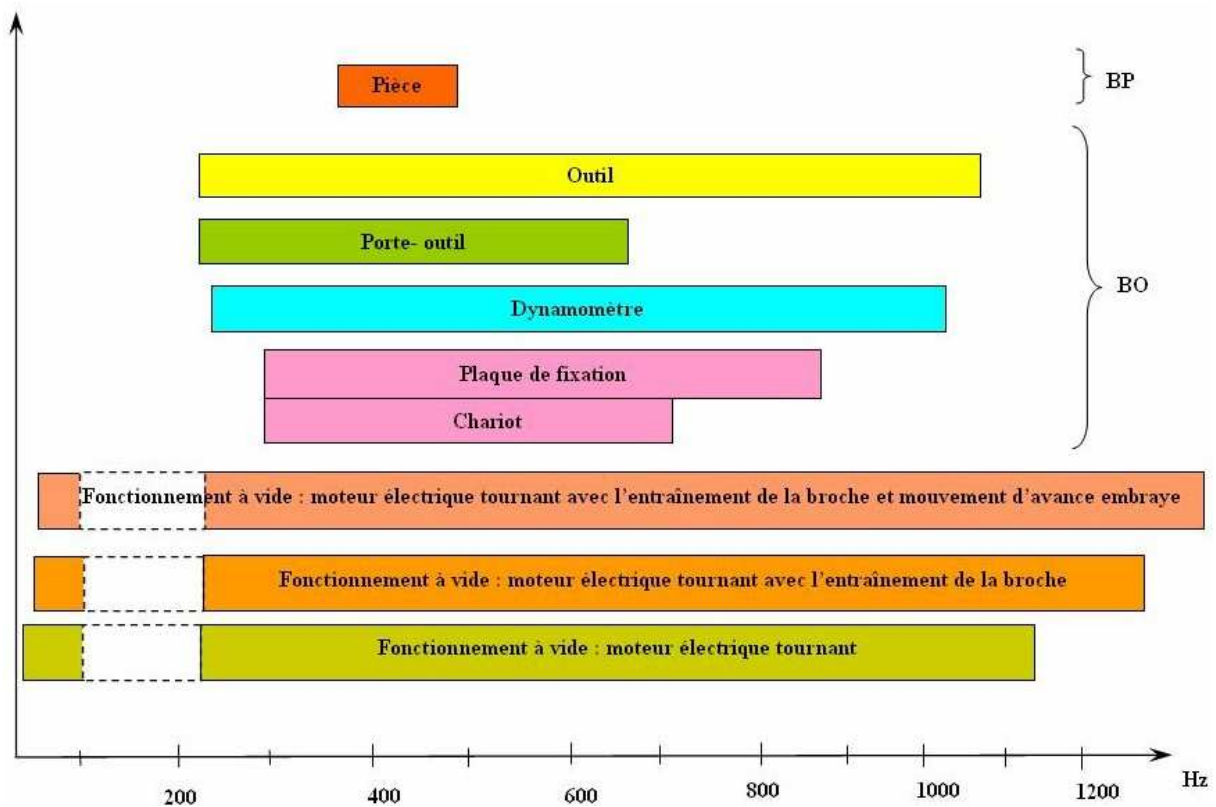


figure II-33 : Superposition des fréquences propres lors du fonctionnement à vide de la machine.

L'analyse modale du système et des fréquences lors du fonctionnement à vide servent de base à l'identification des vibrations lors de la coupe.

II.3 Conclusions

Un dispositif expérimental et un modèle ont été conçus pour caractériser le système usinant. A l'aide du protocole d'essais est obtenue la matrice de raideur 6x6 caractérisant le système.

Par rapport à d'autres auteurs qui utilisent uniquement les raideurs de l'outil, cette étude prend en compte, en plus, les raideurs issues du système de maintien de l'outil (**BO**).

Des informations importantes sur les raideurs statiques sont obtenues, permettant notamment de déterminer les directions privilégiées de déplacement.

Le centre de raideur et le centre de rotation ont été déterminés expérimentalement. La direction de déplacement minimum a également été définie à partir du modèle expérimental.

Puis la partie **BP** est caractérisée. Ses raideurs sont déterminées et une matrice diagonale de déplacement est obtenue.

L'analyse du comportement statique du système **BO- BP** sera validée par la suite dans le troisième chapitre par l'analyse du comportement dynamique lors de la coupe.

Le protocole expérimental utilisé dans la détermination des raideurs statiques sera aussi validé par les essais de coupe dans le domaine de la coupe vibratoire.

Lors des essais, une analyse dynamique sur le comportement du système a été effectuée, dans les deux cas d'essais suivants : à l'impact et lors du fonctionnement à vide de la machine. Ainsi, nous avons déterminé lors de l'impact les paramètres dynamiques, la matrice de masse $[M]$ et la matrice d'amortissement $[C]$.

- Chapitre III -

ANALYSES ET RESULTATS

« L'étude expérimentale est conçue pour identifier les principaux paramètres relatifs au comportement dynamique du système usinant lors de la coupe. La localisation des déplacements de la pointe de l'outil décrivant une ellipse dans un plan est confirmée à partir des résultats expérimentaux. La caractérisation du torseur d'actions mécanique et l'influence des vibrations sur l'axe central sont exprimées.

L'objectif de l'approche expérimentale est d'approfondir la connaissance du phénomène dynamique de la coupe pour proposer un modèle en accord avec les résultats expérimentaux. »

Chapitre III

ANALYSES ET RESULTATS

III.1	Introduction.....	121
III.2	Protocole d'essais : présentation.....	122
III.2.1	Dispositif expérimental	123
III.2.2	Protocole d'essais.....	124
III.3	Cinématique.....	126
III.3.1	Déplacements pièce/outil/copeau.....	127
III.3.2	Analyse fréquentielle.....	130
III.3.3	Plan de déplacements	131
III.3.3.1	Localisation du plan des déplacements.....	132
III.3.3.2	Analyse de l'ellipse des déplacements	133
III.3.3.2.1	Le déphasage entre les déplacements de l'outil	133
III.3.3.2.2	Approximation de l'ellipse.....	134
III.4	Torseur des actions mécaniques	136
III.4.1	Forces	136
III.4.1.1	Analyse fréquentielle	137
III.4.1.2	Plan forces	137
III.4.2	Moments.....	141
III.4.2.1	Analyse fréquentielle des moments	142
III.4.3	Evolution de l'axe central	143
III.5	Géométrie pièce et copeau.....	147
III.5.1	Mesures rugosimétriques.....	147
III.5.2	Caractéristiques du copeau.....	147
III.5.2.1	L'épaisseur du copeau	147
III.5.2.2	Largeur du copeau	149
III.6	Synthèse.....	149
III.6.1	Plan des déplacements/forces.....	150

III.6.2	Corrélation raideur /déplacement	150
III.6.3	Corrélation déplacement de l'outil/centre de raideur	151
III.6.4	Corrélation centre de raideur/axe central de la coupe dynamique	152
III.6.5	Vibrations auto-entretenues, validation expérimentale.....	152
III.7	CONCLUSIONS	155

III.1 Introduction

Les phénomènes dynamiques des machines-outils proviennent de l'interaction du système élastique machine-processus de coupe. Cette interaction est donc la source génératrice des aspects dynamiques classiquement rencontrés dans les machines-outils. Les actions de coupe appliquées au système élastique provoquent des déplacements relatifs outil/pièce, qui génèrent des variations. Celles-ci modifient la section du copeau, la pression de contact, la vitesse du mouvement relatif etc. Dès lors, l'instabilité du processus de coupe peut provoquer l'instabilité du système dynamique de la machine-outils : des vibrations apparaissent. Elles ont des répercussions indésirables sur la qualité des surfaces usinées et sur l'usure de l'outil. Elles peuvent engendrer des problèmes de maintenance voire des ruptures d'éléments des machines-outils. Aussi, il est nécessaire de développer des modèles permettant d'étudier les phénomènes vibratoires rencontrés au cours de l'usinage et de prévoir les conditions stables de coupe.

Des efforts considérables sont développés pour modéliser correctement la coupe. Mais à l'heure actuelle les solutions proposées sont encore loin de fournir des modèles suffisamment pertinents et généraux pour traduire de façon acceptable l'ensemble des résultats expérimentaux disponibles. Au regard des conditions de coupe tridimensionnelle et non stationnaire, notamment dans le cas des régimes vibratoires, [Segreti, 2002], [Benmohammed, 1996], [Marot, 1980] les modèles à mettre en œuvre deviennent très complexes.

Les machines-outils d'aujourd'hui possèdent des comportements dynamiques assez élevés en ce qui concerne les rigidités, les capacités d'amortissement. Cependant les causes d'apparition des vibrations, ou bien de régimes instables, sont données par la dynamique du processus de coupe dans différentes conditions de travail. Autrement dit, dans certaines conditions, l'interaction du processus de coupe avec le système élastique de la machine-outils, provoque l'apparition des vibrations ; il s'agit de vibrations auto-entretenues. Ces vibrations provenant de la coupe ont des fréquences voisines des fréquences propres du système et sont générées par la variation des actions de coupe, variation qui dépend de celles des différents paramètres caractéristiques du processus [Deacu et al, 1977].

Les modifications de ces paramètres conduisent à des variations des déplacements relatifs outil/pièce et outil/copeau. Celles-ci génèrent des variations de la section du copeau qui, à leur tour, induisent des variations des actions de coupe, et donc entretiennent les vibrations. Dans cette partie, nous présentons une étude expérimentale pour déterminer et caractériser une série de paramètres nécessaires à la modélisation dynamique de la coupe lors des vibrations.

Dans ce contexte, un protocole a été conçu à l'aide d'une série de moyennes de mesures tridimensionnelles pour mettre en évidence les différents phénomènes dynamiques lors de la coupe vibratoire.

III.2 Protocole d'essais : présentation

Le protocole d'essais permet de déterminer une série des paramètres phénoménologiques de la coupe. Dans le cas de la coupe tridimensionnelle, le torseur des actions mécaniques (efforts et moments), est souvent tronqué parce que la partie moment du torseur est généralement négligée. Cependant, une étude expérimentale menée par Cahuc et al [Cahuc et al, 2001] a montré que la prise en compte des moments de coupe permet une meilleure évaluation de la puissance consommée. L'utilisation d'un dynamomètre mesurant les six composantes [Couétard, 2000] du torseur des actions mécaniques permet d'évaluer l'influence dynamique des vibrations en coupe sur le système **POM**.

Comme le comportement du système usinant présente des couplages dans toutes les directions, la quantification du mouvement dynamique de l'outil pendant la coupe est réalisée de façon tridimensionnelle, grâce à un accéléromètre 3D.

La démarche adoptée pour cette étude est présentée dans la figure III-1. La caractérisation statique ayant été effectuée au chapitre II, nous passons à la caractérisation dynamique. Celle-ci est réalisée par dissociation des deux comportements.

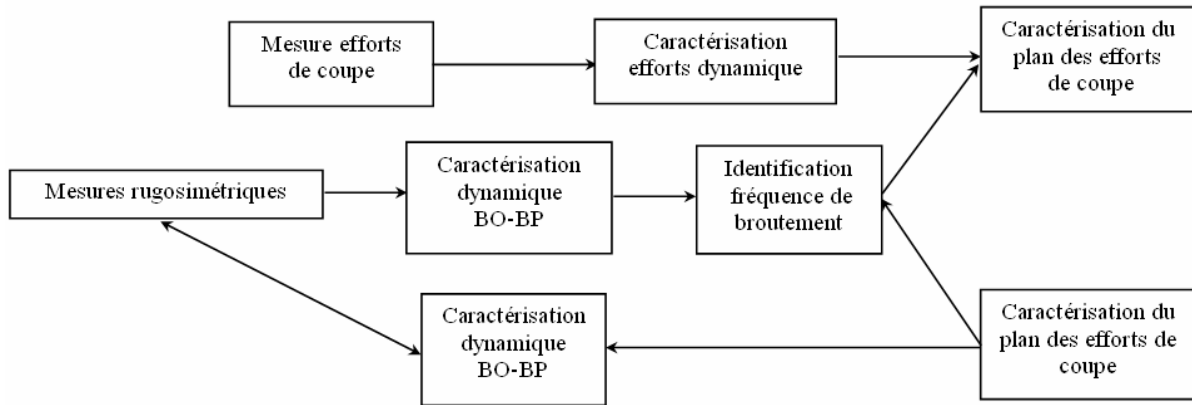


figure III-1 : Démarche adoptée.

La caractérisation du système usinant lors de la coupe est basée sur l'analyse des déplacements (plan de déplacements) et des actions mécaniques (plan de forces) à l'aide du torseur complet [Bisu et al, 2006b]. L'analyse est complétée par la caractérisation de la morphologie du copeau et la qualité des surfaces usinées lors des vibrations.

III.2.1 Dispositif expérimental

Les essais de coupe dynamique sont réalisés sur un tour conventionnel (figure III-2). Le comportement est identifié avec un accéléromètre tridimensionnel fixé sur l'outil et deux accéléromètres unidimensionnels positionnés sur le tour, côté broche, pour identifier l'influence de la broche sur le processus. Les efforts et les moments à la pointe de l'outil sont mesurés à l'aide d'un dynamomètre à six composantes, tandis que l'évolution de la vitesse instantanée de la pièce est donnée par un codeur rotatif.

Le caractère dynamique tridimensionnel est mis en évidence en cherchant les différentes corrélations existantes ou les différentes évolutions des paramètres qui permettent de caractériser le processus. Cette analyse fournit les informations nécessaires à la conception et au développement d'un modèle de la coupe dynamique tridimensionnelle.

Ainsi, l'étude expérimentale des phénomènes rencontrés est essentielle pour obtenir un modèle reflétant la réalité des processus présents lors de la coupe.

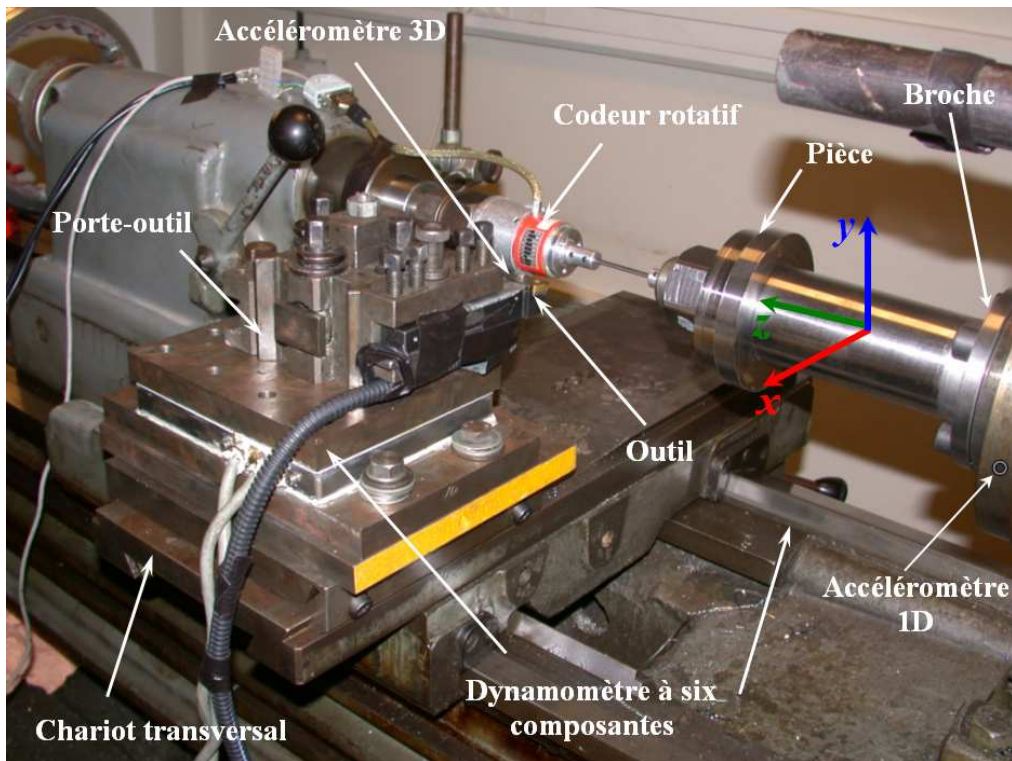


figure III-2 : Dispositif expérimental de mesure des vibrations.

III.2.2 Protocole d'essais

La méthode de caractérisation des vibrations auto-entretenues est basée sur différents travaux [Moraru et al, 1979], [Rusu, 1975], [Kudinov, 1970]. Afin de déterminer la zone des vibrations auto-entretenues, les paramètres de coupe restent constants exceptée la profondeur de passe (ap). L'apparition des vibrations auto-entretenues est clairement observée pour $ap = 5$ mm. Autour de ce point de fonctionnement, de nombreux tests sont effectués, pour déterminer l'étendue des vibrations auto-entretenues. Ces essais sont réalisés en maintenant la même valeur de ap et la même vitesse de rotation (N) de la pièce et pour différentes avances (f), tableau III-1.

ap (mm)	N (tr/min)	f (mm/tr)			
5	690	0.05	0.0625	0.075	0.1

tableau III-1 : Conditions de coupe.

Sur le banc d'essais, la vitesse instantanée de rotation est contrôlée par un codeur rotatif lié directement à la pièce. La liaison est réalisée par un fil d'acier rigide, qui permet d'avoir une meilleure transmission du comportement (figure III-2). Nous observons pendant la coupe que la vitesse de rotation reste constante et se situe au environ de 690 tr/min. Nous détectons une variation de la vitesse de coupe de l'ordre de 1%, qui peut être négligée.

Pour ces essais, l'outil utilisé est de type TNMA 160412 en carbures non revêtues sans brise copeau et le matériau usiné est de type 42CrMo4. Les éprouvettes sont d'un diamètre de 120 mm et d'une longueur de 30 mm (figure III-3). Le dimensionnement des éprouvettes est présenté au chapitre II.

La géométrie de l'outil est caractérisée par l'angle de coupe (γ), l'angle de dépouille (α), l'angle d'inclinaison d'arête (λ_s), l'angle d'attaque (κ_r), le rayon de bec (r_e) et le rayon d'acuité (R). Afin de limiter au maximum l'apparition de l'usure le long de la face de coupe, la plaquette est examinée après chaque essai et changée si nécessaire.

γ	α	λ_s	κ_r	r_e	R
-6°	6°	-6°	91°	1,2 mm	0,02 mm

tableau III-2 : Caractéristiques géométriques de l'outil.

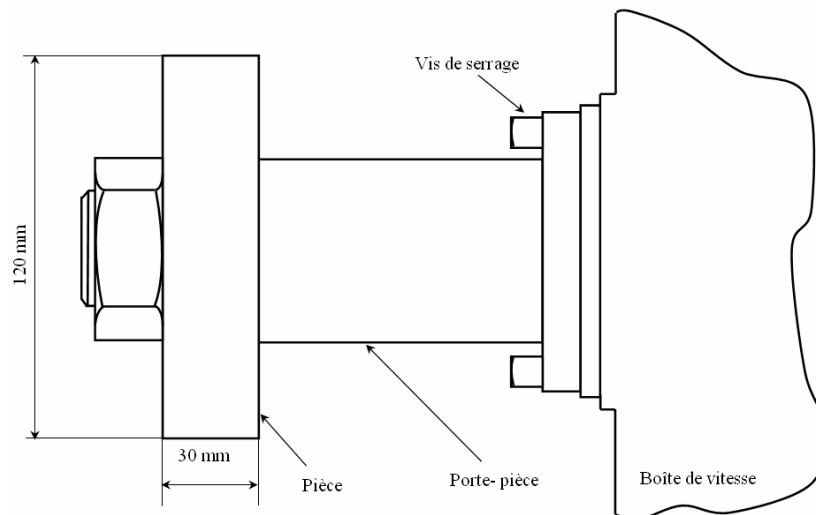


figure III-3 : Eprouvette d'essais.

La partie **BO** (décrite dans le chapitre II) est considérée comme un bloc solidaire, qui est soumis aux vibrations dues au processus de coupe. Le système usinant représente un système fermé, l'interaction **BO** et **BP** réalise la fermeture de ce système. L'apparition des vibrations est fortement conditionnée par le comportement de la structure élastique du système.

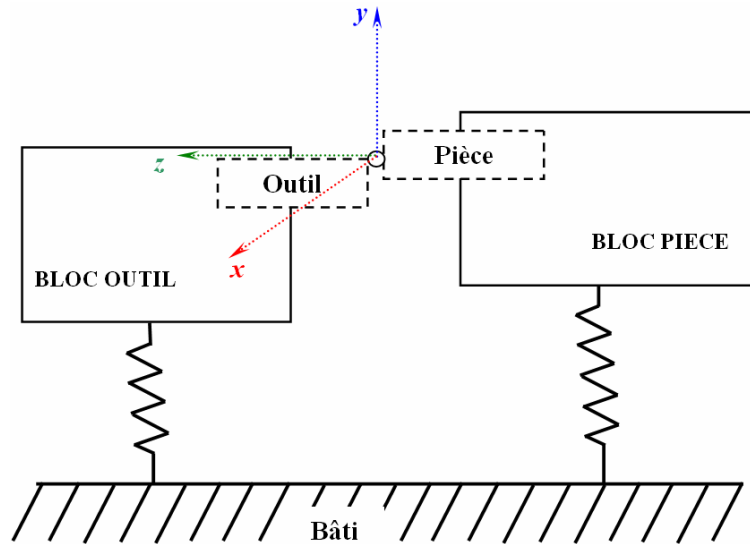


figure III-4 : Interaction **BO** – **BP**.

Nous présentons une analyse des grandeurs mesurées. Celle-ci est divisée en deux grandes parties :

- la première consiste en des mesures d'accélération et d'évolution des déplacements,
- la deuxième se réfère à la mesure des actions mécaniques, le torseur complet.

Enfin, nous rapportons les résultats relatifs au processus de coupe, des mesures de rugosité sur la pièce et la caractérisation géométrique des copeaux.

III.3 Cinématique

Les essais en coupe tridimensionnelle sont effectués dans les conditions présentées au paragraphe précédent. Les vibrations lors de la coupe sont clairement observées pour une profondeur de passe $ap = 5$ mm. Des essais sont également effectués pour une profondeur de passe de $ap = 1$ mm, 2 mm ou 3 mm, afin de comparer les signaux et de dissocier l'influence des vibrations sur la coupe proprement dite.

III.3.1 Déplacements pièce/outil/copeau

Le traitement des signaux des accéléromètres tridimensionnels donne les déplacements suivant les trois directions. Ils sont présentés dans la figure III-5 pour une profondeur de passe de 2 mm.

Lors de ces essais le système est stable, le signal possède des amplitudes très petites de l'ordre du micromètre, et la section du copeau reste constante (figure III-5). La qualité de la surface de la pièce est correcte, avec une rugosité totale (Rt) de $4.3 \mu\text{m}$.

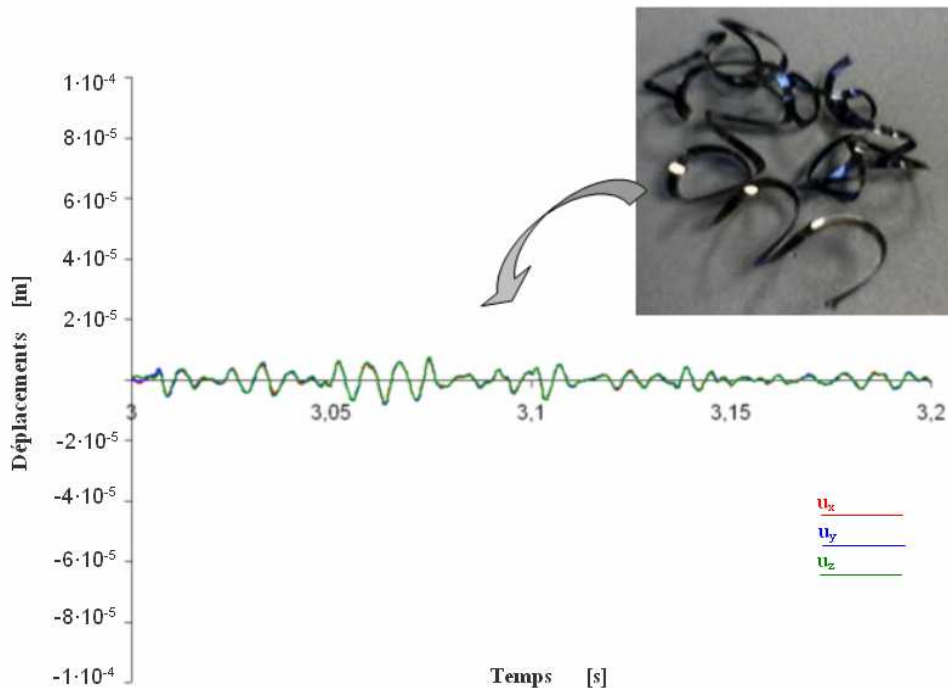


figure III-5 : Signaux des composantes des déplacements pour une opération de tournage :

$$ap = 2 \text{ mm}, f = 0.1 \text{ mm}, \text{ et vitesse de coupe } V = 251 \text{ m/min.}$$

Les mesures pour la profondeur de passe de 3 mm, donnent des résultats similaires, les amplitudes des déplacements ont le même ordre de grandeur, inférieurs à 10 micromètres, et la section de copeau ne varie pas ; celui-ci possède les mêmes caractéristiques de continuité, (figure III-6-a).

Pour la profondeur de passe de 4 mm, les caractéristiques commencent à évoluer : les amplitudes des déplacements augmentent, le caractère sinusoïdal du signal s'affirme par rapport au cas précédent, le système commence à devenir instable, et les copeaux présentent des ondulations périodiques et des variations de section (figure III-6-b). La surface de la pièce usinée comporte aussi de faibles ondulations.

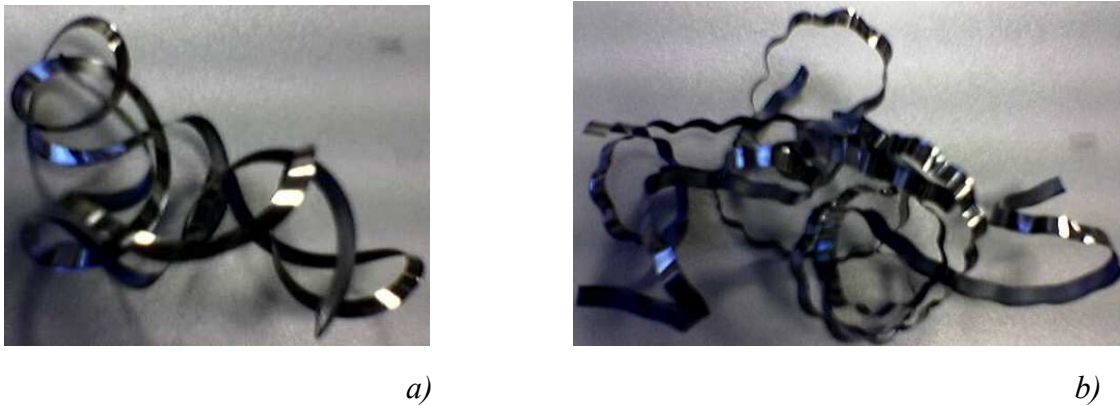


figure III-6 : Copeaux pour $ap = 2\text{mm}$ (a) et $ap = 3\text{mm}$ (b),
avec $f = 0.1\text{ mm/tr}$ et $N = 690\text{ tr/min}$.

L'augmentation de la profondeur de passe jusqu'à 5 mm, permet d'atteindre un régime de coupe instable. Nous faisons aussi varier les avances autour de cette valeur (paragraphe III.2.2). Dans cette situation, les copeaux présentent des ondulations périodiques et des variations de la section apparaissent comme dans le cas d'une coupe discontinue. L'état de surface de la pièce devient médiocre et les ondulations laissées sont très importantes (figure III-8). Les caractérisations du copeau et de la pièce sont effectuées au paragraphe suivant.

Sur la figure III-7 sont présentés les trois signaux relatifs aux déplacements dans chaque direction de coupe.

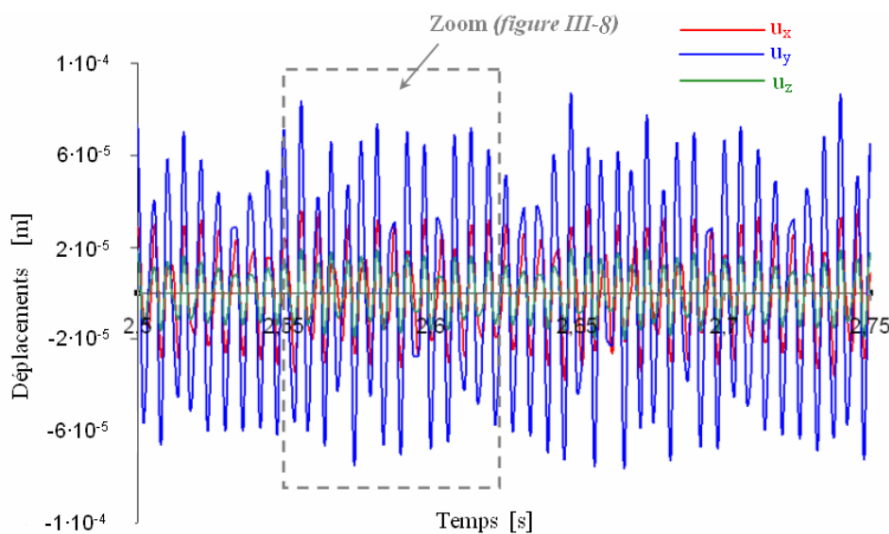


figure III-7 : Déplacement de la pointe de l'outil suivant les trois directions x, y, z , pour :
 $ap = 5\text{ mm}$, $f = 0.1\text{ mm/tr}$, $N = 690\text{ tr/min}$.

Nous précisons que pour les quatre avances utilisées (tableau III-1), la coupe est en régime instable avec des variations de la section du copeau et des ondulations sur la surface différentes pour chacune d'elles. Nous étudions alors le cas extrême obtenu avec les valeurs maximales qui entraînent les effets dynamiques les plus importants, profondeur de passe ($ap = 5 \text{ mm}$), et avance $f = 0.1 \text{ mm/tr}$, en gardant une vitesse de coupe constante.

Un zoom des signaux des déplacements est présenté figure III-8, ainsi que les résultats de vibrations de coupe sur la pièce et les copeaux.

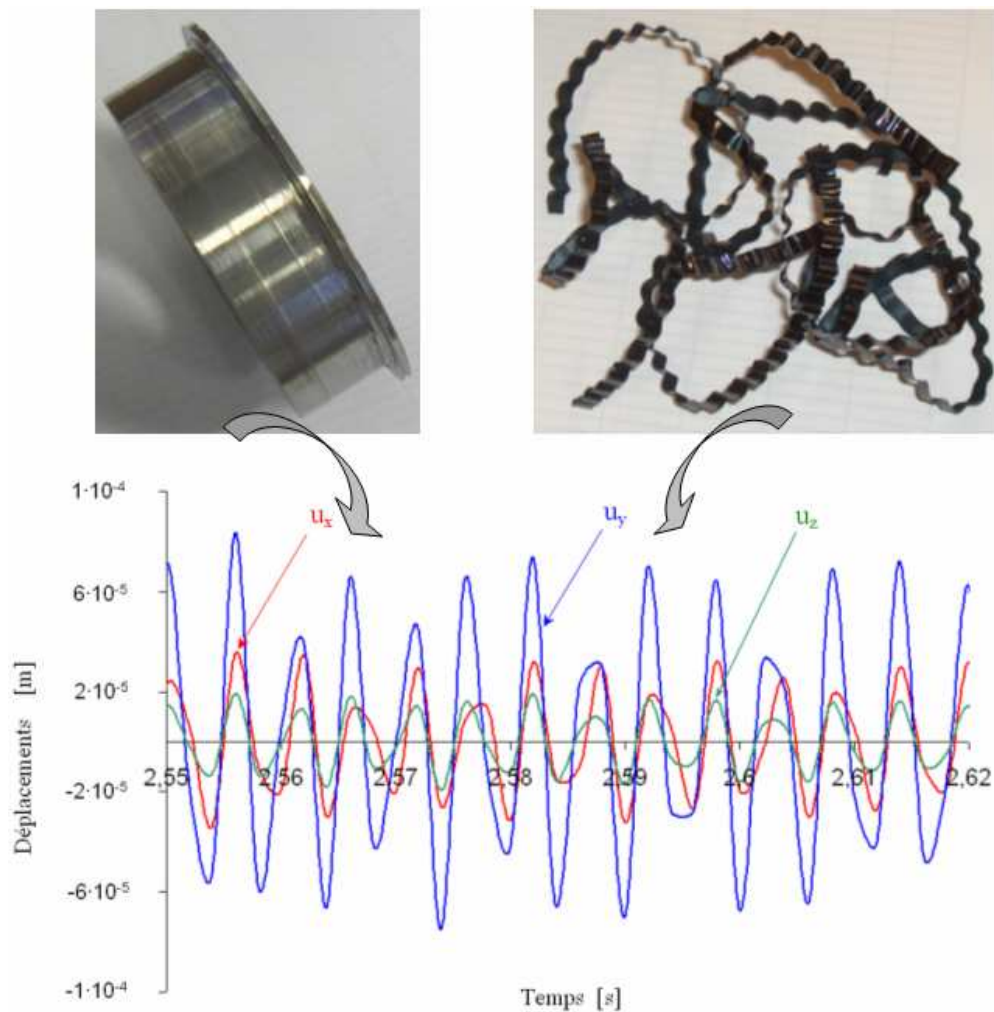


figure III-8 : Zoom des signaux des composantes de déplacement pour $ap = 5 \text{ mm}$, l'avance $f = 0.1 \text{ mm/tr}$, et la vitesse de coupe, $V = 238 \text{ m/min}$.

Par la suite les déplacements sont exploités de façon tridimensionnelle.

III.3.2 Analyse fréquentielle

Afin d'analyser les déplacements dans les trois directions, nous déterminons via des analyses fréquentielles par FFT (Faste Fourier Transformation), les spectres fréquentiels sur les trois composantes des accélérations. Nous éliminons les fréquences au dessus de 1000 Hz, sachant que dans la littérature la plage de fréquence des vibrations auto-entretenues est comprise entre 120 Hz et 200 Hz, [Ispas et al, 1999], [Kudinov, 1970], [Marot, 1980], [Martin, 1973], [Moraru et al, 1979], [Tansel et al, 1992].

La mesure des vibrations pendant l'usinage conduit aux résultats présentés à la figure III-9. Les fréquences des vibrations de coupe se situent aux environs de 190 Hz pour les trois axes avec une amplitude prépondérante sur l'axe y (axe de coupe). Ces fréquences sont inférieures à celles relevées lors de la caractérisation du système usinant (chapitre II). Nous considérons que les fréquences relevées correspondent bien aux *vibrations auto-entretenues* liées au phénomène de la coupe. Le pic de fréquence autour de 190 Hz se retrouve pour les autres essais en fonction de l'avance.

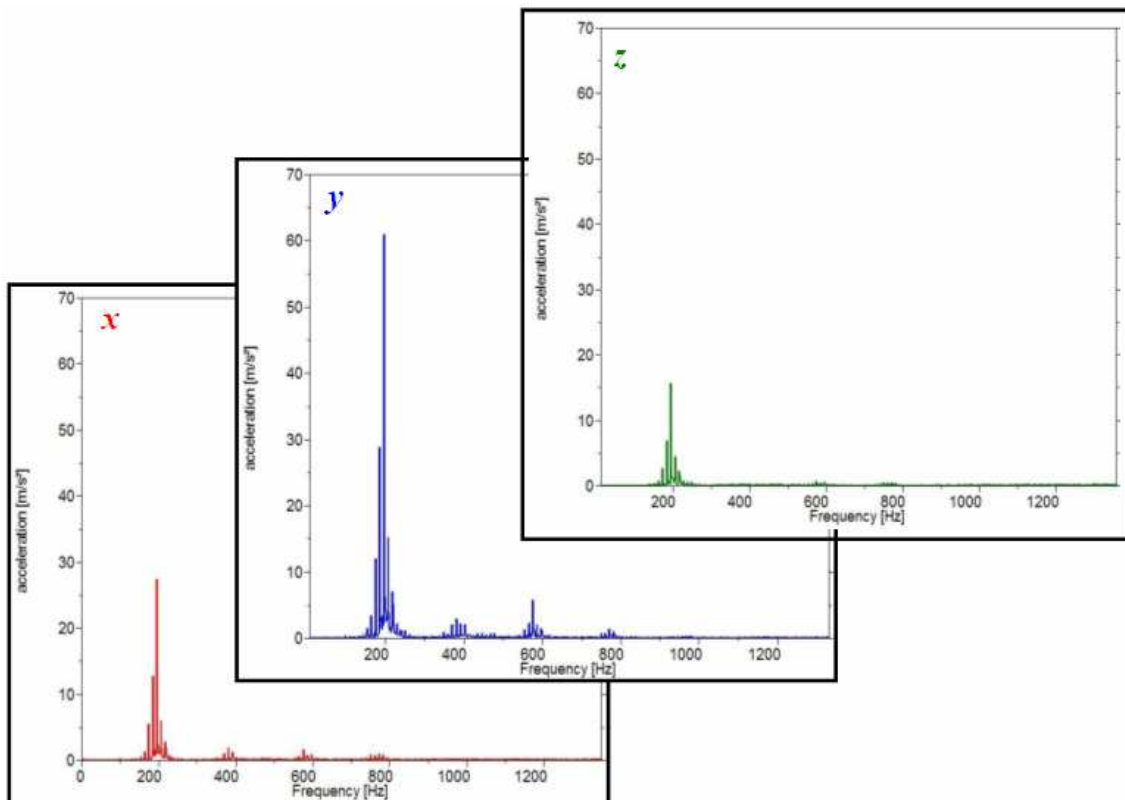


figure III-9 : FFT des signaux des accélérations suivant les trois directions.

L'analyse par FFT de plusieurs essais montre que les fréquences des accélérations de vibrations lors de la coupe sont de l'ordre de 150-200 Hz. Elles sont légèrement inférieures aux fréquences propres de la machine. Or, nous savons que les vibrations auto-entretenues apparaissent à proximité des fréquences propres du système usinant, et qu'elles ne sont pas liées à la vitesse de rotation de la pièce, [Moraru et al, 1979], [Ispas et al, 1998].

Un autre paramètre très important pour les vibrations auto-entretenues est l'amplitude des vibrations. Elle dépend de la quantité d'énergie introduite dans le système. Donc, l'amplitude est influencée d'une part par les paramètres du système élastique et d'autre part par les paramètres de coupe : la vitesse de coupe, l'avance et la profondeur de passe. Le paramètre qui présente l'influence la plus importante est la profondeur de passe. L'amplitude des vibrations augmente de façon quasi linéaire en fonction de l'accroissement de la profondeur de passe, jusqu'à dépasser la limite de stabilité du système élastique en accord avec [Kudinov, 1970].

III.3.3 Plan de déplacements

L'analyse des données accélérométriques permet d'établir l'existence d'un plan des déplacements dans lequel la pointe de l'outil décrit une ellipse (figure III-10).

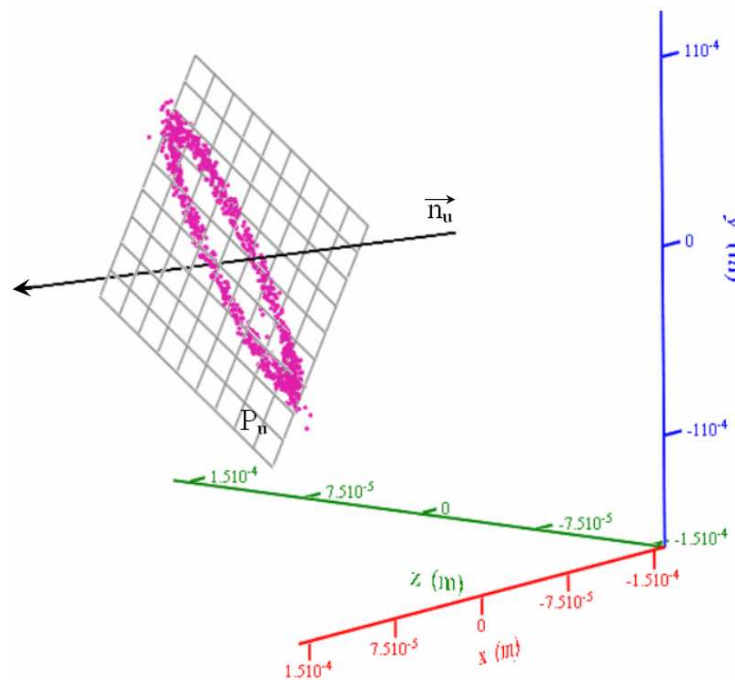


figure III-10 : Plan des déplacements.

Le calcul de la détermination de ce plan est présenté dans les annexes (paragraphe VI.2.1). L'existence de ce plan est confirmée en observant les signaux des déplacements (figure III-8). L'analyse montre que les déplacements suivant y et z sont en phase tandis que le déplacement selon la direction radiale x est déphasé par rapport à eux. Il s'agit dorénavant de localiser ce plan dans l'espace.

III.3.3.1 Localisation du plan des déplacements

La caractérisation de ce plan est effectuée à l'aide de la normale \vec{n}_u au plan (figure III-11).

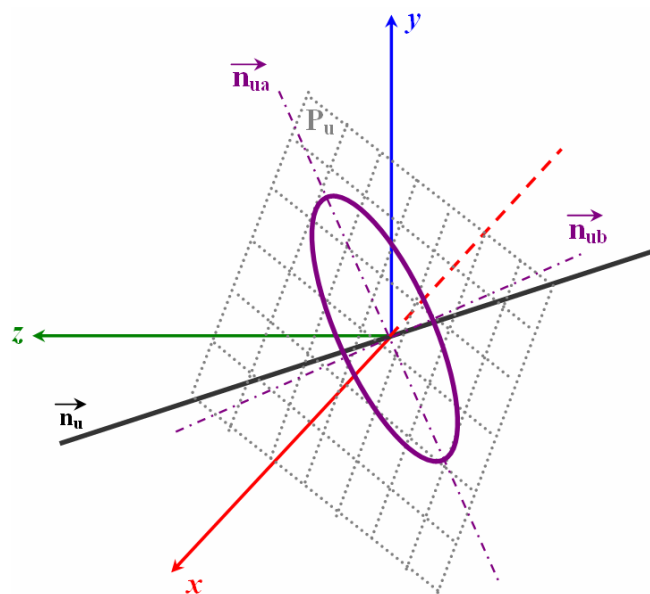


figure III-11 : Projection de la normale sur les trois axes, x, y, z

La localisation du plan des déplacements est réalisée pour chaque essai en fonction de l'avance (tableau III-3).

ap = 5 mm		x	y	z
Normale		\vec{n}_u		
f (mm/tr)	0.05	-0.071	-0.186	0.98
	0.0625	-0.071	-0.186	-0.98
	0.075	-0.058	-0.206	0.97
	0.1	-0.056	-0.216	0.975

tableau III-3 : Normales au plan des déplacements suivant les trois directions de coupe, en fonction de f .

Nous constatons que les normales n'évoluent quasiment pas en fonction de l'avance. L'existence et la détermination de ce plan nous fournissent des informations sur la configuration à adopter pour l'écriture du modèle. Ainsi, le caractère plan du comportement du **BO** permet de ramener le problème tridimensionnel de coupe, avec déplacement spatial, à une modélisation plane effectuée dans un plan incliné par rapport aux axes de la machine.

III.3.3.2 Analyse de l'ellipse des déplacements

Dans ce plan, la pointe de l'outil décrit une ellipse dès l'apparition du régime stable (pas de vibrations), figure III-12.

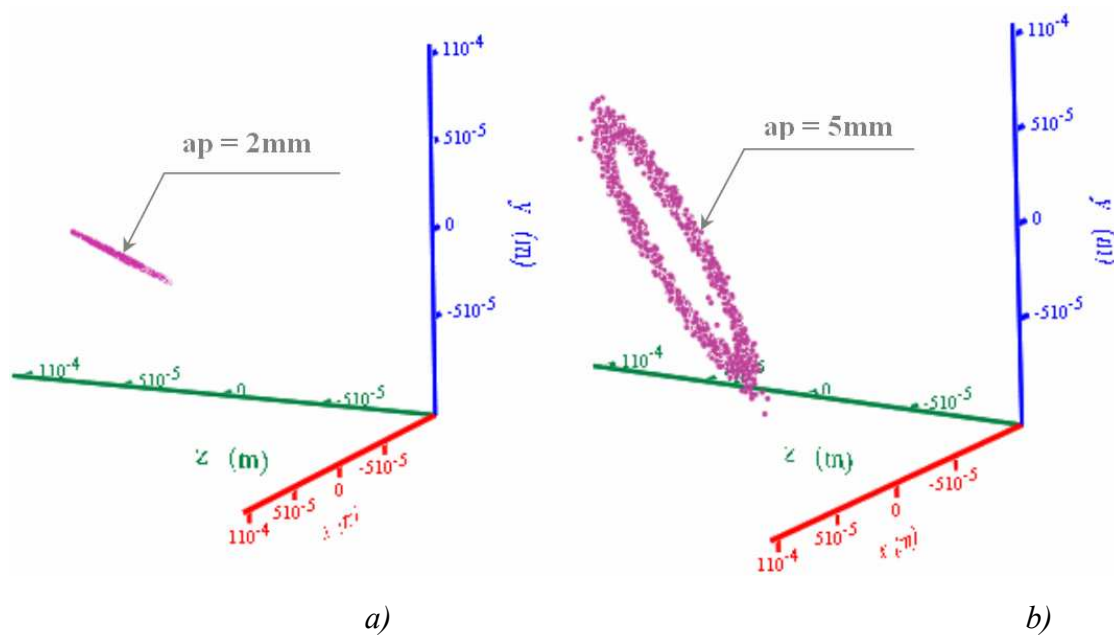


figure III-12 : Comparaison d'un régime stable (a) et d'un régime instable (b).

III.3.3.2.1 Le déphasage entre les déplacements de l'outil

Nous observons un déphasage entre les déplacements suivant la direction radiale x et la direction de coupe y ou d'avance z (ces deux dernières étant quasiment en phase). Ce déphasage peut être évalué en mesurant l'angle de phase donné par la composition des deux signaux. Il est possible de mesurer le déphasage φ_u directement à partir de signaux temporels:

$$\varphi_u = \pm 2\pi \frac{\Delta t}{T}, \quad (\text{III.1})$$

où T correspond à un déphasage de 360° et Δt à un déphasage entre les deux signaux.

Nous observons effectivement qu'un déphasage φ_u existe entre le déplacement radial x et les deux déplacements suivant y et z qui eux sont quasiment en phase (figure III-13). Pour le cas étudié, avec $ap = 5\text{mm}$ et $f = 0.1\text{mm/tr}$, nous obtenons un déphasage de 28° .

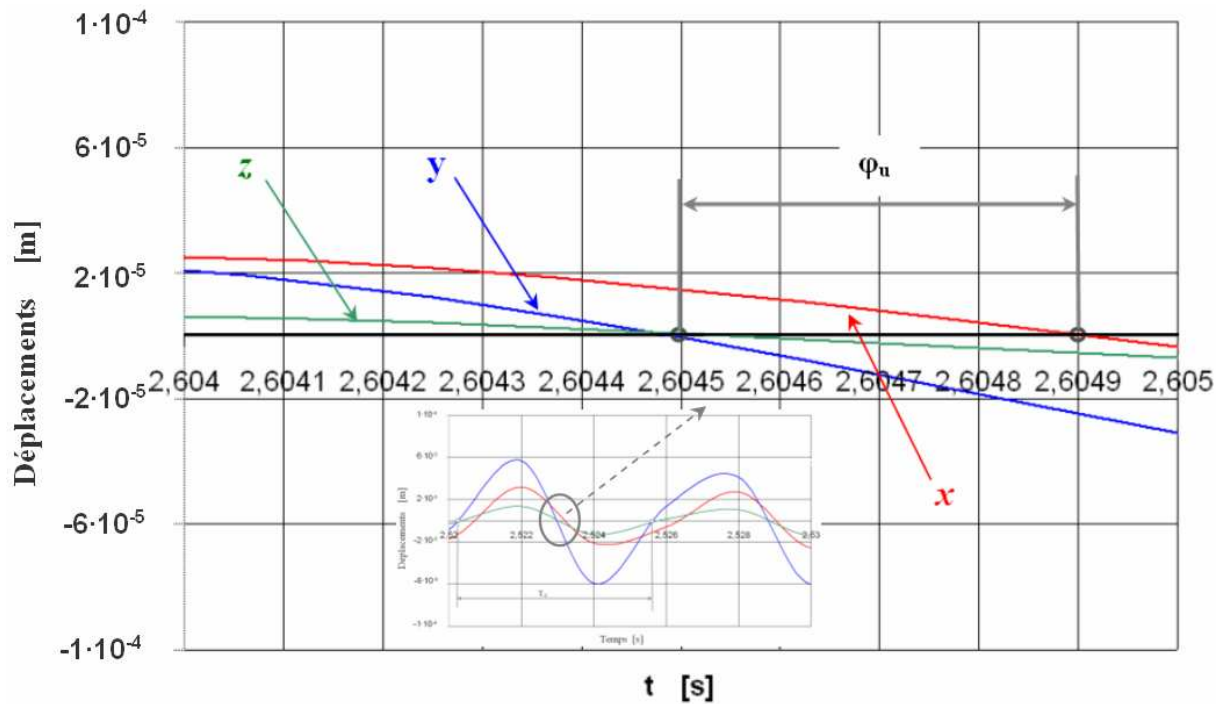


figure III-13 : Détermination des déphasages.

Lors des essais réalisés en fonction de l'avance, la variation de ce déphasage est très faible. Pour l'avance de 0.05 mm/tr le déphasage est égal au déphasage relevé pour l'avance de 0.1 mm/tr .

III.3.3.2.2 Approximation de l'ellipse

L'ellipse est caractérisée (annexe VI.2.2), dans le plan de normale $(\overline{n_u})$, en déterminant par la méthode des moindres carrés son grand axe a_u et son petit axe b_u , dans le repère $(\overline{n_{ua}}, \overline{n_{ub}})$.

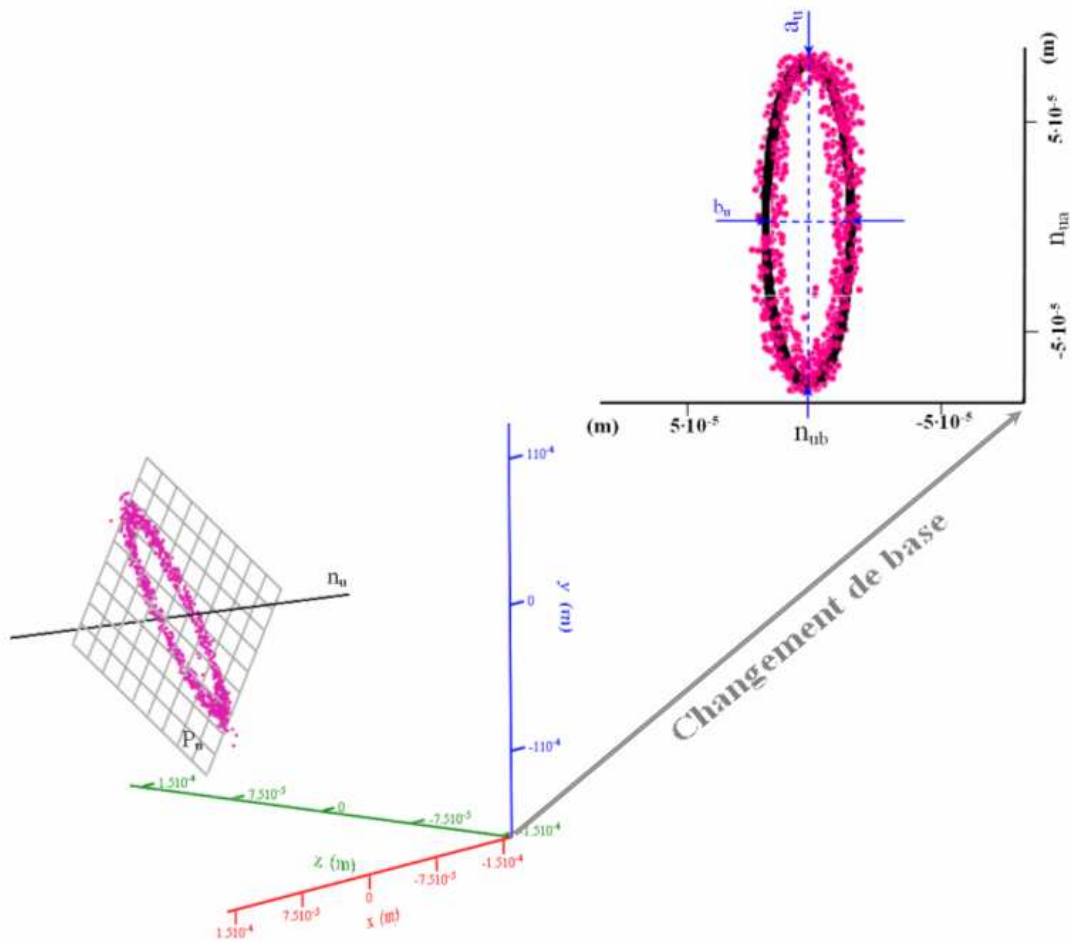


figure III-14 : Changement de base pour la détermination de l'ellipse.

Les valeurs de a_u , de b_u et de leur ratio sont présentés dans le tableau III-4. Nous remarquons une faible variation du ratio a_u/b_u , ainsi les proportions de l'ellipse sont quasi constantes en fonction de l'évolution de l'avance.

f (mm/tr)	a_u (m)	b_u (m)	a_u/b_u
0.1	$7.71 \cdot 10^{-5}$	$1.72 \cdot 10^{-5}$	4.48
0.075	$5.6 \cdot 10^{-5}$	$1.23 \cdot 10^{-5}$	4.59
0.0625	$3.87 \cdot 10^{-5}$	$0.83 \cdot 10^{-5}$	4.66
0.05	$2.83 \cdot 10^{-5}$	$0.51 \cdot 10^{-5}$	4.76

tableau III-4 : Détermination du grand axe et du petit axe de l'ellipse des déplacements.

L'analyse des déplacements doit être complétée par celle des actions mécaniques, afin de déterminer les corrélations existantes entre le torseur d'actions mécaniques et les mouvements relatifs outil/pièce/copeau.

III.4 Torseur des actions mécaniques

Les notions de glisseur, de couple et de torseur sont directement liées aux travaux, menés au début du siècle précédent, sur l'outil mathématique « torseur » [Stawell Ball, 1900]. L'étude des phénomènes de coupe est généralement facilitée par l'utilisation d'un outil mathématique tel que le torseur. Aujourd'hui, la mesure du torseur mécanique appliqué lors de la coupe est possible grâce à des moyens récents de métrologie [Couétard, 2000].

Jusqu'à maintenant les résultats sur les efforts de coupe ont toujours été validés à l'aide de plates-formes de mesure à trois composantes. Le concept de la présence de moments à la pointe de l'outil ne peut être validé que par la mesure d'un torseur représentatif des actions de coupe. L'outil torseur présente l'avantage d'être calculé en tout point de l'espace et notamment à la pointe de l'outil.

L'étude sur le torseur est divisée en deux parties ; la première concerne l'analyse des forces et la seconde est dédiée à l'analyse des moments à la pointe de l'outil pendant la coupe.

III.4.1 Forces

Pour chaque essai, en fonction de l'avance, sont mesurées des actions mécaniques. Un exemple est présenté sur la figure III-15.

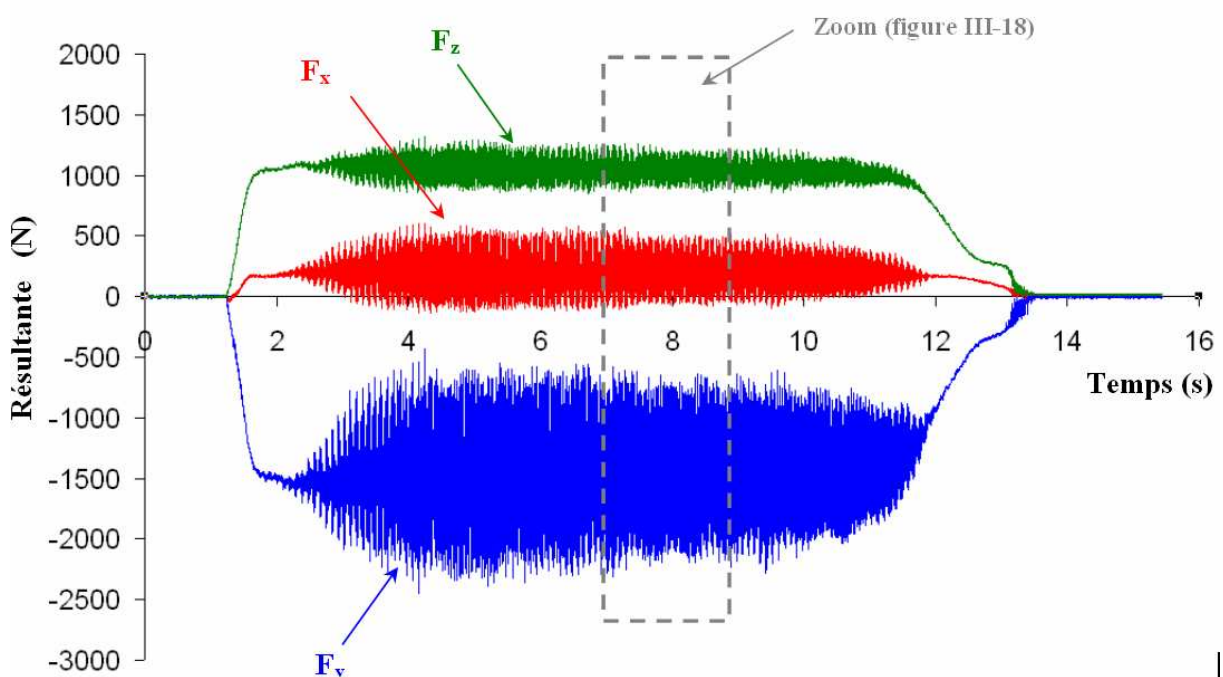


figure III-15 : Signaux des composantes de la résultante sur les trois directions de coupe dans le cas : $ap = 5\text{mm}$, $f = 0.1\text{ mm/tr}$ et $N = 690\text{ tr/min}$.

III.4.1.1 Analyse fréquentielle

L'analyse fréquentielle des signaux (figure III-16) permet d'obtenir les pics de fréquences autour de 190 Hz.

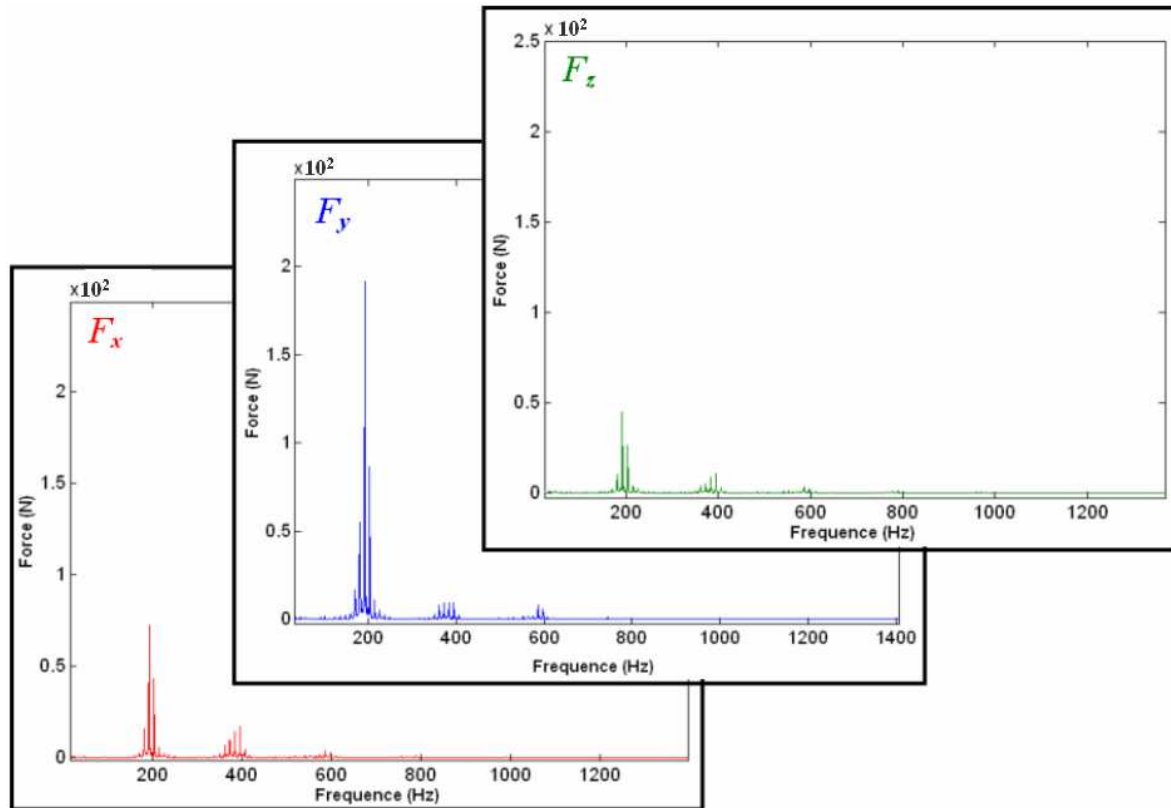


figure III-16 : FFT du signal des forces dans les directions x , y , z .

Nous avons trouvé la même fréquence pour les déplacements. Dès lors, les variations de la force de coupe et les vibrations auto-entretenues s'influencent mutuellement [Ispas et al, 1999], [Tansel et al, 1992], [Marot, 1980], [Kudinov, 1970]. Au travers des travaux sur la coupe dynamique [Moraru et al, 1979], nous vérifions que la fréquence de vibrations auto-entretenues est différente de la fréquence de rotation de la pièce.

III.4.1.2 Plan forces

De même, l'analyse des efforts met en évidence une évolution de l'effort de coupe F_v autour d'une valeur nominale F_n (figure III-17). Cet effort variable est un effort tournant qui génère les déplacements de l'outil et entretient les vibrations du système élastique **BO** en accord avec les travaux de [Marinescu et al, 2002].

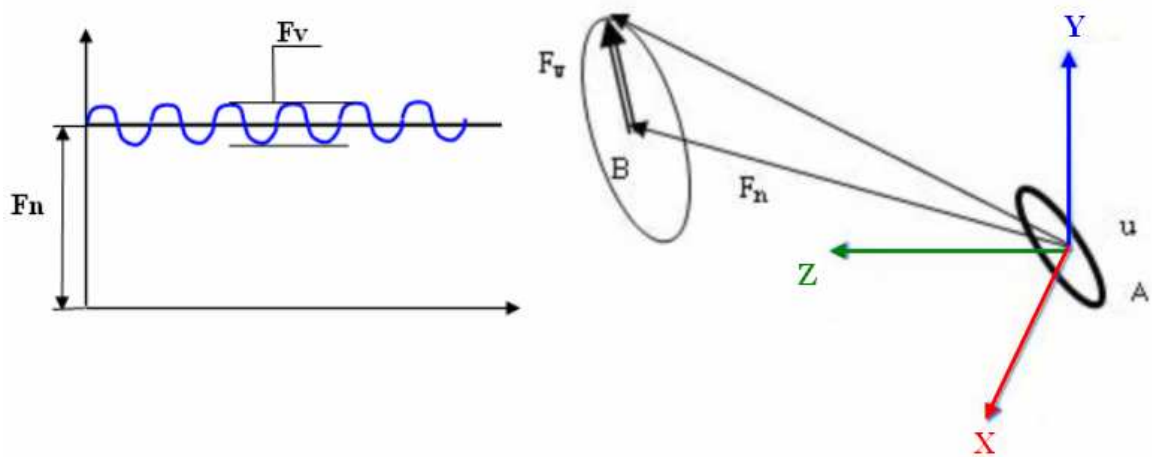


figure III-17 : Evolution de l'effort de coupe F_v autour de sa valeur nominale F_n .

La résultante permet de mettre en évidence une évolution de l'effort de coupe variable F_v autour d'une valeur nominale F_n . Cet effort variable est un effort tournant (figure III-17) qui génère les déplacements (u) de l'outil et entretient les vibrations du système élastique.

Ainsi, la force variable de coupe et les vibrations auto-entretenues dans le système élastique sont interactives [Moraru et al, 1979], [Koenigsberger et al, 1970].

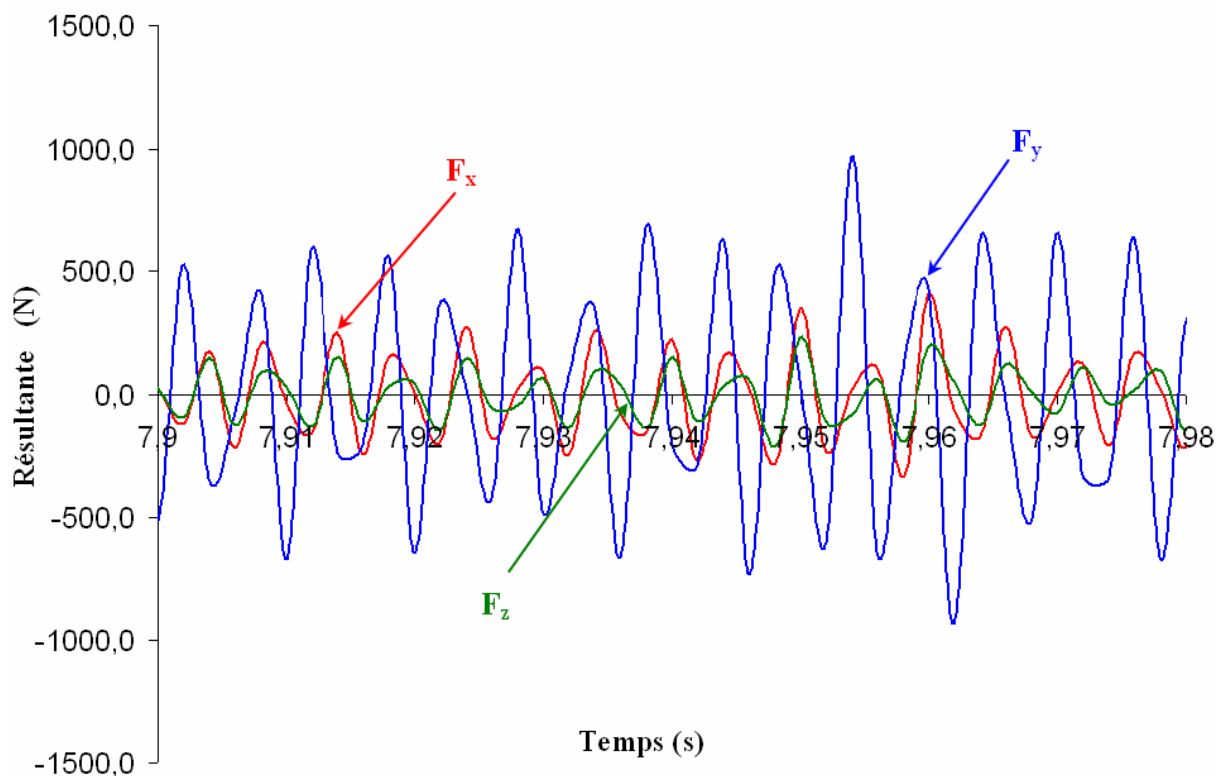


figure III-18 : Zoom sur la partie variable des composantes de la résultante suivant les trois directions de coupe dans le cas : $a_p = 5\text{mm}$, $f = 0.1\text{ mm/tr}$ et $N = 690\text{ tr/min}$.

Nous avons la possibilité d'observer et de comparer la partie variable des efforts de coupe (figure III-18), qui est caractérisée dans deux situations différentes :

- le régime de coupe stable avec une profondeur de passe de 2 mm (figure III-19 ,a),
- le régime de coupe instable (vibrations) avec une profondeur de passe de 5 mm.

Nous observons les effets des vibrations sur l'évolution des efforts variables (figure III-19 ,b).

En observant, les forces variables et les déplacements lors de la coupe instable nous remarquons que le rapport de la variation des forces et équivalent au rapport des déplacements.

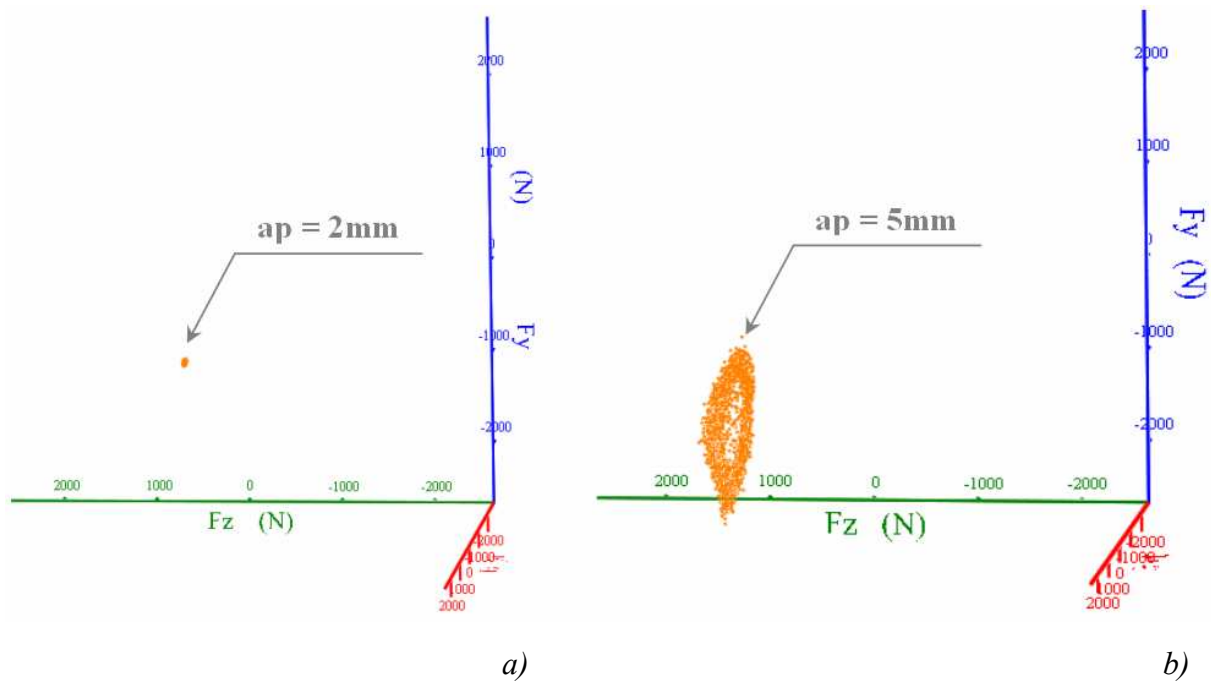


figure III-19 : Régime stable (a) et régime instable (b).

L'analyse des essais montre que dans le régime vibratoire les forces décrivent une ellipse ce qui n'est pas le cas dans le régime stable (sans vibrations).

Reprenons la méthode utilisée pour les déplacements afin de déterminer le plan des forces P_f caractérisé par sa normale $(\overline{n_f})$ (tableau III-5).

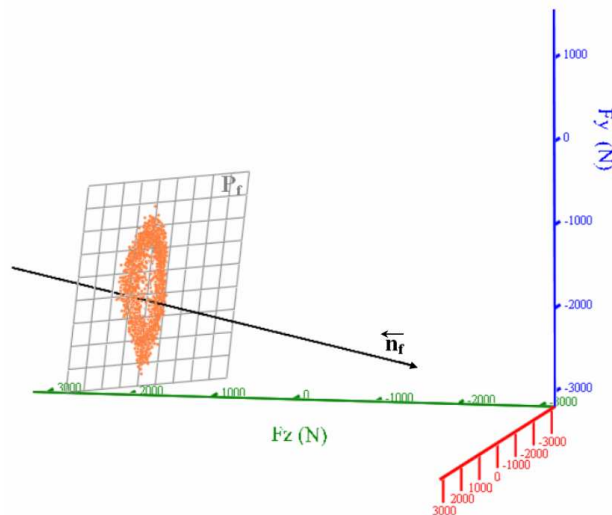


figure III-20 : Plan des forces.

ap = 5 mm		x	y	z
Normale		\vec{n}_f		
f (mm/tr)	0.05	0.245	-0.107	-0.964
	0.0625	0.292	-0.113	-0.095
	0.075	0.419	-0.097	-0.903
	0.1	0.46	-0.1	-0.882

tableau III-5 : Localisation du plan des forces.

Un nouveau repère $(\vec{n}_{fa}, \vec{n}_{fb})$ est associé à cette ellipse des forces et permet de déterminer respectivement les dimensions a_f du grand axe et b_f du petit axe (figure III-21).

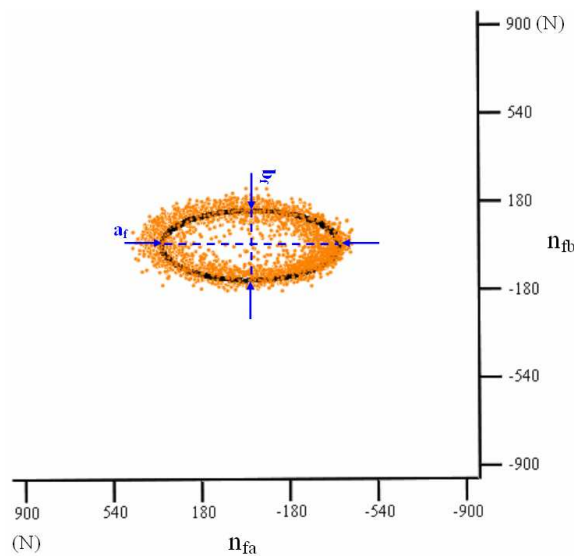


figure III-21 : Approximation de l'ellipse des forces.

Les valeurs de a_f , b_f ainsi que du ratio a_f/b_f sont présentées dans le tableau III-6. L'évolution de ce rapport est comparable à celui du rapport a_u/b_u qui est quasi constant en fonction de l'avance (tableau III-4).

f (mm/tr)	a_f (N)	b_f (N)	a_f/b_f
0.1	690	280	2.46
0.075	545	220	2.47
0.0625	365	147	2.48
0.05	220	88	2.5

tableau III-6 : Détermination du grand axe et du petite axe de l'ellipse des forces.

III.4.2 Moments

Pour chaque essai, le torseur complet des actions mécaniques est mesuré puis transporté à la pointe de l'outil via les relations de transport du moment.

Un exemple des résultats est donné à la figure III-22 et un zoom à la figure III-23.

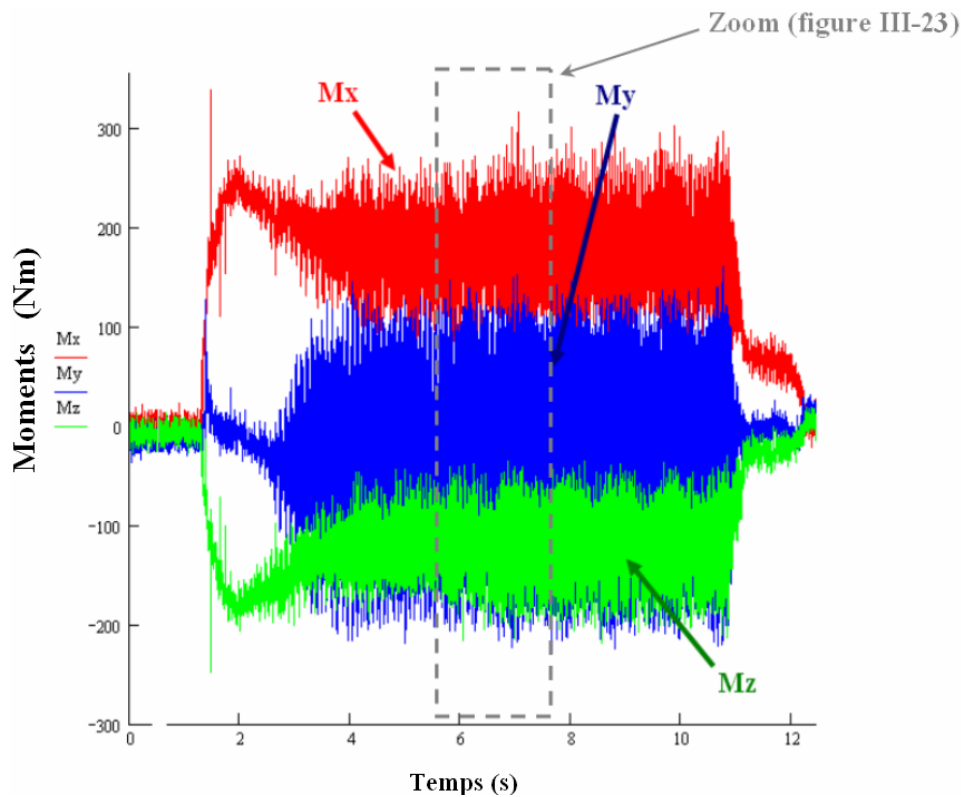


figure III-22 : Signaux des composantes du moment à la pointe de l'outil suivant les trois directions.

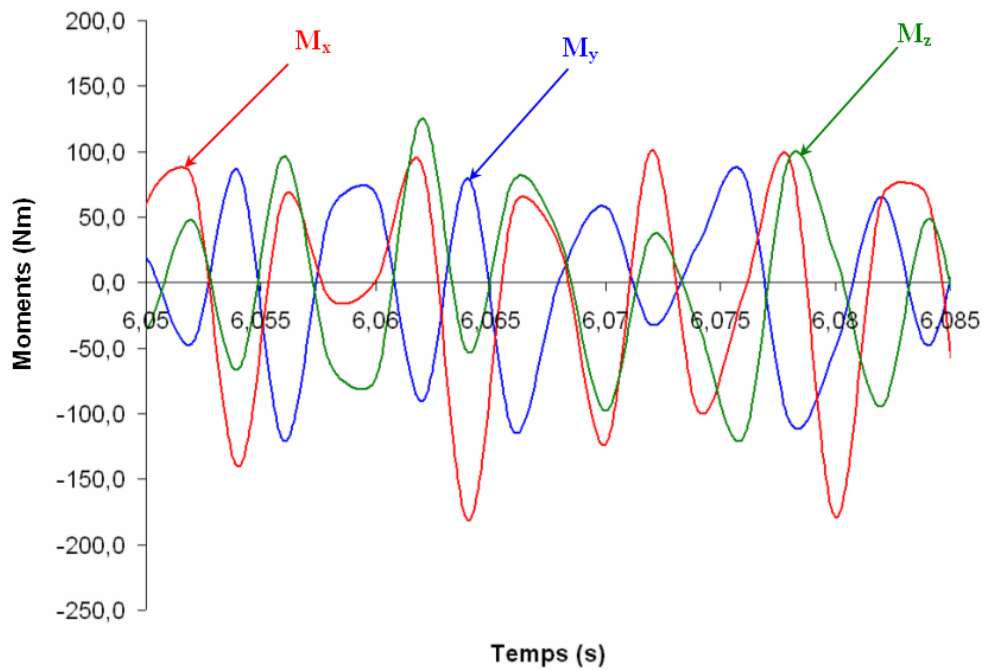


figure III-23 : Zoom de la partie variable des composantes du moment à la pointe de l'outil suivant les trois directions de coupe dans le cas : $a_p = 5\text{mm}$, $f = 0.1\text{ mm/tr}$ et $N = 690\text{ tr/min}$.

III.4.2.1 Analyse fréquentielle des moments

L'analyse fréquentielle des signaux des moments lors de la coupe vibratoire est présentée figure III-24.

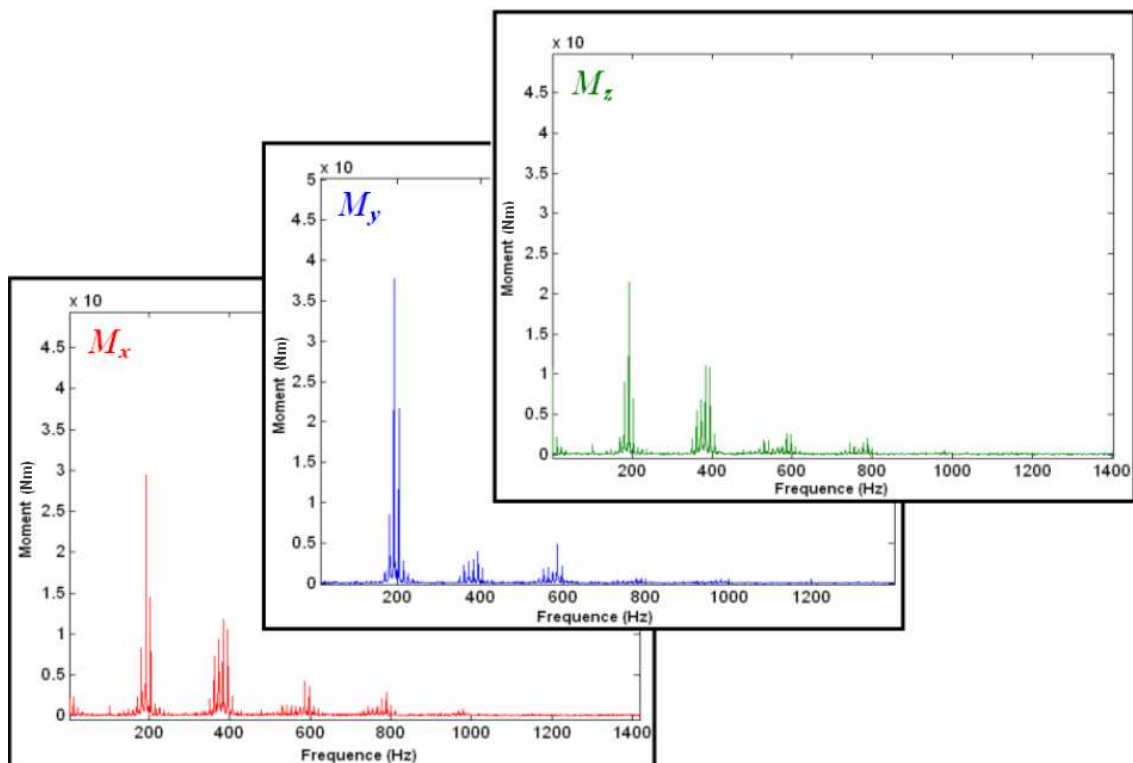


figure III-24 : FFT du signal des moments, directions x , y , z .

Comme pour les forces nous observons que le pic le plus important est localisé autour de 190 Hz. L'apparition d'autres pics, qui sont des harmoniques de ce dernier, modifie la représentation des moments (figure III-25) qui ne se situe plus dans un plan. Cette représentation se rapproche d'une forme en huit a contrario de la forme elliptique des efforts.

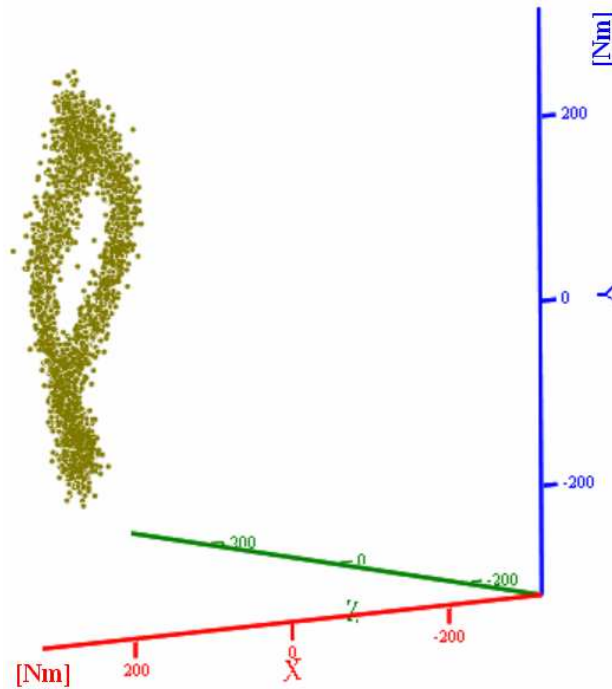


figure III-25 : Représentation des composantes des moments.

III.4.3 Evolution de l'axe central

A tout torseur, il est possible d'associer un axe central (exception faite des torseurs couple pur), objet unique calculé à partir des six composantes du torseur.

Le torseur en un point O est composé d'une résultante de forces R et d'un moment résultant M_O :

$$[A]_O = \begin{cases} \vec{R} \\ \vec{M}_O \end{cases}, \quad (\text{III.2})$$

L'axe central est une droite définie par un point de réduction et une direction (III.2):

$$\vec{OA} = \frac{\vec{R} \wedge \vec{M}_O}{\|\vec{R}\|^2} + \lambda \vec{R}, \quad (\text{III.3})$$

où O est le point où le torseur des actions mécaniques a été déplacé (pointe de l'outil) et A est le point courant décrivant l'axe central. OA est le vecteur associé au bipoint $[O, A]$.

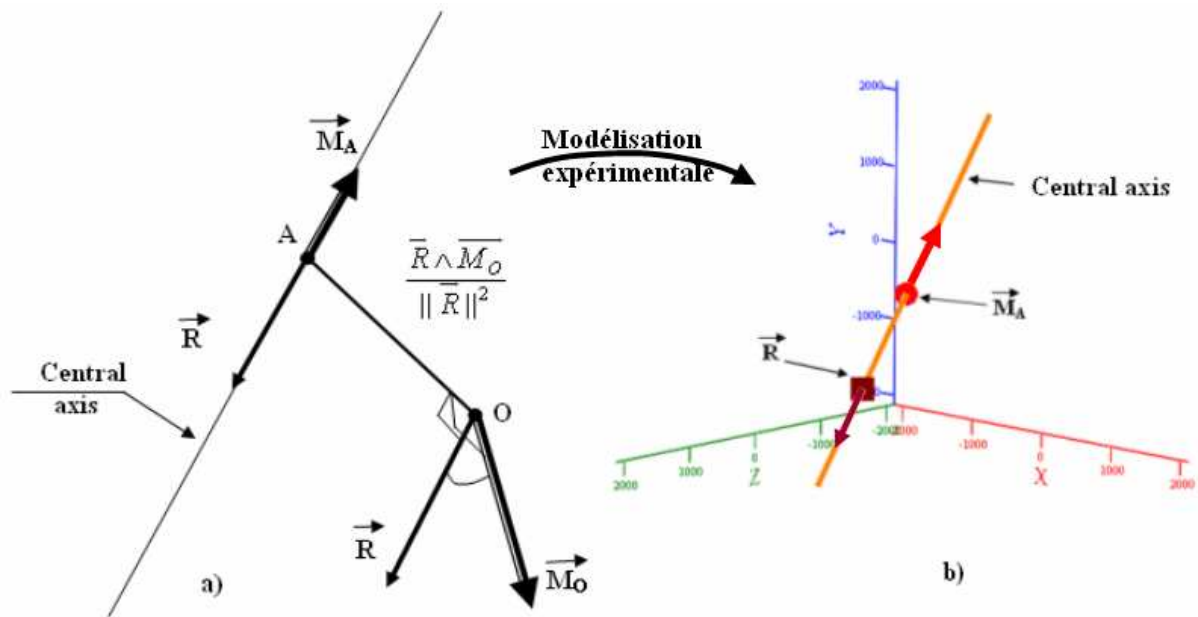


figure III-26 : Représentation de l'axe central (a) et la colinéarité sur l'axe central entre résultante et moments minimaux (b)

Cette droite (figure III-26 , a) correspond au lieu des points où le moment du torseur des actions mécaniques est minimum. Le calcul de l'axe central revient donc à déterminer l'ensemble des points (une droite) où le torseur peut être exprimé en fonction d'un glisseur (la direction de la droite) et d'un couple pur [Laporte, 2005].

L'axe central représente aussi le lieu des points où la résultante est colinéaire au moment minimum. Les résultats d'essais permettent de vérifier pour chaque point de mesure la colinéarité entre la résultante et le moment calculé à l'axe central (figure III-26 , b).

L'examen des six composantes du torseur des actions mécaniques montre que les valeurs moyennes des efforts et des moments ne sont pas nulles. Pour chaque point de mesure, l'axe central est calculé, dans le régime stable (figure III-27 , a) et instable (figure III-27 , b).

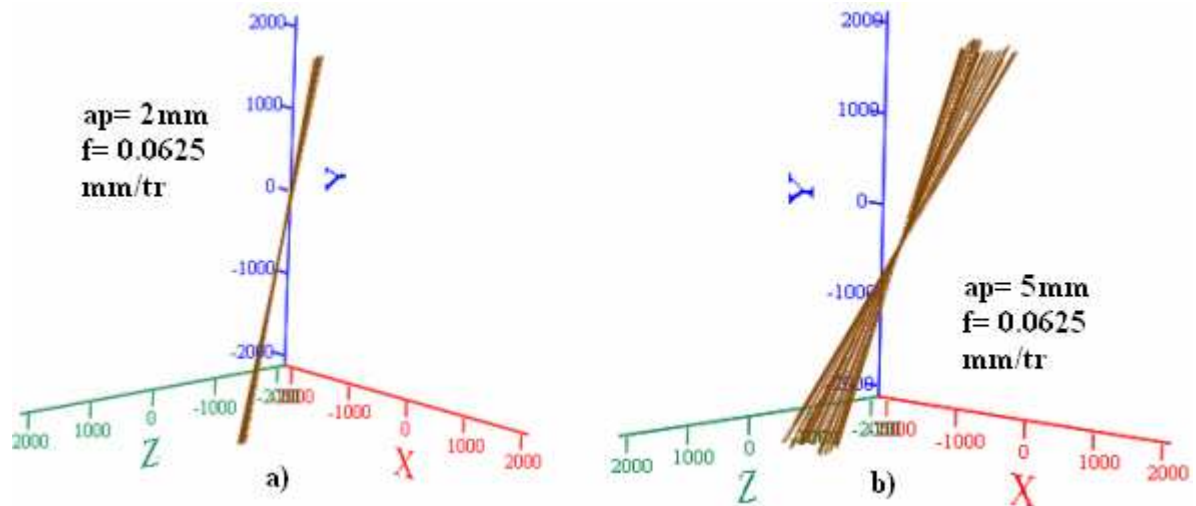


figure III-27 : Représentation des axes centraux sur un tour en régime stable (a) et en régime vibratoire (b).

En présence de vibrations, il est possible d'observer le caractère dispersif du faisceau d'axes centraux par rapport au régime stable, où ce même faisceau est plus resserré, et moins incliné par rapport à la normale au plan (x, y) . Nous attribuons cette dispersion des axes centraux aux vibrations auto-entretenues qui provoquent la génération de moments variables. En transportant le moment de la pointe de l'outil à l'axe central nous obtenons le moment minimum M_A :

$$\overline{M}_A = \overline{M}_O + \overline{AO} \wedge \overline{R} \quad (\text{III.4})$$

A partir des valeurs du moment à l'axe central nous déduisons la partie constante et la partie variable de celui-ci. Comme pour les forces, la partie variable est due aux vibrations auto-entretenues comme nous le montrons ci-dessous (figure III-28).

A l'aide de cette décomposition, nous exprimons la contribution des moments sur les zones de contact outil/pièce/copeau. Les observations issues de l'analyse montrent que les vibrations génèrent des rotations de l'outil, provoquent des variations de contact et donc engendrent des moments variables. Cette représentation nous permet d'exprimer les moments suivant les trois plans : le moment de pivotement dans la direction y et les deux moments de roulement suivant x et z .

L'analyse des composantes des moments déterminées à l'axe central permet d'observer une localisation des moments sur deux zones distinctes. Tenant compte de cette remarque, nous divisons les composantes des moments suivant les trois directions en deux parties notées d_1 et d_2 , respectivement le moment variable à l'axe central suivant z (M_{azv}) et le moment variable à l'axe central suivant y (M_{ayv}), figure III-28.

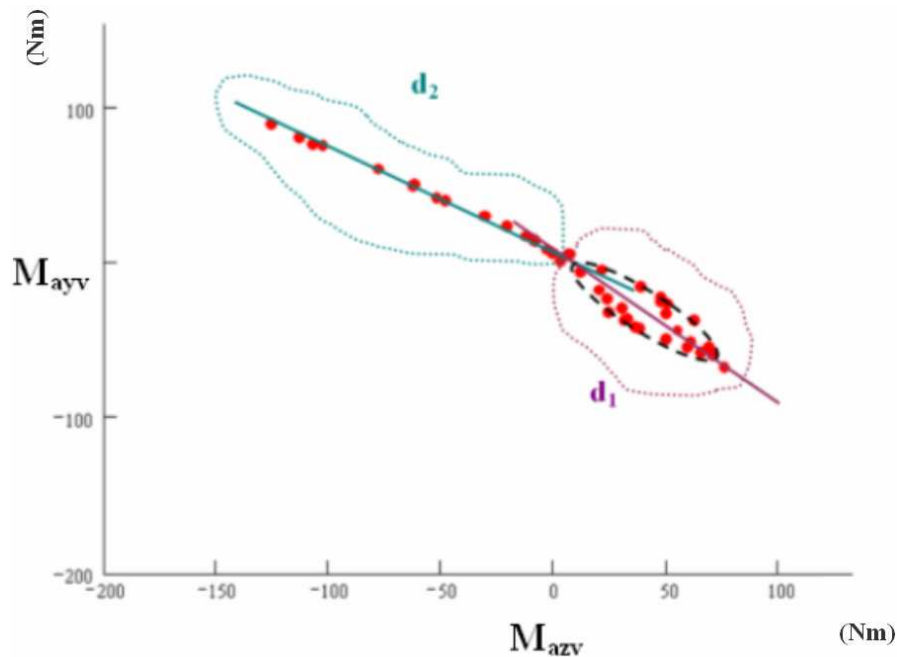


figure III-28 : Représentations des moments à l'axe central

divisés en deux parties sur un tour pour $ap = 5\text{mm}$, $f = 0.0625\text{ mm/tr}$ et $N = 690\text{ tr/min}$.

Dans le cas vibratoire $ap = 5\text{mm}$, la première famille de points d_2 est organisée selon une droite tandis que la seconde famille est une zone de type elliptique répartie autour d'une droite d_1 (le grand axe). Dans le cas sans vibrations $ap = 2\text{mm}$, nous constatons que les deux familles d_1 et d_2 sont confondues en une seule famille organisée selon une seule droite. Ainsi, l'apparition de la forme elliptique autour de la droite d_1 est donc bien due aux vibrations auto-entretenues (cas $ap = 5\text{mm}$) [Bisu et al, 2006b]. En particulier la fréquence de la partie d_1 est supérieure à celle de la partie d_2 , étant liés à la plage de fréquences trouvée lors d'analyse FFT des moments (figure III-24). Par ailleurs, à l'axe central, les familles d_1 et d_2 semblent correspondre à des éléments distincts de la surface de coupe.

III.5 Géométrie pièce et copeau

III.5.1 Mesures rugosimétriques

Les vibrations auto-entretenues ont une influence sur la qualité de surface des pièces (figure III-29). L'analyse FFT des données rugosimétriques montre un pic de fréquence localisé autour de 200 Hz, ce qui est cohérent avec les données précédentes.

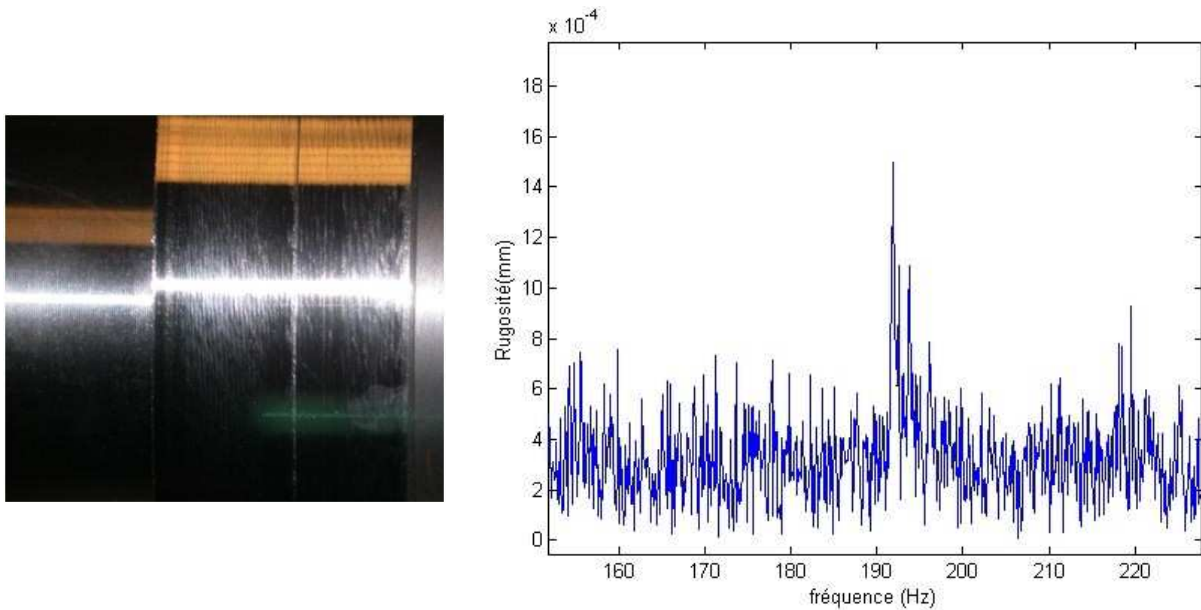


figure III-29 : FFT du profil de rugosité de la pièce usinée.

III.5.2 Caractéristiques du copeau

Des mesures microscopiques ont été réalisées sur les copeaux et ont permis de déterminer les variations d'épaisseur et de largeur de ceux-ci.

III.5.2.1 L'épaisseur du copeau

Les variations entre l'épaisseur maximale (h_{\max}) et l'épaisseur minimale (h_{\min}) sont de l'ordre de 2, et indépendantes de l'avance. Un exemple est présenté (figure III-30) pour un échantillon de copeau lors d'un essai avec une avance de 0.05 mm/tr où $h_{\max} = 0.23$ mm et $h_{\min} = 0.12$ mm.

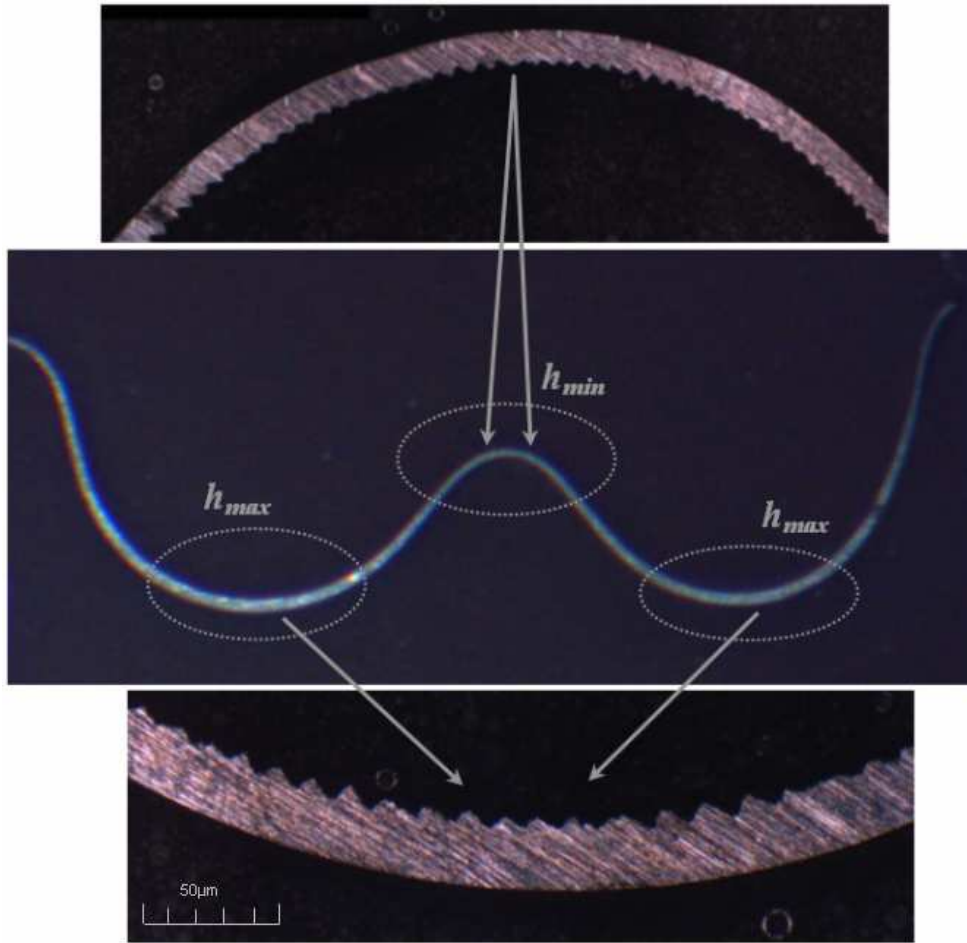


figure III-30 : Variation de l'épaisseur du copeau.

La mesure de la longueur du copeau correspondante à une ondulation nous permet de retrouver les fréquences de vibrations auto-entretenues à partir de la vitesse de coupe. Pour déterminer la longueur totale du copeau, il faut mesurer la longueur d'onde et tenir compte du taux d'écroûissage (III.6) [Kudinov, 1970] du copeau lors de la coupe.

$$f_{cop} = \frac{V}{l_o \cdot \xi_c}, \quad (III.5)$$

avec f_{cop} la fréquence du copeau, V la vitesse du copeau, l_o la longueur d'une ondulation de copeau et ξ_c le coefficient d'écroûissage pour le copeau. Le coefficient d'écroûissage est déterminé à l'aide de la relation (III.6). Il est ensuite validé par la littérature [Kudinov, 1970].

$$\xi_c = \frac{\cos(\phi - \gamma)}{\sin(\phi)}. \quad (III.6)$$

Dans notre cas, une longueur de 11 mm d'ondulation est mesurée sur le copeau, avec un coefficient d'écroûissage (ξ_c) de 1.8 et une vitesse de coupe (V) de 238 m/min. Nous obtenons alors, une fréquence de 206 Hz, très proche des fréquences des déplacements ou des forces relevées lors de la coupe.

III.5.2.2 Largeur du copeau

La largeur du copeau est ensuite mesurée avec les mêmes techniques. Des variations importantes, de l'ordre de 0,5mm, sont observées. La largeur maximale (w_{max}) est de 5.4 mm et la largeur minimale (w_{min}) vaut 4.9 mm, figure III-31.

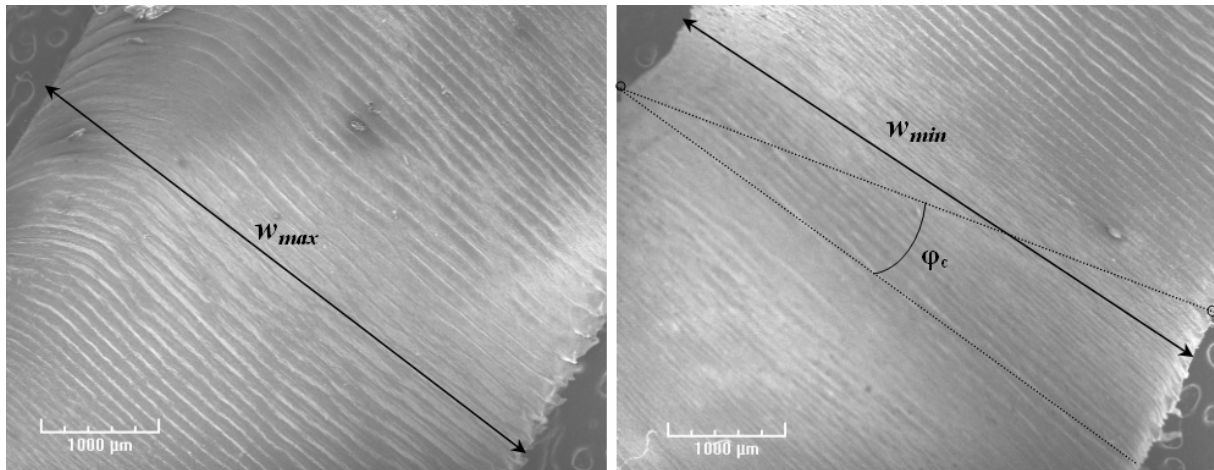


figure III-31 : Variation de la largeur du copeau.

La mesure de l'angle φ_c (figure III-31) des inclinaisons de la largeur du copeau entre chaque ondulation, voisin de 29° , est égale au déphasage mesuré sur les signaux des déplacements.

III.6 Synthèse

Une synthèse est réalisée afin de mettre en regard les différentes corrélations raideur/déplacement, déplacement de outil/centre de raideur, centre de raideur/axe central analysées précédemment.

III.6.1 Plan des déplacements/forces

Les déplacements de l'outil sont localisés dans un plan incliné. Il y a corrélation entre les déplacements de l'outil et les efforts de coupe. Ces informations permettent de déterminer avec précision les configurations réelles de coupe. Les corrélations sont analysées à l'aide de la normale au plan pour les déplacements et pour les forces (tableau III-7).

f (mm/tr)	0.05		0.0625		0.075		0.1	
Normale	\bar{n}_f	\bar{n}_u	\bar{n}_f	\bar{n}_u	\bar{n}_f	\bar{n}_u	\bar{n}_f	\bar{n}_u
Suivant x	0.245	-0.071	0.292	-0.071	0.419	-0.058	0.46	-0.056
Suivant y	-0.107	-0.186	-0.113	-0.186	-0.097	-0.206	-0.1	-0.216
Suivant z	-0.964	0.98	-0.95	0.98	-0.903	0.977	-0.882	0.975

tableau III-7 : Normales aux plans des déplacements n_u et des forces n_f suivant les trois directions de coupe, en fonction de l'avance.

L'existence de ce plan permettra l'adaptation d'une configuration réelle de la coupe pour exprimer le modèle dynamique dans les repères associés à ce plan.

III.6.2 Corrélation raideur /déplacement

A partir de l'étude réalisée au chapitre II, nous vérifions que les angles de la direction principale des déplacements sont comparables aux angles des ellipses des déplacements (tableau III-8).

Statique		Dynamique		
$\alpha_K (yz)$	$\alpha_K (yx)$	$\theta_{e(yz)}$ – le complément du $\theta_{e(xy)}$	$\theta_{e(yx)}$ le complément du $\theta_{e(zy)}$	f (mm/tr)
76°	65°	79°	65°	0.05
		79°	67°	0.0625
		77°	69°	0.075
		77°	69°	0.1

tableau III-8 : Comparaison des angles de la direction principale des déplacements.

Une autre corrélation existe entre le vecteur (\bar{n}_k) (caractérisant la direction de la raideur principale) et le vecteur normal au plan des déplacements (\bar{n}_u) . En effet, l'angle entre ces deux normales ne dépasse pas 2.5°, dans notre cas.

f (mm/tr)	$\arccos\left(\frac{\vec{n}_k \cdot \vec{n}_u}{\ \vec{n}_k\ \cdot \ \vec{n}_u\ }\right)$
0.05	0.8°
0.0625	1°
0.075	1.9°
0.1	2.5°

tableau III-9 : Corrélation entre le plan des raideurs et le plan des déplacements.

III.6.3 Corrélation déplacement de l'outil/centre de raideur

A l'aide de l'analyse statique développée dans le chapitre II nous mettons en évidence le couplage entre les caractéristiques élastiques du système **BO** et les vibrations générées par la coupe. Comme nous pouvions nous y attendre, l'apparition des vibrations auto-entretenues est fortement influencée par les valeurs des raideurs du système, leur rapport et leur direction.

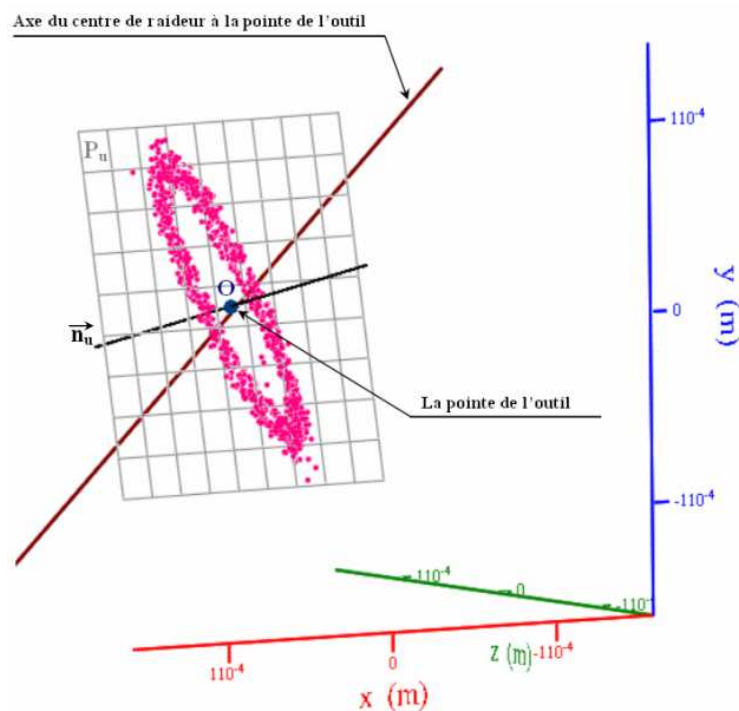


figure III-32 : Corrélation entre le centre de raideur et l'ellipse des déplacements.

Au chapitre II, nous avons déterminé le centre de raideur (CR). L'axe qui passe par le centre de raideur et la pointe de l'outil représente la direction où la raideur est maximale.

Dans la figure III-32 nous traçons cet axe de raideur maximale qui est orthogonal à la normale au plan, et qui est aussi perpendiculaire au grand axe de l'ellipse. Ceci explique bien que le plus grand déplacement a lieu sur l'axe où la raideur est minimale. Cette corrélation nous permet de faire une validation de notre protocole expérimental exhibé au chapitre II.

La détermination de ce plan des déplacements et la caractérisation elliptique de ce mouvement plan, nous fournit des informations sur la configuration à adopter pour l'écriture du modèle et permet d'exprimer le système en fonction de ces axes

III.6.4 Corrélation centre de raideur/axe central de la coupe dynamique

Dans la figure III-33 est présentée l'intersection entre la droite passant par le centre de raideur (CR) et la pointe de l'outil et le lieu des axes centraux, pour 68 révolutions.

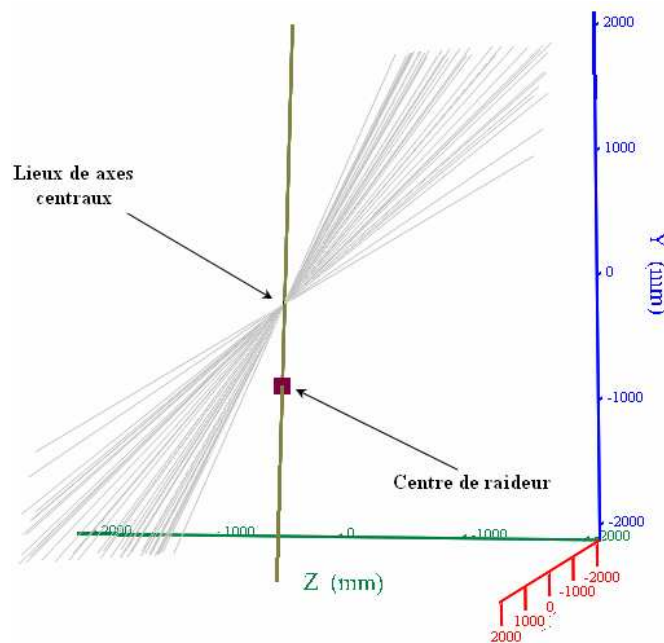


figure III-33 : Axe central / Centre de raideur.

III.6.5 Vibrations auto-entretenues, validation expérimentale

D'après cette étude nous considérons que la zone de vibrations auto-entretenues se situe autour de 190 Hz.

L'analyse effectuée sur les mesures des déplacements et des forces permet d'évaluer le déphasage existant entre forces et déplacements (figure III-34).

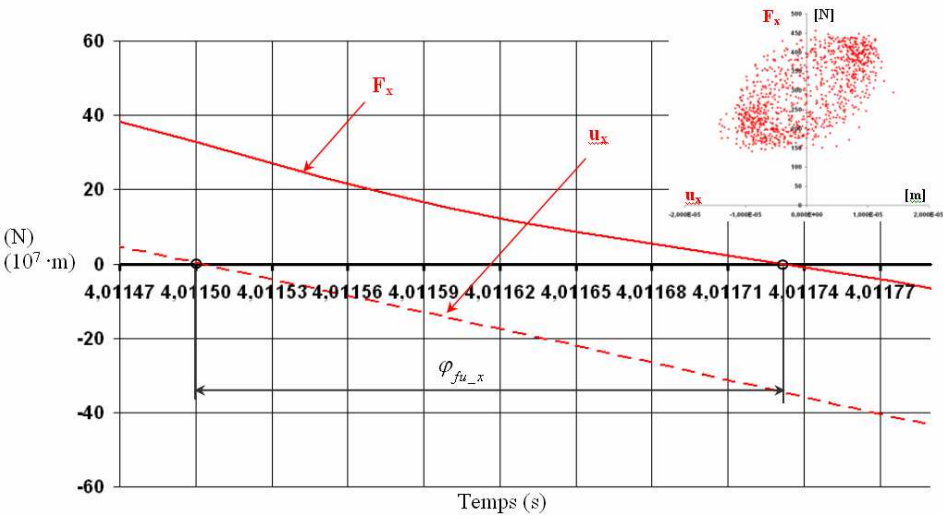


figure III-34 : Déphasage forces / déplacements suivant x.

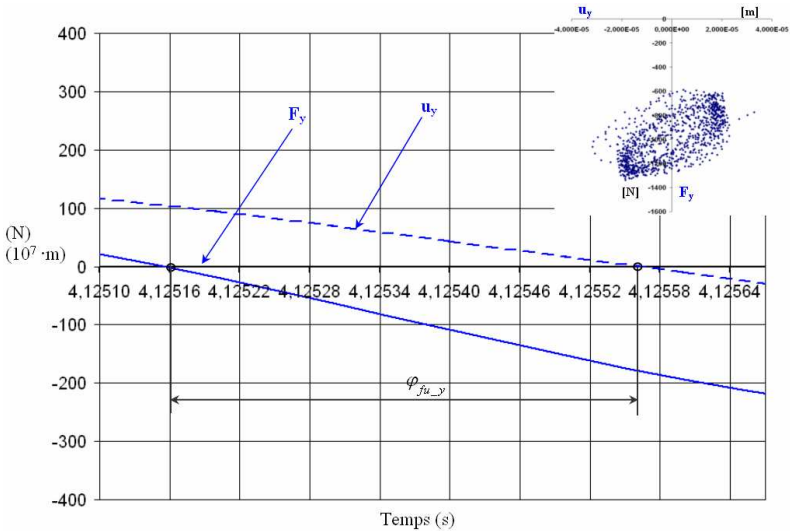


figure III-35 : Déphasage forces / déplacements suivant y.

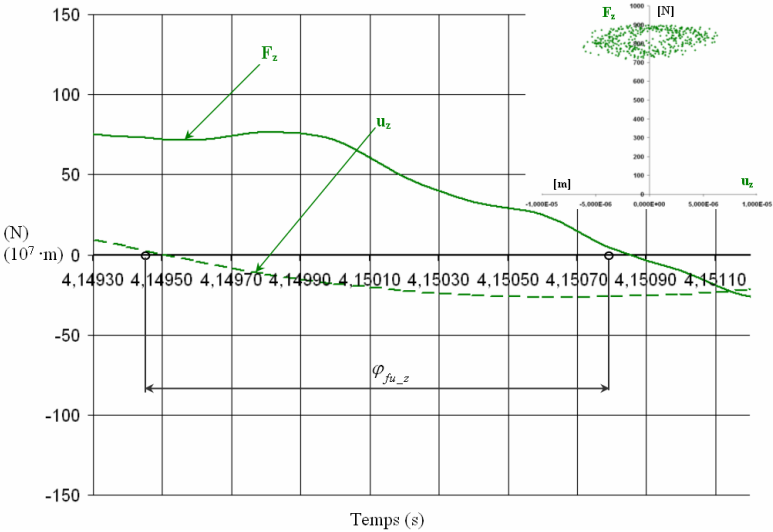


figure III-36 : Déphasage forces / déplacements suivant z.

Ce déphasage explique le retard de la force par rapport au déplacement. L'apparition de vibrations auto-entretenues peut être expliquée aussi par le retard force/déplacement, qui augmente le niveau d'énergie dans le système. L'existence de ce retard s'explique par l'inertie du système usinant et plus particulièrement par l'inertie du processus de coupe [Koenigsberger et al, 1970].

φ_{fu_x}	φ_{fu_y}	φ_{fu_z}
13°	23°	75°

tableau III-10 : Valeurs du déphasage force / déplacement.

Le déphasage force/déplacement reste constant en fonction de l'avance.

L'apparition des vibrations auto-entretenues peut donc être expliquée par le déphasage entre les forces et les déplacements.

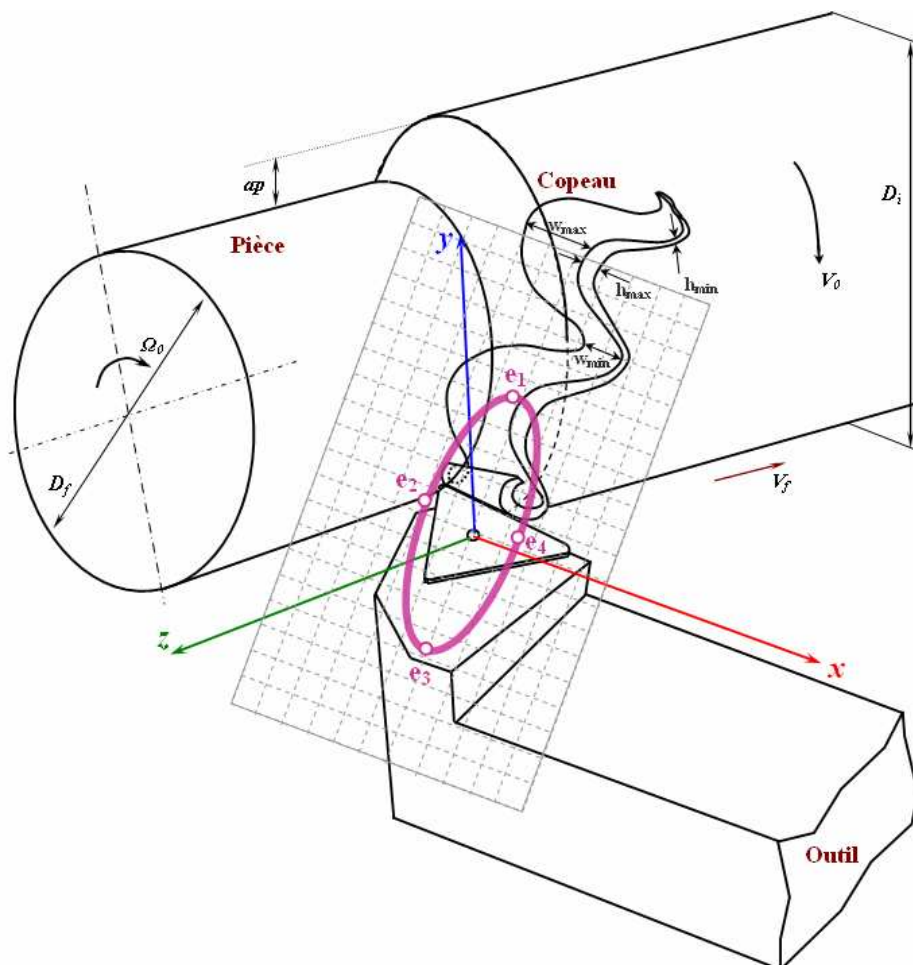


figure III-37 : Trajectoire elliptique du mouvement l'outil/pièce

Quand l'outil se déplace (figure III-37) sur la partie e_1, e_2, e_3 de l'ellipse, la force de coupe effectue un travail positif parce que sa direction coïncide avec la direction de coupe. Sur la partie e_3, e_4, e_1 , le travail produit par la force de coupe est négatif. En comparant les deux parties de l'ellipse, nous remarquons que la force sur le parcours e_1, e_2, e_3 est plus grande que sur le parcours e_3, e_4, e_1 car la profondeur de passe est plus grande. Lors de ce processus, le travail reste positif et l'énergie résultante permet l'entretien des vibrations.

III.7 CONCLUSIONS

Les procédures expérimentales mises en place, tant au niveau statique que dynamique, ont permis de déterminer les éléments nécessaires à une analyse rigoureuse de l'influence de la géométrie de l'outil, de son déplacement et de l'évolution des contacts outil/pièce et outil/copeau sur la surface réalisée. En particulier, en analysant la résultante du torseur des efforts appliqués dans une phase de tournage, les résultats expérimentaux ont permis d'établir une décomposition vectorielle des efforts mettant en évidence une évolution de l'effort de coupe variable dans un plan incliné par rapport à une valeur nominale constante. Cet effort de coupe, dont l'extrémité décrit une ellipse, est parfaitement bien corrélé au déplacement de la pointe de l'outil qui a lieu dans des conditions analogues. Par ailleurs, le couplage mis en évidence entre les caractéristiques élastiques du système **BO** et les vibrations générées par la coupe a permis d'établir que l'apparition des vibrations auto-entretenues est fortement influencée par les raideurs du système, leur rapport et leur direction. Nous avons également établi une corrélation entre la direction du mouvement vibratoire de la structure élastique de la machine-outils et les variations de section du copeau.

Ces premiers résultats permettent d'envisager à présent une étude plus complète en exploitant totalement la notion de torseur. En effet, grâce au dynamomètre à six composantes, nous avons identifié l'existence de moments à la pointe de l'outil non évalués par les chaînes de mesures classiques.

L'originalité de ces travaux concerne l'analyse du torseur appliqué à la pointe de l'outil, dans le but de faire évoluer un modèle semi analytique 3D de la coupe.

Cette étude permet, lors d'une opération de tournage, d'établir des corrélations fortes entre les vibrations auto-entretenues et l'axe central du torseur d'actions mécaniques. Il est donc possible, grâce à l'utilisation des paramètres définissant l'axe central d'étudier l'évolution du système vibrant outil - pièce. Elle permet aussi la mise en évidence d'un plan des déplacements concordant avec le plan des forces.

Ainsi, le caractère plan du comportement du **BO** permet de ramener le problème tridimensionnel de coupe, avec déplacement spatial, à une modélisation dans un plan incliné par rapport aux axes de la machine. Néanmoins, cela reste un problème de coupe tridimensionnelle.

- Chapitre IV -

MODELE TRIDIMENSIONNEL DE COUPE DYNAMIQUE

« La détermination d'une loi de coupe dynamique est complexe et souvent très difficile à mettre au point. Plusieurs formulations ont été développées, de manière très complexes étant donnée qu'en coupe 3D, le nombre de variables est beaucoup plus élevé qu'en coupe orthogonale. Pour cette dernière, les formulations dynamiques reposent sur des hypothèses parfois contestables. C'est pour éviter ceci que nous proposons, dans certains cas, des formulations expérimentales. »

L'existence du plan des déplacements et les corrélations avec les caractéristiques élastiques du système usinant permettent ainsi de simplifier le modèle dynamique 3D. Un modèle dynamique est proposé sur les bases de l'approche expérimentale. La simulation est en bon accord avec les résultats expérimentaux. »

Chapitre IV

MODELE TRIDIMENSIONNEL DE COUPE DYNAMIQUE

IV.1	Mise en œuvre du modèle tridimensionnel	161
IV.1.1	Introduction	161
IV.1.2	Processus de coupe dynamique ; hypothèses	163
IV.1.3	Formulation du problème	172
IV.1.3.1	Description dynamique du contact outil/pièce/copeau	173
IV.1.3.2	Détermination des angles dynamiques	176
IV.1.3.3	Modélisation des efforts de coupe	177
IV.1.3.4	Système d'équations différentielles- cas 3D.....	181
IV.2	Modèle dynamique 2D après projection	182
IV.2.1	Passage du problème 3D en 2D.....	182
IV.2.2	Résolution des systèmes différentiels. Résultats et Analyse.....	185
IV.3	Conclusions.....	188

IV.1 Mise en œuvre du modèle tridimensionnel

IV.1.1 Introduction

Afin de diminuer les coûts et les délais de mise au point des procédés de fabrication, l'approche modèle apparaît comme une solution idéale. Pour représenter au mieux, le processus de coupe, ces modèles doivent intégrer les phénomènes physiques, thermiques et dynamiques liés à la formation du copeau et à la génération de surfaces.

Les configurations d'usinage industrielles ainsi que des travaux de recherche antérieures [Laheurte, 2004], [Darnis et al, 2000], [Cahuc et al, 2001] montrent la nécessité d'une modélisation tridimensionnelle du procédé, ce qui accroît la complexité de la résolution du problème de la dynamique de la coupe.

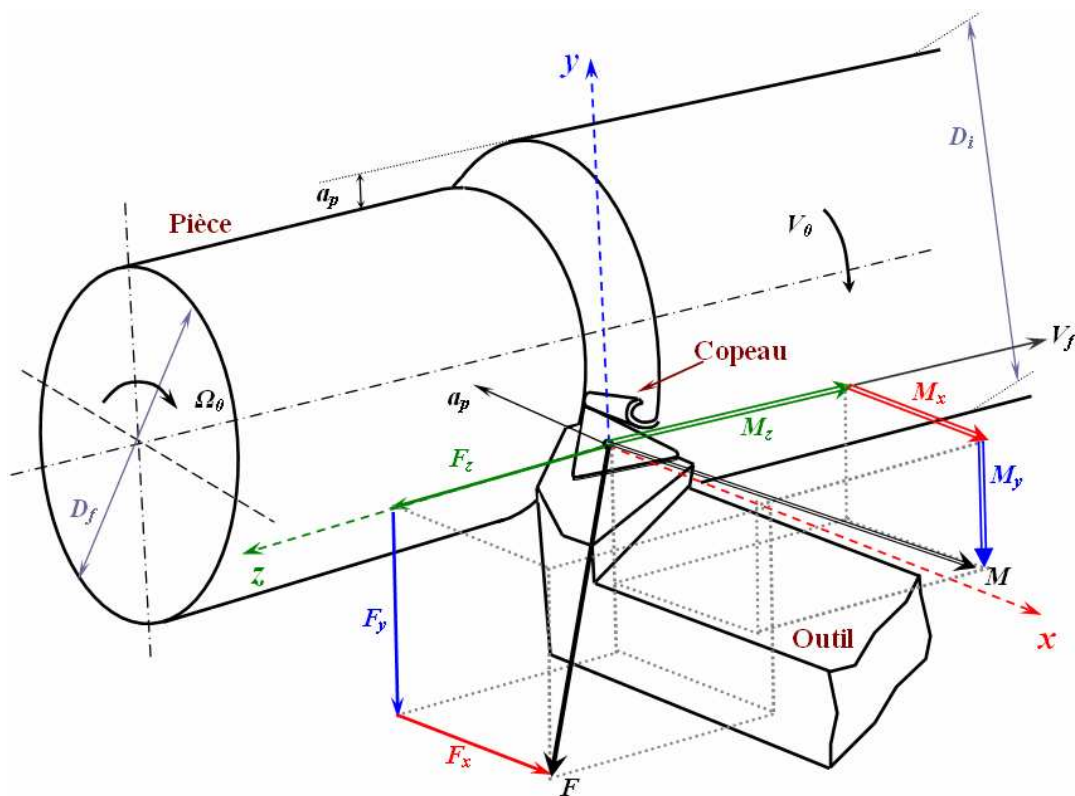


figure IV-1 : Coupe tridimensionnelle en tournage.

L'objectif de ce chapitre est de modéliser les vibrations de l'outil en interaction avec le processus de formation du copeau, dans la configuration où la pièce ne vibre pas. Cette hypothèse est validée dans le chapitre II, lors du dimensionnement de la pièce en déterminant une configuration support porte-pièce/pièce ayant une raideur élevée.

Le modèle dynamique se base sur un modèle thermomécanique, semi-analytique de coupe 3D développé au sein des laboratoires *LMP-LGM²B* [Toulouse, 1998], [Darnis et al, 2000], [Cahuc et al, 2001], [Laheurte, 2004], [Dargnat, 2006].

Le modèle repose sur la description fine du contact outil/pièce/copeau et les différentes zones de sollicitations que cela soit de la déformation plastique, comme dans la zone de cisaillement primaire, ou des sollicitations de contact, et ceci lors du processus de formation du copeau. La modélisation (figure IV-1) est réalisée dans les conditions de vibrations auto-entretenues.

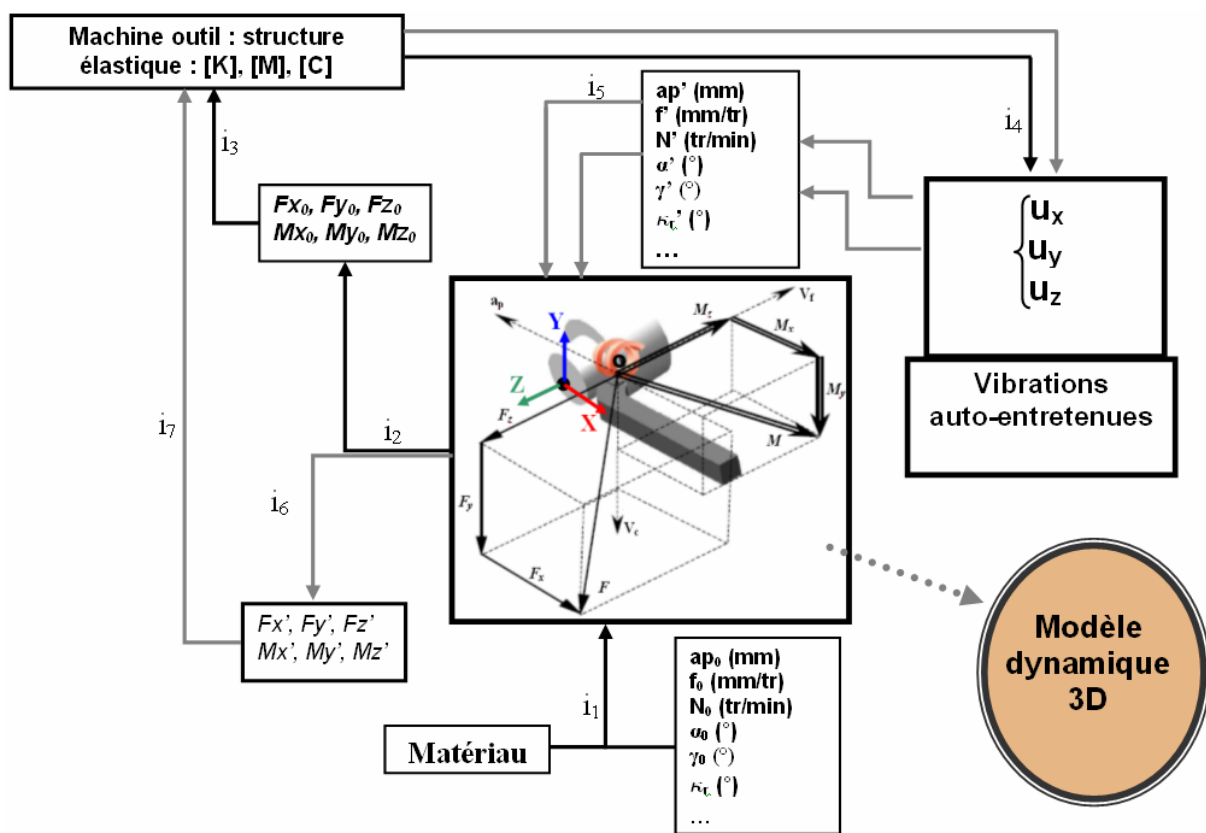


figure IV-2 : Vibrations auto-entretenues lors de la coupe.

A partir de la littérature [Tobias, 1965], [Merrit, 1965], [Kudinov, 1970], [Sweeney, 1971], [Deacu et al, 1977], [Ispas et al, 1999], [Lipski et al, 2001], [Litak, 2002], [Insperger et al, 2007] et des expérimentations décrites au chapitre III, nous mettons en place une démarche scientifique de la modélisation du processus de coupe dynamique dans les conditions de vibrations auto-entretenues. Dans la figure IV-2, le processus de coupe est présenté avec l'intégration de l'apparition et de la régénération des vibrations auto-entretenues.

Dans le processus de coupe une série de conditions de coupe nominales sont prises en compte à partir du matériau utilisé, de la géométrie de l'outil adoptée et des paramètres de coupe nominaux, comme : la vitesse de rotation de la pièce (N), la profondeur de passe (ap) et l'avance (f).

Lors de la coupe avec ces conditions, il y a génération d'actions mécaniques (i_2) qui ensuite excitent la structure élastique du système usinant (i_3). En fonction de la configuration d'excitation (niveau, périodicité, etc.) le système répond et génère des déplacements outil/pièce/copeau (i_4). Ces déplacements, et les conditions initiales de coupe, déterminent les nouvelles conditions de coupe variables : l'angle de coupe (γ), l'angle de dépouille (α) ou bien d'avance, de profondeur de passe ou de vitesse de coupe (figure IV-2).

Par la suite ces conditions de coupe impliquent les variations des actions mécaniques (les forces et les moments (i_6)). Dans ces conditions dynamiques, le système continu de coupe s'auto excite (i_7) : les amplitudes augmentent, la qualité de la surface usinée devient médiocre et la section de copeaux varie. Nous sommes dans les conditions de travail de vibrations auto-entretenues et les amplitudes augmentent (i_{n-1}) jusqu'à l'apparition d'endommagement de certains éléments ou bien de leur rupture, par exemple l'outil.

Nous nous intéressons à la modélisation de ces phénomènes dynamiques dans le but de développer un modèle de la coupe dynamique tridimensionnel, que nous présentons dans la suite de ce chapitre.

IV.1.2 Processus de coupe dynamique ; hypothèses

Le modèle de coupe développé au sein des deux laboratoires bordelais intègre la géométrie réelle de l'outil, une nouvelle définition du contact entre le copeau, l'outil de coupe et la pièce [Laheurte, 2004]. Dans cette description thermomécanique, les principales zones de formation du copeau, les sollicitations, et les différents phénomènes rencontrés dans le processus de coupe sont pris en compte (figure IV-3).

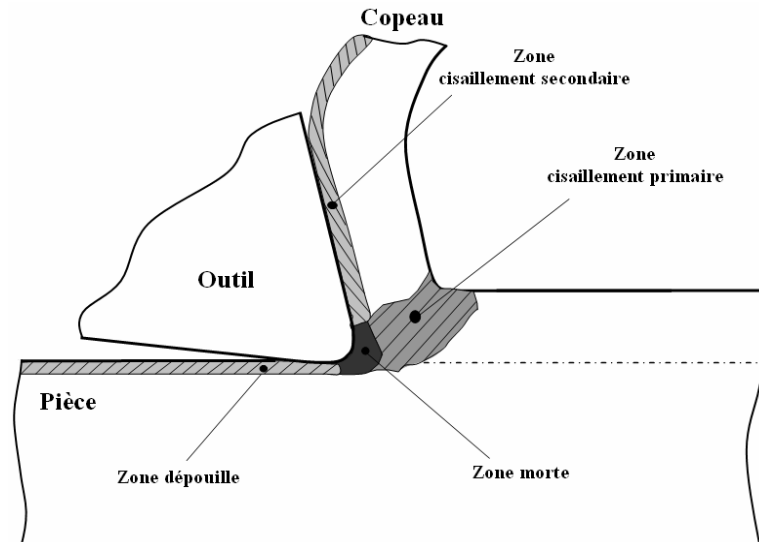


figure IV-3 : Zones caractéristiques dans le processus de coupe.

Le matériau usiné est considéré homogène, isotrope à comportement thermo-viscoplastique. Son comportement est modélisé sous la forme d'une loi de type Johnson Cook [Cook, 1959]. L'outil utilisé, comprend un rayon de bec (r_ϵ) et un rayon d'acuité (R), figure IV-4.

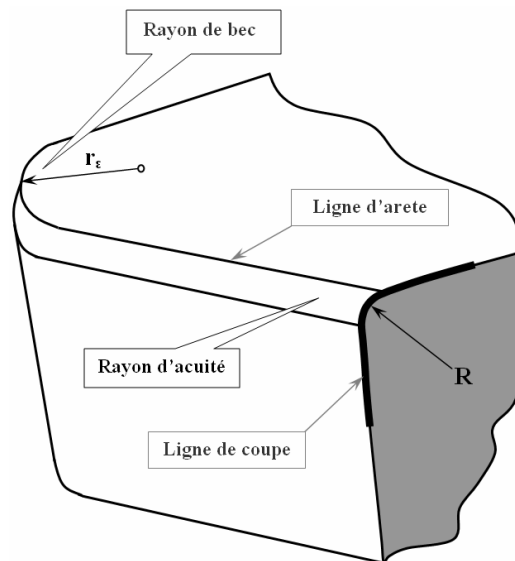


figure IV-4 : Description géométrique de l'outil.

Le modèle géométrique proposé [Laheurte, 2004] décrit l'arête de coupe à l'échelle mésoscopique. La zone de contact entre outil/pièce/copeau est considérée comme étant une surface continue. Cette zone (figure IV-5) englobe les faces de coupe, de dépouille principale et secondaire. La jonction de ces surfaces est assurée (figure IV-4) par le rayon de bec r_ϵ et le rayon d'acuité R de l'outil. Cette approche est en adéquation avec les outils modernes de coupe tels que les outils à plaquettes rapportées qui possèdent généralement de grands rayons de bec (0.4 à 1.6 mm).

La surface tridimensionnelle de contact entre l'outil et la pièce est relativement complexe. La définition proposée par [Toulouse, 1998] et [Laheurte, 2004] découple la surface de contact à partir d'une ligne directrice (ou ligne d'arête) et d'une ligne d'esquisse (ou ligne de coupe), figure IV-5.

Géométriquement, la ligne de coupe est définie par Z_{CS} , la longueur de contact de la face de coupe, entre les points O et B , puis par L la longueur de contact sur la face de dépouille primaire, entre les points J et K (figure IV-5). Le raccordement entre ces deux droites est déterminé par le rayon d'acuité R . La longueur de la zone de cisaillement primaire est notée par le segment OA , figure IV-5. La représentation géométrique de la coupe est réalisée dans le repère de l'outil.

Les principaux facteurs identifiés qui influencent le comportement vibratoire du processus de coupe sont les suivants :

- **Le contact à l'interface outil/copeau**, est une source de perturbation pour le processus dynamique, où la vitesse du copeau augmente avec la vitesse de coupe. Plus précisément ce contact s'effectue dans la zone de cisaillement secondaire, avec une très forte pression de contact, des frottements intenses et une température très élevée. Les vibrations induisent des variations géométriques telles que celles de l'angle de coupe (γ) et de ce fait des variations de la longueur de contact dans la zone de cisaillement secondaire (Z_{CS}), figure IV-5. Le frottement à l'interface outil/copeau induit également un effet d'amortissement [Lin et al, 1990], [Jeong et al, 1991].

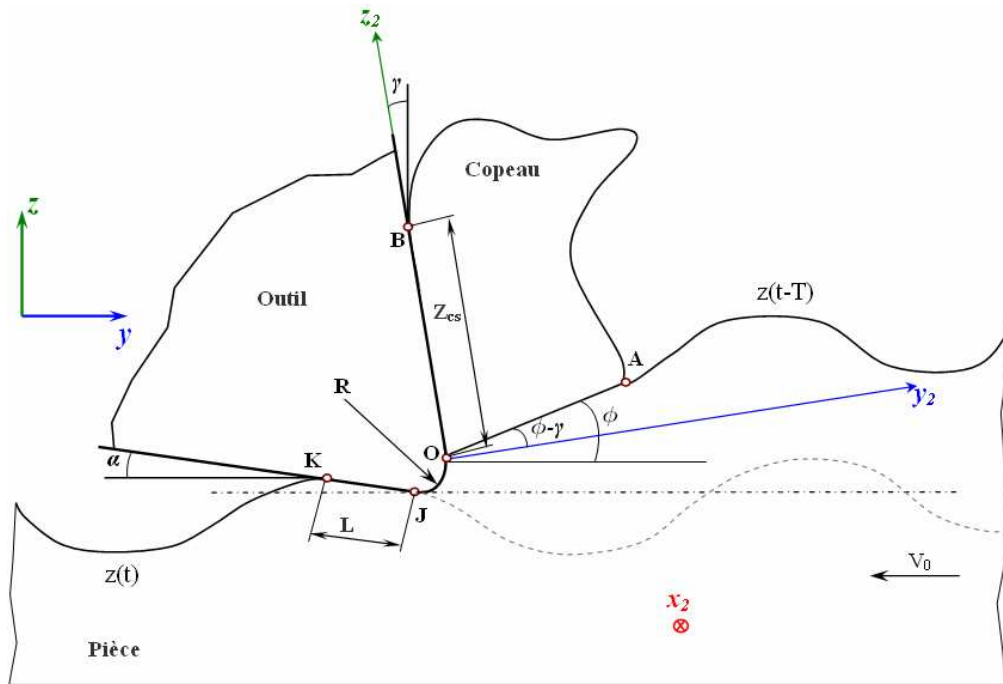


figure IV-5 : Description géométrique de la zone de coupe.

- **Le contact entre la face en dépouille de l'outil et la pièce.** Ce contact peut être fortement amplifié lors d'un processus de coupe instable car les ondulations de la surface vont alors directement interférer avec la face en dépouille. Cette zone est le lieu du phénomène de broutement et de génération de la force de talonnement [Peigne, 2003]. Les paramètres variables lors de vibrations qui interviennent dans cette zone, le segment JK , sont l'angle de dépouille (α) et la longueur de la zone de dépouille (L), figure IV-5. L'angle de dépouille nominal est un paramètre déterminant. Plus nous réduisons l'angle de dépouille, plus l'amplitude des vibrations de l'outil diminue [Cook, 1959], [Segreti, 2002].

Comme nous sommes en coupe dynamique, les vibrations auto-entretenues induites par les ondulations de la surface usinée à la passe précédente (vibrations régénératives), figure IV-5, sont associées aux oscillations de l'outil lors de la passe en cours. Elles induisent un changement instantané de la quantité de matière à usiner et donc des variations des angles, comme l'angle de coupe (γ), l'angle de cisaillement primaire (ϕ), l'angle de dépouille (α). Les ondulations sont représentées suivant la direction d'avance (z_2), par les termes $z(t)$, pour la passe en cours, et $z(t-T)$ pour la passe précédente, T correspond à une rotation complète de la pièce (figure IV-5). Ces effets dynamiques sont appelés effets de régénération (broutement), [Hann, 1954], [Tobias et al, 1956].

L'apparition de vibrations auto-entretenues suite aux vibrations régénératives est développée dans plusieurs articles [Tobias, 1965], [Meritt, 1965], [Sweeney, 1971], [Deacu et al, 1977], [Lipski et al, 2001], [Litak, 2002], [Insperger et al, 2007]. Ces ondulations génèrent les forces dynamiques dans le système.

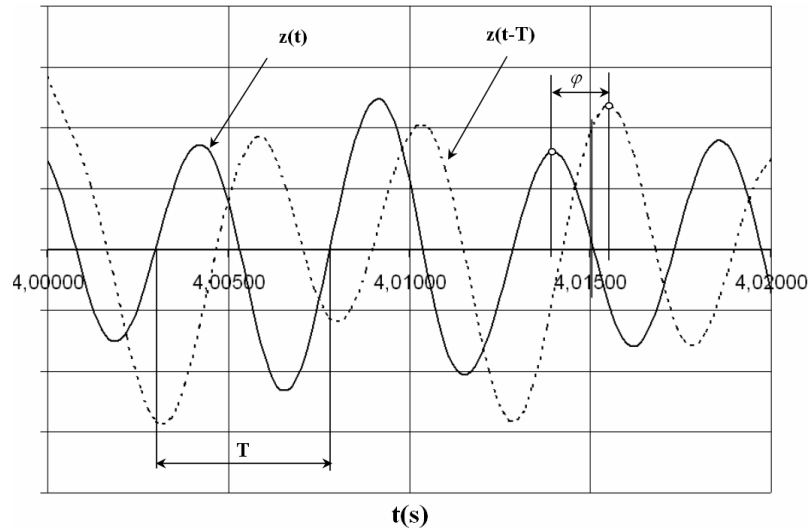


figure IV-6 : Déphasage entre deux passes successives.

Lors des passes successives de coupe et par l'influence inverse de la boucle fermée du système usinant résulte un déphasage (φ) supplémentaire entre les ondulations consécutives de la surface usinée (figure IV-6). Ce déphasage influe sur les variations de la section du copeau. Tlustý et Poláček [Tlustý et al, 1963] considèrent le déphasage comme un paramètre important dans le mécanisme d'excitation du système usinant. Ils admettent que le déphasage correspond physiquement à une variation de la position du plan de cisaillement entre deux passes successives.

A partir de nos mesures nous pouvons évaluer les effets régénératifs et déterminer le déphasage entre les ondulations consécutives. Nous avons observé également, que les déplacements sur l'axe radial sont plus importants que dans la direction d'avance. Mais le déphasage déterminé (autour de 70°) est équivalent pour les deux directions. Suivant l'axe de coupe (y), les effets de régénération sont donnés par les variations de la vitesse de coupe. D'après [Moraru et al, 1979] et [Ispas et al, 1999] les vibrations régénératives ne peuvent pas expliquer le mode de génération de vibrations auto-entretenues lors de la première passe.

- L'inclinaison de la surface usinée, ou la pente de la surface usinée (ϕ_d), dans la zone de cisaillement primaire (OA), influence l'angle de cisaillement nominal (ϕ), ainsi que le processus de formation du copeau, figure IV-7. Les variations de cette pente mis en évidence par l'angle (ϕ_d) induisent les variations de l'angle de cisaillement primaire (ϕ), l'angle de coupe dynamique (γ_d) et en dépouille (α_d), [Lin et al, 1990], [Jeong et al, 1991], [Kovacic, 1998].

Les différentes variations de la zone de cisaillement primaire sont mises en évidence par la variation de cette pente.

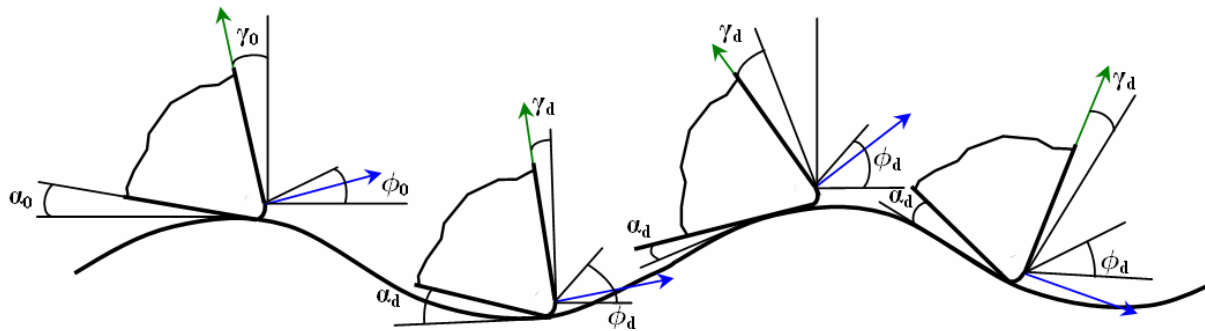


figure IV-7 : Modulation de la pente de la surface usinée.

Les variations dans la zone morte figure IV-5, sont négligées, en admettant que le segment OJ est toujours en contact avec la matière, et que les variations dans cette zone sont très petites devant la zone de cisaillement primaire.

Les variations d'actions mécaniques qui en résultent, excitent le système et mettent en évidence le caractère dynamique d'auto-excitation du système usinant.

Les vibrations lors de la coupe induisent également une variation du contact entre l'outil et la pièce, sur la direction radiale du copeau, d'axe x_2 , définie par la ligne d'arête de l'outil, figure IV-8.

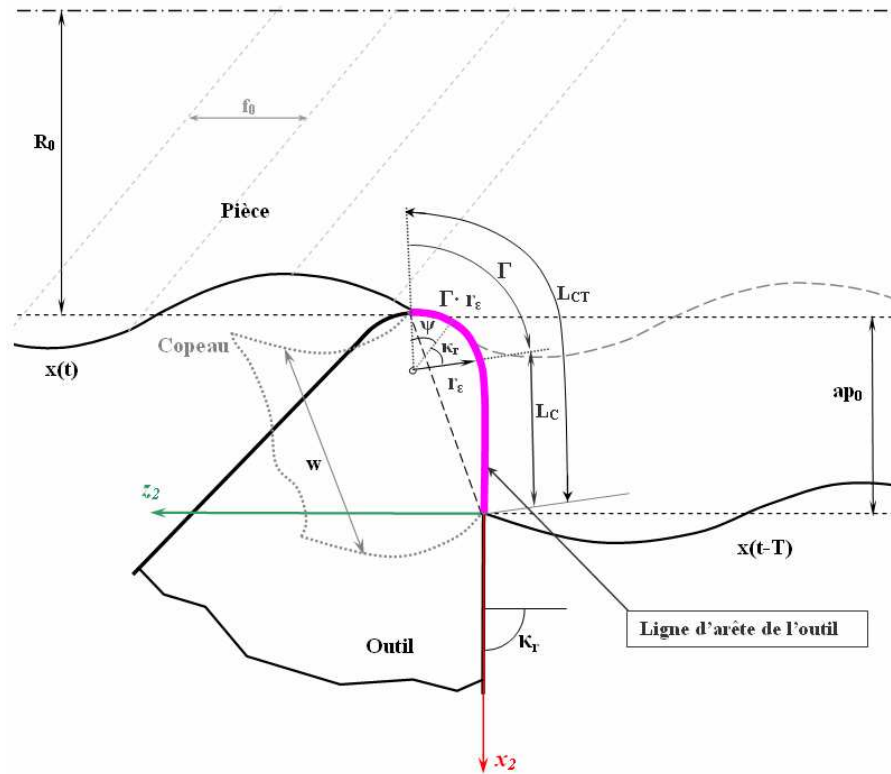


figure IV-8 : Description du contact outil/pièce dans le plan x_2, z_2 .

Le contact outil/pièce est caractérisé par la longueur totale de contact (L_{CT}), qui donne, avec les vibrations, la largeur réelle du copeau (w).

Ces différents effets, précédemment énoncés, sont fortement couplés et ont un caractère non-linéaire lors de la coupe dynamique, nécessitant leur modélisation de façon tridimensionnelle afin de représenter au mieux la réalité.

Dans ce travail, nous mettons en évidence les différents phénomènes qui influencent les oscillations de l'outil, et intégrons dans le modèle de coupe les différentes variations du comportement dynamique de l'outil lors de ces phénomènes. Un caractère important dans le modèle est aussi attribué au comportement élastique du système usinant, développé dans le chapitre II.

Une loi de coupe dynamique est constituée d'un ensemble de relations qui permettent de calculer les trois composantes de l'effort de coupe dans l'espace, dans le cadre d'un régime vibratoire. Le modèle dynamique intègre le modèle de coupe développé par les deux laboratoires LGM²B et LMP [Dargnat, 2006], qui actuellement ne tient compte que des forces de coupe. Dans une première approche, nous concentrons donc nos efforts sur l'élaboration d'un modèle dynamique tridimensionnel de forces.

Le modèle dynamique est illustré sous sa forme générale, dans la figure IV-9.

Par hypothèse, la loi de coupe dynamique est définie en régime établis. Les régimes transitoires sont en général trop dépendants des conditions initiales pour que les résultats de simulation puissent être comparés quantitativement à ceux de l'expérience.

Avec cette méthode, nous déterminons la relation entre les efforts de coupe et les paramètres d'usinage instantanés. Le principe consiste à déterminer les efforts de coupe à partir de l'optimisation de l'angle de cisaillement [Dargnat, 2006]. Les variations du contact outil/pièce/copeau sont ensuite intégrées dans le modèle dynamique.

Les variations du contact outil/pièce/copeau sont dues aux déplacements relatifs outil/pièce, outil/copeau, et génèrent des variations de la section de copeau, de la vitesse du copeau, des angles de coupe, de dépouille et de cisaillement. Sur chaque direction, le déplacement relatif de l'outil provoque certaines variations physiques [Kudinov, 1970].

Sur la direction d'avance (z), figure IV-1, le déplacement de l'outil donne la variation de l'épaisseur de copeau, les variations de la vitesse de copeau, et les variations des angles de coupe et de dépouille. Dans la direction de coupe (y) sont générés la variation de la vitesse de coupe et le vecteur vitesse tangent à la pente d'inclinaison de la surface usinée. L'axe radial (x) provoque la variation de la vitesse du copeau sur la face de coupe de l'outil, et forcément, influence la variation de la largeur de copeau.

Cet axe est moins étudié par les différents auteurs à cause de ses influences considérées comme négligeables. A contrario, nous observons et mesurons des déplacements et des variations de largeur de copeau très importantes (*chapitre III*).

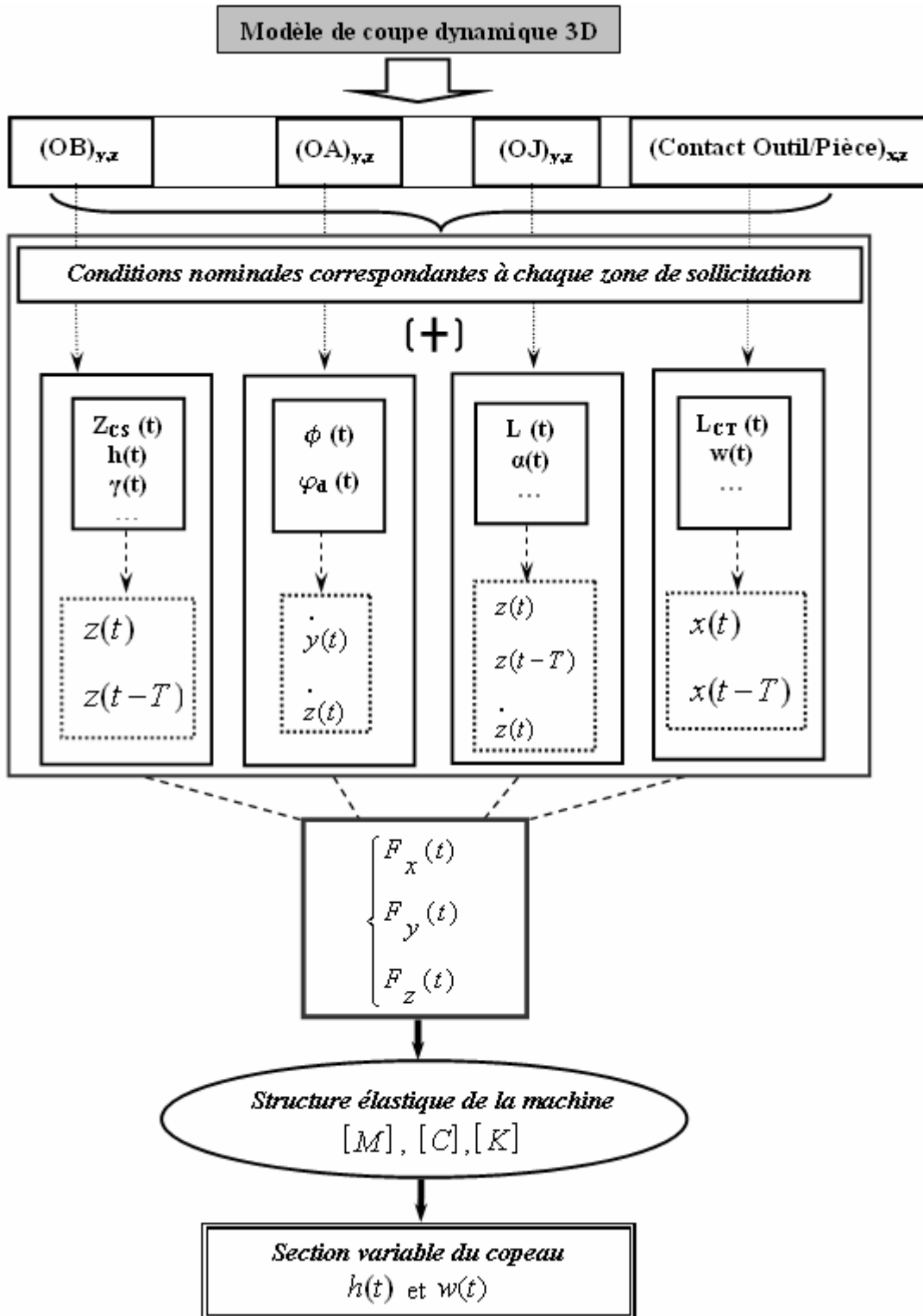


figure IV-9 : Principe de réalisation du modèle de coupe dynamique 3D.

Avec la méthodologie présentée dans la figure IV-9 et par le diagramme présenté dans la figure IV-2, une approche tridimensionnelle du problème est développée dans le paragraphe suivant après une projection du problème sur un plan caractéristique.

IV.1.3 Formulation du problème

Le modèle de coupe est basé sur une configuration 3D de l'usinage, avec un système à 3 ddl (degrés de libertés). L'analyse expérimentale (chapitre III) a démontré l'existence d'un plan spécifique des déplacements de l'outil. Cette observation permet de simplifier la modélisation vers un système à 2 ddl dans un plan différent du plan de coupe orthogonal mais caractérisant le comportement dynamique en déplacement des **BO** et **BP**.

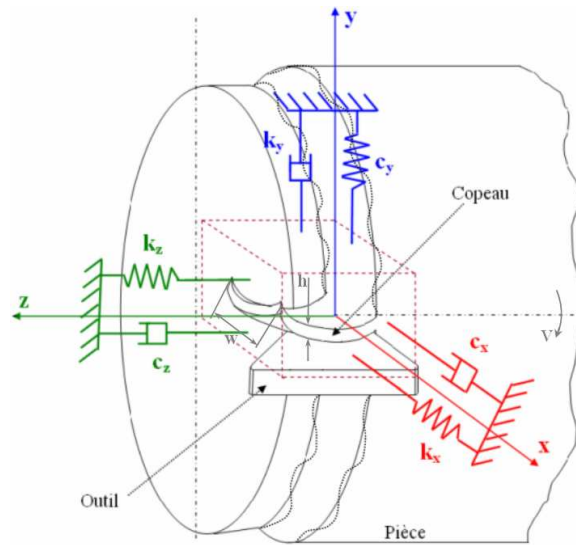


figure IV-10 : Modèle de coupe dynamique 3D.

Les conditions d'usinage sont :

- la vitesse de coupe (V_0),
- l'avance (f_0),
- la profondeur de passe (ap_0),
- la géométrie de l'outil avec :
 - l'angle de coupe (γ),
 - l'angle de dépouille (α),
 - l'angle de la direction d'arête (κ_r),
 - l'angle d'inclinaison d'arête (λ_s).

Le mouvement de l'outil est exprimé dans un repère lié à l'outil qui est ensuite projeté dans le repère lié au système usinant, figure IV-10. Le système dynamique est modélisé par un système d'équations différentielles, où les oscillations instantanées sont données suivant chaque direction par :

$$\begin{cases} m_x \cdot \ddot{x} + c_x \cdot \dot{x} + k_x \cdot x = F_x(t) \\ m_y \cdot \ddot{y} + c_y \cdot \dot{y} + k_y \cdot y = F_y(t) , \\ m_z \cdot \ddot{z} + c_z \cdot \dot{z} + k_z \cdot z = F_z(t) \end{cases} \quad (\text{IV.1})$$

où m_x, m_y, m_z représentent les masses équivalentes suivant les trois directions, c_x, c_y, c_z les coefficients d'amortissement et k_x, k_y, k_z les raideurs équivalentes dans les directions x, y, z .

Les composantes des forces dynamiques F_x, F_y, F_z agissant sur le système représentent respectivement l'effort radial, l'effort de coupe et l'effort d'avance.

Nous étudions les composantes des forces de coupe dynamiques suivant l'axe de coupe y_2 et l'axe d'avance z_2 (figure IV-5) qui sont déterminées lors des sollicitations dans chaque zone de contact : face de coupe de l'outil/copeau et face en dépouille de l'outil/pièce, dans le repère lié à l'outil. L'angle d'orientation du copeau étant connu, nous déterminons la troisième composante des forces, sur la direction radiale de coupe x_2 .

IV.1.3.1 Description dynamique du contact outil/pièce/copeau

La ligne d'arête permet de définir la surface de contact entre l'outil et la pièce. Elle est découpée en une zone rectiligne et une zone curviligne (figure IV-8). Les dimensions de ces zones dépendent des paramètres géométriques de l'outil tel que l'angle de direction d'arête (κ_r) et le rayon de bec (r_ϵ), mais aussi des paramètres cinématiques de coupe tels que la profondeur de passe (ap) et l'avance (f).

Dans le modèle stationnaire de Laheurte [Laheurte, 2004], la largeur du copeau est déterminée par la longueur totale de contact L_{CT} :

$$w(t) = L_{CT} + x(t) - x(t - T). \quad (IV.2)$$

La longueur de contact totale L_{CT} s'exprime finalement sous la forme :

$$L_{CT} = L_C + r_\varepsilon \Gamma. \quad (IV.3)$$

Ainsi, la longueur de contact de la partie rectiligne de l'arête L_C peut s'exprimer :

$$L_C = \frac{ap + r_\varepsilon (\cos(\kappa_r) - 1)}{\sin(\kappa_r)}. \quad (IV.4)$$

Le modèle de coupe [Laheurte, 2004], permet de déterminer la longueur de contact outil/copeau nominale (Z_{CS}) au travers de l'équilibre des actions mécaniques. La longueur de contact outil/pièce nominale (L) est également estimée à partir de la pression hydrostatique P_0 en O , du module d'Young E du matériau usiné, de la vitesse de coupe V_0 , de la vitesse d'avance V_f et du rayon d'acuité R , (figure IV-11).

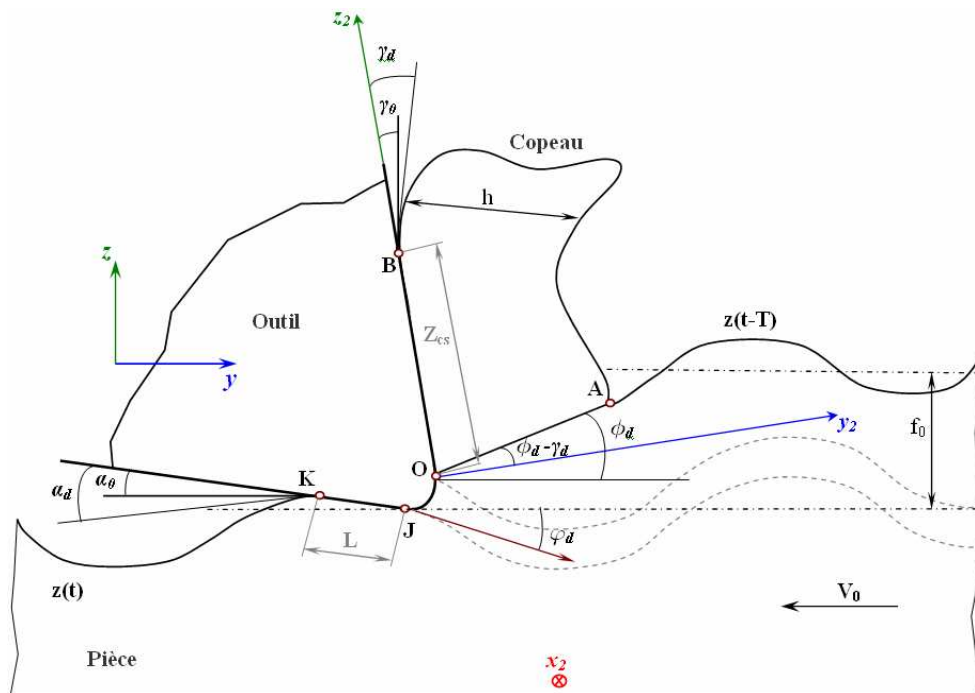


figure IV-11 : Descriptions de la variation de contact outil/pièce/copeau, dans le plan y, z .

$$L = \frac{K_A \cdot P_0 \cdot (1 + V_f)(1 - R)}{E \cdot (1 + V_c)}, \quad (\text{IV.5})$$

où, K_A est un paramètre correctif issu des travaux d'Albrecht [Albrecht, 1960].

Les variations d'efforts issues du comportement vibratoire de la coupe induisent des variations dimensionnelles des zones de contact.

Sur le segment **OB** (figure IV-12), dans les conditions instables, les forces de contact varient, induisent des variations de la longueur de contact et impliquent des variations de la section du copeau et de son épaisseur. La longueur de contact est influencée par la sinusoïde de vibrations. La variation est, en fonction du lieu de localisation, soit en amont soit en aval de la pente. Nous observons qu'en aval, la longueur de contact est moins grande qu'en amont de la pente.

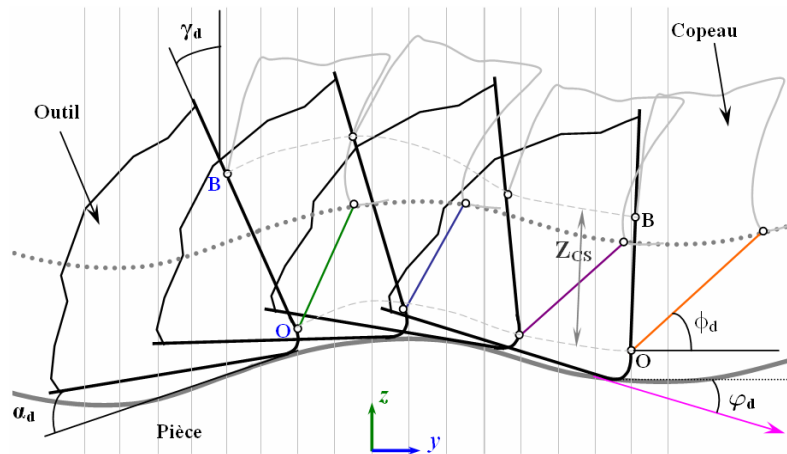


figure IV-12 : Variations de la longueur de contact outil/copeau en fonction de l'inclinaison de la pente.

Dans la zone OB la longueur de contact outil/copeau (Z_{CS}) s'exprime par la relation :

$$Z_{CS} = 2 \cdot f_m \cdot \frac{\cos(\phi_d - \gamma_d)}{\sin(\phi_d)}, \quad (\text{IV.6})$$

où l'épaisseur de copeau s'écrit :

$$h(t) = (f_m) \cdot \left(\frac{\cos(\phi_d - \gamma_d)}{\sin(\phi_d)} \right), \quad (\text{IV.7})$$

avec f_m l'avance moyenne déterminée à l'aide de la relation :

$$f_m = \left(\frac{1}{L_c + r_\varepsilon \cdot \Gamma} \right) \int_0^{L_c} f_0 \cdot \cos \left(\kappa_r - \frac{\pi}{2} \right) dz. \quad (\text{IV.8})$$

Les conditions de coupe instantanées ne dépendent pas seulement des positions des vitesses relatives de l'outil/pièce au même instant t , mais également de la surface laissée par l'outil au tour précédent ($t-T$) et éventuellement aux tours antérieurs ($t-2T, t-3T, \dots$), si l'outil n'est plus en contact avec la pièce, [Benmohammed, 1996], [Tobias et al, 1956]. Il s'agit des effets régénératifs lors de vibrations, qui auto-excitent le système.

En introduisant l'effet régénératif, l'épaisseur variable du copeau devient :

$$h(t) = (f_m + z(t) - z(t-T)) \cdot \left(\frac{\cos(\phi_d - \gamma_d)}{\sin(\phi_d)} \right). \quad (\text{IV.9})$$

A l'aide de l'équation, la zone de contact outil/copeau (Z_{CS}) s'exprime sous la forme :

$$Z_{CS}(t) = 2 \cdot h(t). \quad (\text{IV.10})$$

IV.1.3.2 Détermination des angles dynamiques

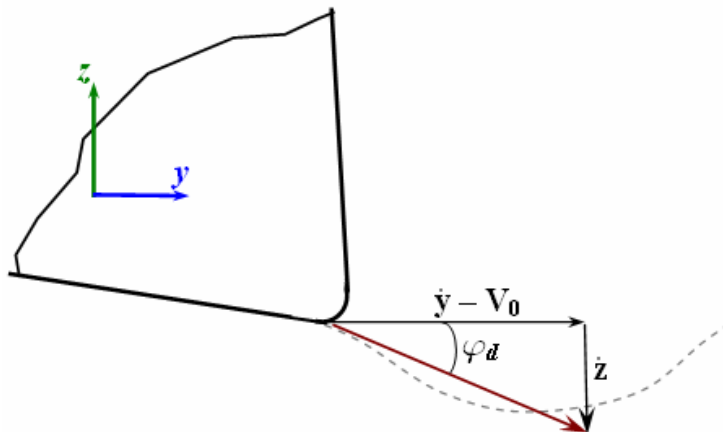


figure IV-13 : Inclinaison ϕ_d de la direction de coupe instantanée.

Les travaux de [Kudinov, 1970] montrent que la vitesse influence principalement la quantité de chaleur dégagée, modifie la température, les propriétés du matériau coupant et l'interaction du contact outil/pièce. Elle provoque également la variation de la force de coupe. L'inertie thermique du processus diminue l'influence de la variation de la vitesse sur la force de coupe.

L'inclinaison de la direction de coupe s'exprime en fonction de la vitesse par :

$$\varphi_d = \arctan \left(\frac{-z}{V_0 - y} \right). \quad (\text{IV.11})$$

Ensuite, l'angle de cisaillement dynamique est obtenu par:

$$\phi_d = \phi_0 + \varphi_d, \quad (\text{IV.12})$$

tandis que l'angle de coupe γ_d et l'angle de dépouille α_d deviennent :

$$\gamma_d = \gamma_0 + \varphi_d, \quad (\text{IV.13})$$

$$\alpha_d = \alpha_0 + \varphi_d, \quad (\text{IV.14})$$

où, $\phi_0, \gamma_0, \alpha_0$ sont respectivement l'angle de cisaillement nominal, l'angle de coupe nominale et l'angle de dépouille nominal.

IV.1.3.3 Modélisation des efforts de coupe

La détermination des paramètres de contact et des paramètres géométriques dynamiques constitue la première étape qui conduit à l'évaluation des efforts de coupe. La modélisation dynamique est basée sur le modèle semi-analytique développé au sein des laboratoires LMP et LGM²B [Laheurte, 2004], qui nous fournissent les valeurs nominales des résultats lors d'une itération.

Dans ce modèle il est possible de connaître les forces par rapport à une longueur correspondante à chaque zone de sollicitation ;

- dans la zone de cisaillement secondaire nous avons :

$$N_{OB} = P_O \cdot \frac{Z_{CS}}{\eta_1 + 1}, \quad (\text{IV.15})$$

et :

$$T_{OB} = \sigma_{OB} \cdot \frac{Z_{CS}}{\eta_2 + 1}, \quad (\text{IV.16})$$

où P_O représente la pression hydrostatique au point O et σ_{OB} la contrainte sur la zone de cisaillement secondaire, η_1 et η_2 sont des coefficients de régression linéaire.

La zone de dépouille est divisée en deux parties: la zone du rayon d'acuité (zone OJ) et la zone rectiligne (zone JK), figure IV-14. La répartition de pression sur le rayon d'acuité dans le plan x_2, z_2 est supposée décroître angulairement suivant le rayon (zone OJ) et linéairement sur la face de dépouille principale (JK), figure IV-14. La répartition des pressions et des contraintes dans le rayon d'acuité (zone OJ) s'exprime sous la forme :

$$N_{OJ} = P_O \left(1 - q \left(\frac{\theta_a}{\pi - \beta} \right) \right) \cdot R, \quad (\text{IV.17})$$

et :

$$N_{OJ} = \sigma_{OB} \left(1 - q \left(\frac{\theta_a}{\pi - \beta} \right) \right) \cdot R, \quad (\text{IV.18})$$

où q désigne le paramètre de répartition angulaire issu du modèle.

$$q = \frac{\iota}{\pi - \beta + \iota}, \quad (\text{IV.19})$$

avec β , l'angle de la pointe de l'outil et ι défini par:

$$\iota = \arctan \left(\frac{L_0}{R} \right), \quad (\text{IV.20})$$

où L_0 représente la longueur nominale de la zone de dépouille et R le rayon d'acuité.

Pour le modèle, nous obtenons les valeurs nominales de contraintes dans la zone OJ . Dans cette zone, nous admettons que l'outil est toujours dans la matière et que les variations de contact sont négligeables.

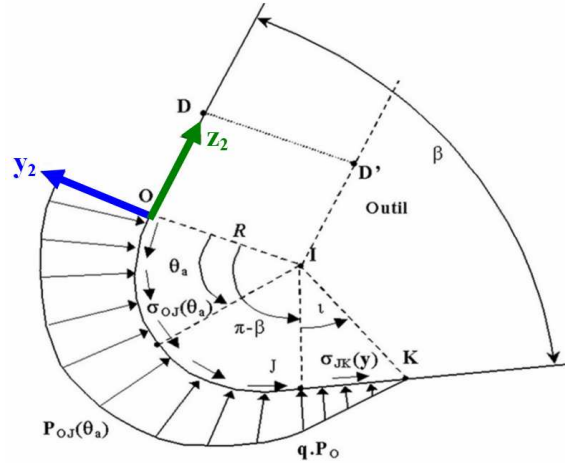


figure IV-14 : Pression et contrainte sur le rayon d'acuité et la face de dévissage principale.

Les efforts dans la zone de dévissage (tronçon JK figure IV-14) s'expriment par :

$$N_{JK} = -\sigma_{OB} \cdot q \cdot \frac{L}{2}, \quad (IV.21)$$

et :

$$T_{JK} = P_O \cdot d \cdot \frac{L}{2}. \quad (IV.22)$$

La composante de force dans la zone de dévissage est proportionnelle à l'aire de contact variable de la face de dévissage de l'outil avec la pièce (ces fluctuations étant dues aux variations dynamiques de l'angle de dévissage $\alpha(t)$).

La force de talonnement, est issue du contact outil/pièce, dans la zone de dévissage (zone JK localisée à la proximité de la pointe de l'outil) joue un rôle extrêmement important dans le processus de coupe dynamique. L'existence de cette force est due à l'interface entre la face en dévissage de l'outil et les ondulations de la surface nouvellement usinée.

D'une manière générale, la zone de contact outil/pièce (zone de dévissage) est définie comme la zone de génération de l'effort de talonnement. En régime permanent, les angles de coupe et de dévissage peuvent être positifs ou négatifs.

L'effet dynamique dans cette zone est introduit par la variation de l'angle de dépouille en fonction de la vitesse et de la pente, avec en plus, l'effet de régénération de la surface usinée. La longueur $L(t)$ lors de la coupe dynamique devient :

$$L(t) = \frac{K_A \cdot P_o \cdot (1 + V_{f0} + \dot{z})(1 - R)}{E \cdot (1 + V_o + \dot{y})}. \quad (IV.23)$$

L'angle d'orientation du copeau permet d'exprimer les efforts dynamiques dans le repère x_2, y_2, z_2 (figure IV-15)

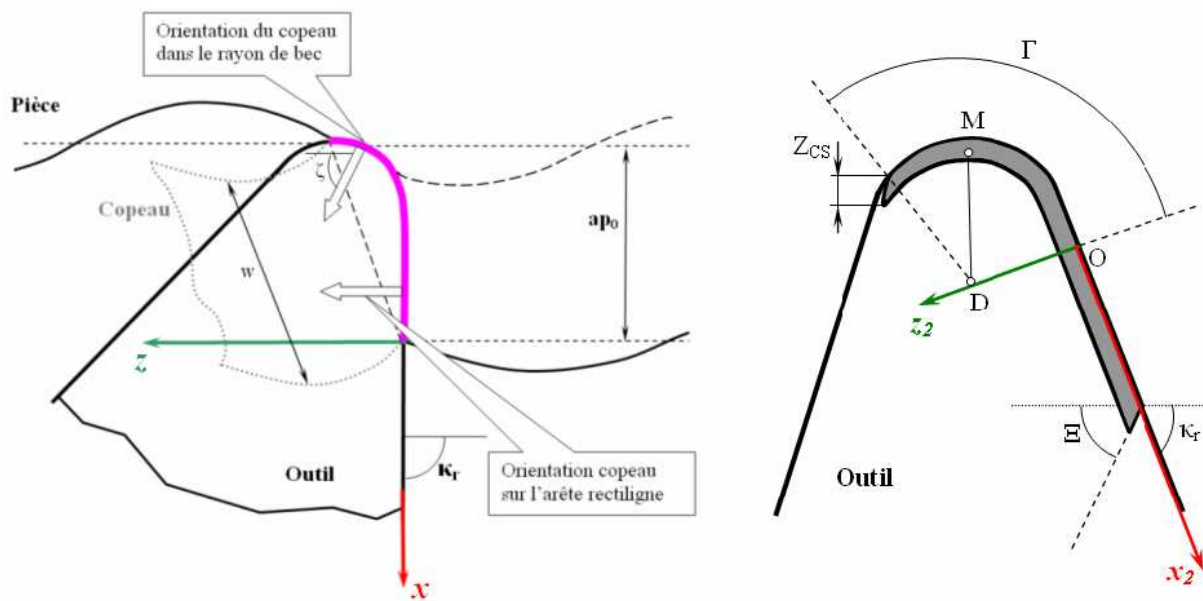


figure IV-15 : Paramètres cinématiques du copeau et répartition du contact sur la face de coupe.

L'orientation du copeau, dans le plan de la face de coupe, s'explique à partir d'une moyenne des normales à la ligne de contact pondérée par les longueurs de contact (figure IV-15). L'angle d'éjection du copeau Ξ est alors défini par la relation [Laheurte, 2004] :

$$\Xi = \frac{\Gamma \cdot r_\epsilon}{L_{CT}} \left(\frac{1}{\Gamma} \int_0^\Gamma \zeta d\zeta \right). \quad (IV.24)$$

La détermination de l'angle d'éjection permet d'exprimer les forces de coupe suivant les trois directions.

Grâce à la définition de ces paramètres variables mis en évidence lors de la coupe vibratoire nous écrivons le système d'équations différentielles, au paragraphe suivant.

IV.1.3.4 Système d'équations différentielles- cas 3D

La projection dans le repère x_2, y_2, z_2 des forces de coupe permet d'écrire le système différentiel sous la forme :

$$\begin{cases} F_{x_2}(t) = -\sin(\Xi)(L_{CT} + x(t)) \cdot \left((-\sigma_{OB} \cdot 2(f_m + z(t) - z(t-T)) \cdot \frac{\cos(\phi_d - \gamma_d)}{\sin(\gamma_d)} + T_{OJ} + \left(P_O \cdot \frac{q}{2} \cdot L(t) \right) \right) \\ F_{y_2}(t) = (L_{CT} + x(t)) \cdot \left((P_O \cdot 2(f_m + z(t) - z(t-T)) \cdot \frac{\cos(\phi_d - \gamma_d)}{\sin(\gamma_d)} + N_{OJ} + \left(-\sigma_{OB} \cdot \frac{q}{2} \cdot L(t) \right) \right) \\ F_{z_2}(t) = \cos(\Xi)(L_{CT} + x(t)) \cdot \left((-\sigma_{OB} \cdot 2(f_m + z(t) - z(t-T)) \cdot \frac{\cos(\phi_d - \gamma_d)}{\sin(\gamma_d)} + T_{OJ} + \left(P_O \cdot \frac{q}{2} \cdot L(t) \right) \right) \end{cases} \quad (IV.25)$$

Pour passer dans le repère global x, y, z , trois matrices de changement de repère sont utilisées (annexe VI.3.1). Notons A la matrice globale de passage, il vient :

$$A = A_x \cdot A_y \cdot A_z, \quad (IV.26)$$

avec $[A_x]$ (respectivement $[A_y]$, $[A_z]$) matrice rotation autour de x (respectivement y , z). Les forces dans le repère global x, y, z , sont donc données par :

$$\vec{F}(t) = \begin{bmatrix} F_x(t) \\ F_y(t) \\ F_z(t) \end{bmatrix} = [A] \cdot \begin{bmatrix} F_{x_2}(t) \\ F_{y_2}(t) \\ F_{z_2}(t) \end{bmatrix}. \quad (IV.27)$$

Le système différentiel 3D obtenu est décrit sous la forme matricielle :

$$[M] \cdot \vec{\ddot{u}}(t) + [C] \cdot \vec{\dot{u}}(t) + [K] \cdot \vec{u}(t) = \vec{F}(t), \quad (IV.28)$$

avec $[M]$ la matrice de masse, $[C]$ la matrice d'amortissement et $[K]$ la matrice de raideur. Ici $(\vec{u}(t))$ et $(\vec{F}(t))$ sont respectivement le vecteur déplacement et le vecteur force.

IV.2 Modèle dynamique 2D après projection

Dans le chapitre III, nous avons mis en évidence et analysé l'existence d'un plan des déplacements dans lequel la pointe de l'outil décrit une ellipse. Les déplacements sont générés lors de la variation des efforts de coupe qui sont situés sur un plan équivalent au plan de déplacements.

La détermination de ce plan nous permet d'adopter une configuration réelle de la coupe dans ce nouveau repère d'axes liés aux axes de l'ellipse dans le plan décrit. Ceci conduit à passer à un modèle bidimensionnel pour caractériser une coupe tridimensionnelle.

IV.2.1 Passage du problème 3D en 2D

Afin de déterminer le repère dans lequel le système différentiel sera exprimé, un changement de base est effectué vers les axes principaux de l'ellipse des forces de coupe dynamique (figure IV-16).

Avant de réaliser le changement de base, une translation (V_{pf}) est nécessaire pour centrer le nouveau repère sur l'origine de l'ellipse (figure IV-16) :

$$V_{pf} = \begin{bmatrix} x_{pf} \\ y_{pf} \\ z_{pf} \end{bmatrix}, \quad (\text{IV.29})$$

avec :

$$x_{pf} = \frac{\sum_{i=0}^N F_{x_i}}{N}, y_{pf} = \frac{\sum_{i=0}^N F_{y_i}}{N}, z_{pf} = \frac{\sum_{i=0}^N F_{z_i}}{N}, \quad (\text{IV.30})$$

où $F_{x_i}, F_{y_i}, F_{z_i}$ sont respectivement la force de poussée, la force de coupe et la force d'avance.

La matrice de changement de base est décrit à l'aide de :

$$[M_f] = \begin{bmatrix} uf_{1_1} & uf_{2_1} & n_{f_1} \\ uf_{1_2} & uf_{2_2} & n_{f_2} \\ uf_{1_3} & uf_{2_2} & n_{f_2} \end{bmatrix}, \quad (IV.31)$$

avec n_f la normale au plan des forces. Les vecteurs orthogonaux à uf_1 et uf_2 sont exprimés à l'aide de la relation (IV.32) :

$$uf_1 = \frac{u_0 \wedge n_f}{\|u_0 \wedge n_f\|}, \quad uf_2 = n_f \wedge uf_1. \quad (IV.32)$$

Par une rotation autour de z , nous obtenons le nouveau repère bidimensionnel, figure IV-16.

$$[M_{rot_z(f)}] = \begin{bmatrix} \cos(\theta_{2f}) & -\sin(\theta_{2f}) & 0 \\ \sin(\theta_{2f}) & \cos(\theta_{2f}) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (IV.33)$$

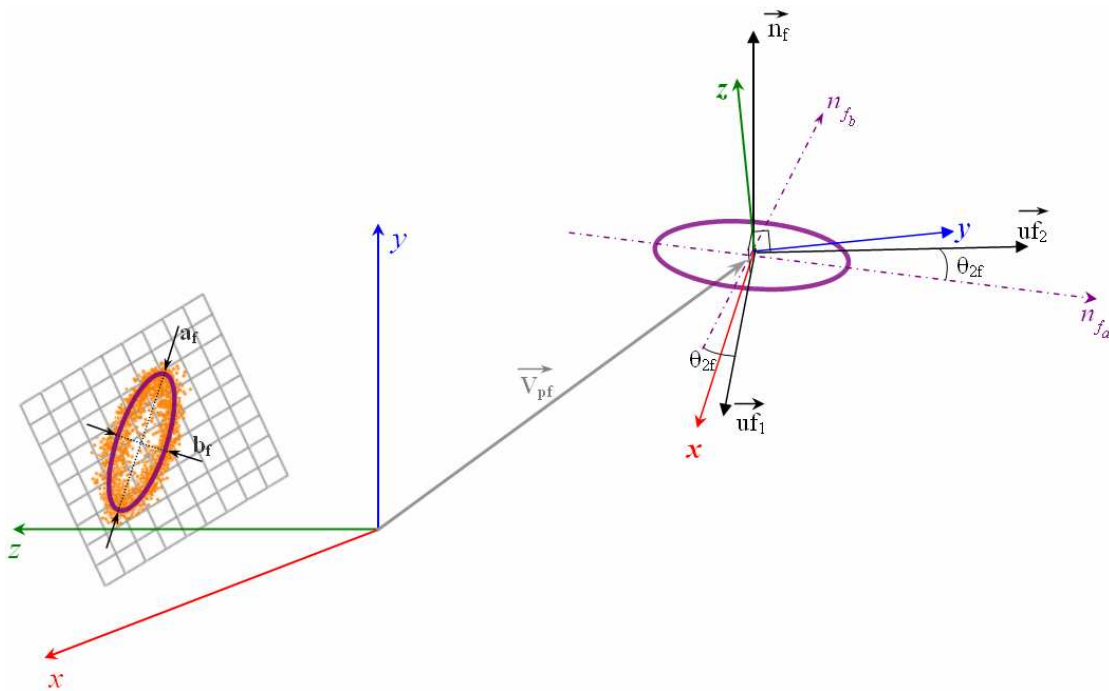


figure IV-16 : Passage en 2D.

Lors de ce passage, avec la détermination des nouveaux repères (n_{f_a}, n_{f_b}) , nous modélisons les forces de coupe (annexe VI.3.2) dans le repère bidimensionnel :

$$\begin{bmatrix} F_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_a(t) \\ F_b(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{pf} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} F(t) \end{bmatrix}, \quad (\text{IV.34})$$

où F_a et F_b sont les forces agissant respectivement sur les directions n_{f_a} et n_{f_b} .

La matrice $\begin{bmatrix} M_{pf} \end{bmatrix}$ est donnée par :

$$\begin{bmatrix} M_{pf} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_f \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} M_{rot_z(f)} \end{bmatrix}, \quad (\text{IV.35})$$

tandis que la matrice $\begin{bmatrix} \bar{F}(t) \end{bmatrix}$ est obtenue à l'aide de la relation (IV.27).

Pour les déplacements, nous effectuons aussi le passage 2D en exprimant l'ellipse des déplacements dans le repère où sont exprimées les forces.

Pour les efforts, nous obtenons la matrice de changement de base $\begin{bmatrix} M_u \end{bmatrix}$ et la matrice $\begin{bmatrix} M_{rot_z(u)} \end{bmatrix}$ pour les déplacements de rotations, nous exprimons les déplacements 2D dans le même repère que les forces :

$$\begin{bmatrix} u_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_{uf} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \end{bmatrix}, \quad (\text{IV.36})$$

avec :

$$M_{uf} = \begin{bmatrix} M_u \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} M_{rot_z(u)} \end{bmatrix}. \quad (\text{IV.37})$$

Dès lors le système 2D des équations différentielles s'écrit sous la forme matricielle :

$$\begin{bmatrix} M_2 \end{bmatrix} \cdot \ddot{\bar{u}}_2(t) + \begin{bmatrix} C_2 \end{bmatrix} \cdot \dot{\bar{u}}_2(t) + \begin{bmatrix} K \end{bmatrix} \cdot \bar{u}_2(t) = \bar{F}_2(t), \quad (\text{IV.38})$$

avec $[M_2]$ la matrice de masse, $[C_2]$ la matrice d'amortissement et $[K_2]$ la matrice de raideur ; \vec{u}_2 désigne le vecteur position, et $[\vec{F}_2(t)]$ le vecteur des composantes de force suivant les deux directions déterminées lors de la projection 2D, figure IV-17.

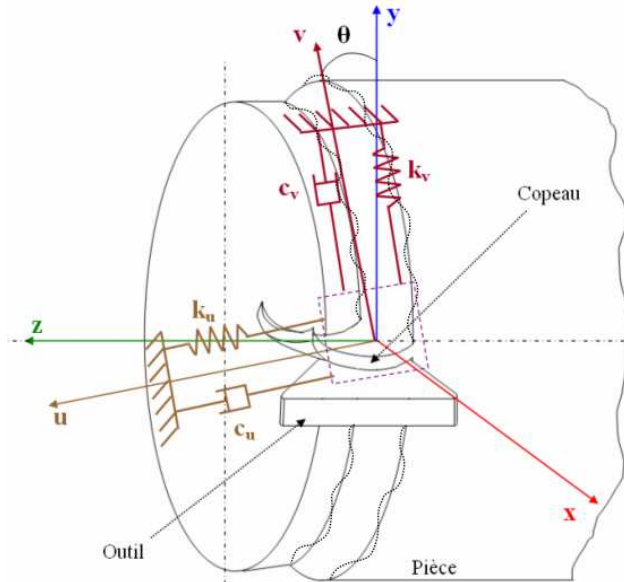


figure IV-17 :Modèle de coupe dynamique 2D équivalent.

IV.2.2 Résolution des systèmes différentiels. Résultats et Analyse

Les deux systèmes d'équations sont résolus séparément à l'aide de la méthode de Runge Kutta d'ordre 5 appliquée à la résolution des systèmes différentiels.

Les résultats obtenus par simulation dans le cas bidimensionnel sont cohérents avec les données expérimentales, tableau IV-1.

Fa (expérimental)	Fa (théorique)	Fb (expérimental)	Fb (théorique)
690 N	713 N	280 N	228 N

tableau IV-1 : Comparaison expérience/simulation.

Ensuite nous faisons quelques simulations pour analyser la pertinence de modèle. Dans le cas bidimensionnel, il suffit d'introduire les déplacements exprimés dans le même repère pour avoir les variations de la force dynamique lors des vibrations de coupe.

Le calcul du système différentiel est effectué en utilisant les paramètres dynamiques du système usinant, relevés lors de la procédure expérimentale présentée au chapitre II. Les valeurs sont reportées dans le tableau IV-2 :

m_x	m_y	m_z	c_x	c_y	c_z	k_x	k_y	k_z
[kg]			[Nm/s]			[N/m]		
2.2	5.3	2.5	$1.2 \cdot 10^3$	$0.89 \cdot 10^3$	$0.12 \cdot 10^3$	$2.6 \cdot 10^7$	$2.2 \cdot 10^7$	$2.9 \cdot 10^8$

tableau IV-2 : Paramètres dynamiques du système usinant.

Un comparatif entre les résultats expérimentaux et simulés est présenté dans la figure IV-18. Les amplitudes introduites dans le système comme des inconnues, ont des amplitudes équivalentes à celles mesurées expérimentalement.

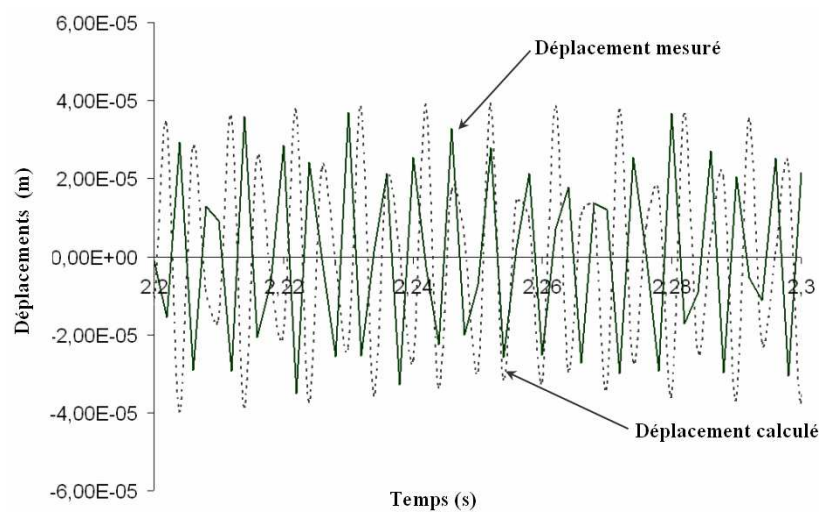


figure IV-18 : Comparaison simulation numérique/résultats expérimentaux.

La résolution du système des équations différentielles dans le cas tridimensionnel, donne les résultats suivants (tableau IV-3) :

f (mm/tr)	u_x (théorique)	u_y (théorique)	u_z (théorique)
0.1	$3 \cdot 10^{-5}$ m	$8.7 \cdot 10^{-5}$ m	$1.5 \cdot 10^{-5}$ m
0.075	$2.7 \cdot 10^{-5}$ m	$7.3 \cdot 10^{-5}$ m	$1.2 \cdot 10^{-5}$ m
0.0625	$2.5 \cdot 10^{-5}$ m	$6.8 \cdot 10^{-5}$ m	$0.8 \cdot 10^{-5}$ m
0.05	$2.1 \cdot 10^{-5}$ m	$5.9 \cdot 10^{-5}$ m	$0.6 \cdot 10^{-5}$ m

tableau IV-3 : Amplitudes théoriques des vibrations dans le cas tridimensionnel.

Ensuite, dans le cas bidimensionnel, nous obtenons les valeurs présentées dans le tableau IV-4.

f (mm/tr)	a_u (théorique)	a_u (expérimental)	b_u (théorique)	b_u (expérimental)
0.1	$8.5 \cdot 10^{-5}$ m	$7.71 \cdot 10^{-5}$	$1.5 \cdot 10^{-5}$ m	$1.72 \cdot 10^{-5}$
0.075	$6.2 \cdot 10^{-5}$ m	$5.6 \cdot 10^{-5}$	$1.28 \cdot 10^{-5}$ m	$1.23 \cdot 10^{-5}$
0.0625	$4.1 \cdot 10^{-5}$ m	$3.87 \cdot 10^{-5}$	$1.1 \cdot 10^{-5}$ m	$0.83 \cdot 10^{-5}$
0.05	$2.9 \cdot 10^{-5}$ m	$2.83 \cdot 10^{-5}$	$0.7 \cdot 10^{-5}$ m	$0.51 \cdot 10^{-5}$

tableau IV-4 : Amplitudes théoriques des vibrations dans le cas bidimensionnel.

Les valeurs des amplitudes sont équivalentes à celles mesurées lors des essais en fonction de l'avance. Hormis un déphasage fréquentiel, le modèle est bien représentatif des phénomènes dynamiques de la coupe.

Le modèle permet de déterminer une série de paramètres comme la variation des différentes longueurs de contact, outil/copeau ou outil/pièce, ou bien la variation de l'épaisseur de copeau.

L'introduction du taux d'écroûissage (défini dans le Chapitre III) dans le modèle, conduit à :

$$\xi = \cot(\phi)\cos(\gamma) + \sin(\gamma). \quad (\text{IV.39})$$

Par développement trigonométrique dans les conditions de coupe dynamique, le taux d'écroûissage dynamique est défini par :

$$\xi_d = \frac{\cos(\phi_d - \gamma_d)}{\sin(\phi_d)}. \quad (\text{IV.40})$$

L'épaisseur de copeau dynamique s'exprime alors par:

$$h(t) = f_m \cdot \xi_d. \quad (\text{IV.41})$$

Par simulation, nous obtenons les variations d'épaisseur du copeau figure IV-19. La variation d'épaisseur de copeau est en accord avec les résultats de mesures présentés au chapitre III.

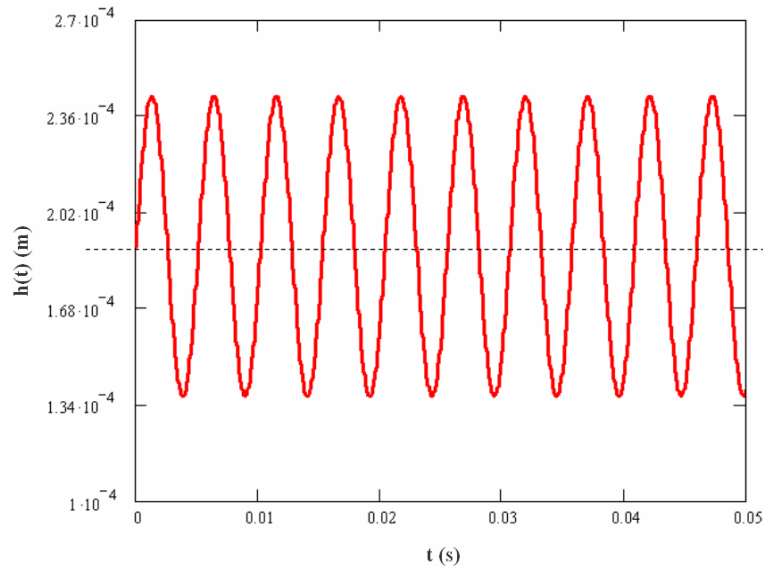


figure IV-19 : Variation d'épaisseur de copeau calculé.

Le modèle permet de mettre en évidence une série de paramètres dimensionnels lors de la coupe et aussi les variations des efforts dynamiques dans deux cas différents : l'un tridimensionnel et l'autre bidimensionnel dans un plan lié à la configuration de coupe.

IV.3 Conclusions

Un modèle de coupe dynamique original a été développé. Il intègre le modèle de coupe stationnaire développé par les laboratoires bordelais : *LMP* et *LGM²B*.

En passant en revue quelques phénomènes dynamiques existants lors de la coupe vibratoire, et par des hypothèses émises sur cette modélisation, un modèle dynamique est conçu à partir d'un modèle semi analytique « stationnaire » existant.

Une première résolution du système est réalisée pour laquelle les résultats obtenus sont cohérents. Il représente une première évolution d'un modèle de coupe dynamique tridimensionnelle. Le modèle permet d'obtenir des résultats équivalents aux valeurs expérimentales.

Les perspectives offertes par ce modèle sont importantes. Il permet actuellement de prédire les efforts de coupe dynamiques mais aussi la morphologie du copeau.

L'évolution du modèle de coupe stationnaire vers l'intégration des moments de coupe sera une étape supplémentaire dans l'amélioration du modèle de coupe dynamique.

Des développements ultérieurs permettront de prédire l'état de surface de la pièce et, couplé au modèle stationnaire, de déterminer l'état de contrainte résiduelle dans la pièce.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

Nous savons qu'il existe différents types de configurations de coupe : orthogonale, oblique, tridimensionnelle et différents procédés d'usinage : rabotage, tournage, fraisage, perçage, etc

Nous avons restreint nos efforts au tournage, qui, en lui-même, est déjà un procédé de fabrication assez complexe au niveau modélisation, notamment du fait de l'apparition des vibrations pendant le fonctionnement de la machine-outils, vibrations qui ne peuvent être évitées. Ces vibrations représentent des déplacements périodiques du système élastique autour de sa position d'équilibre. La valeur des déplacements dépend autant des caractéristiques des éléments du système dynamique que de l'intensité de l'interaction de ces éléments. Rappelons que notre objectif est de développer un modèle de coupe dynamique tridimensionnel construit sur une représentation aussi pertinente que possible de la réalité d'un contexte d'usinage.

Aussi après l'analyse bibliographique du chapitre I, nous avons présenté au chapitre II des procédures expérimentales adéquates pour atteindre une connaissance aussi rigoureuse que possible des éléments intervenant dans les phénomènes vibratoires. C'est ainsi que nous nous sommes orientés d'abord vers une étude dynamique expérimentale divisée en deux parties ; la machine, représentant le système usinant, et le processus de coupe.

Un dispositif expérimental, un protocole d'essais et un modèle ont été conçus pour la caractérisation du système usinant. La matrice de raideur caractéristique du système est obtenue par ce protocole d'essais.

Il convient de noter que l'étude prend en compte les raideurs issues du système de maintien de l'outil (**BO**), ce qui semble inhabituel. Des informations importantes acquises sur les raideurs statiques, permettent notamment de déterminer les directions privilégiées des déplacements.

Le centre de raideur et le centre de rotation ont été déterminés expérimentalement. La direction de déplacement minimum a également été définie à partir du modèle expérimental.

De même la partie **BP** est caractérisée. Ses raideurs sont déterminées et une matrice diagonale des déplacements en résulte. Il convient de noter que les résultats expérimentaux ont été contrôlés par deux méthodes.

L'analyse du comportement statique du système **BO-BP** a ensuite été validée au troisième chapitre par l'analyse du comportement dynamique de la coupe.

Le protocole expérimental utilisé dans la détermination des raideurs statiques a aussi été validé par les essais de coupe dans le domaine dynamique (vibrations).

Lors des essais, l'analyse dynamique du comportement du système a été effectuée, dans les deux cas d'essais suivants : à l'impact et lors du fonctionnement à vide de la machine. Ainsi, nous avons déterminé lors de l'impact les paramètres dynamiques, la matrice de masse $[M]$ et la matrice d'amortissement $[C]$.

Finalement, les procédures expérimentales mises en place, tant au niveau statique que dynamique, ont permis de déterminer très précisément les éléments nécessaires à une analyse rigoureuse de l'influence de la géométrie de l'outil, de son déplacement et de l'évolution des contacts outil /pièce et outil/copeau sur la surface réalisée. En particulier, l'analyse de la résultante du torseur des efforts appliqués dans une phase de tournage associé aux résultats expérimentaux a permis d'asseoir une décomposition vectorielle des efforts mettant en évidence une évolution de l'effort de coupe variable dans un plan incliné par rapport à une valeur nominale constante.

Cet effort de coupe, dont l'extrémité décrit une ellipse, est parfaitement bien corrélé au déplacement de la pointe de l'outil qui a lieu dans des conditions analogues. Le couplage mis en évidence entre les caractéristiques élastiques du système **BO** et les vibrations générées par la coupe a permis d'établir que l'apparition des vibrations auto-entretenues est fortement influencée par les raideurs du système, leur rapport et leur direction. Nous avons également établi une corrélation entre la direction du mouvement vibratoire de la structure élastique de la machine-outils et les variations de section du copeau.

Cette étude permet, pour une opération de tournage, d'établir des corrélations fortes entre les vibrations auto-entretenues et l'axe central du torseur d'actions mécaniques. Il est donc possible, grâce à l'utilisation des paramètres définissant l'axe central, d'étudier l'évolution du système vibrant outil-pièce. Elle met aussi en évidence un plan de déplacements concordant avec le plan des forces.

Ainsi, le caractère plan du comportement du **BO** conduit à ramener le problème de coupe tridimensionnel, avec déplacement spatial, à une modélisation dans un plan incliné par rapport aux axes de la machine. Néanmoins, cela reste un problème de coupe tridimensionnelle.

En passant en revue quelques phénomènes dynamiques existants lors de la coupe vibratoire, et par des hypothèses mises au point sur cette modélisation, un modèle dynamique est conçu à partir d'un modèle semi-analytique « stationnaire » existant.

Grâce à l'ensemble des résultats expérimentaux acquis, nous avons introduit dans notre modèle dynamique les éléments caractéristiques de la force dynamique et notamment la force distribuée sur le rayon d'arête de l'outil, la longueur de la zone de cisaillement secondaire, etc.

Une première simulation issue de la résolution du système des équations régissant le process est réalisée et donne des résultats cohérents avec l'expérimentation. Le développement de ce nouveau modèle tridimensionnel représente un premier pas sur la recherche de la coupe dynamique.

Ces résultats réconfortants permettent donc d'envisager à présent une étude plus complète en exploitant totalement la notion de torseur. En effet, grâce au dynamomètre à six composantes, nous avons identifié et mesuré l'existence de moments à la pointe de l'outil, non évalués par les chaînes de mesures classiques. La pertinence et la cohérence des résultats simulés laissent entrevoir une avancée importante dans les prochaines années par l'approfondissement du modèle tenant compte des moments à la pointe de l'outil. Ainsi parmi les autres perspectives il est possible de citer par exemple :

- une contribution du modèle à l'analyse des conditions de frottement outil /pièce, notamment au niveau des moments dont le rôle ne paraît pas négligeable au regard des bilans énergétique déjà effectué,
- une prise en compte de l'amortissement du système usinant,
- la détermination des éléments physiques à suivre impérativement pour prédire la détérioration des états de surface, l'endommagement des outils de coupe, etc.

Tout ceci devrait conduire, à terme, à la confection d'un logiciel de simulation d'usinage permettant de prévoir par des « expérimentations numériques » le comportement du système usinant, l'usure des outils de coupe, ou encore l'état de surface en fonction des paramètres d'usinage retenus.

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE :

[Albrecht, 1960] ALBRECHT P.

New developments in the theory of metal cutting process. Part I : The ploughing process in metal cutting.

Journal of Engineering for Industry, (ASME), Vol. 82, N° 1, ASME, 1960, pp. 348-358.

[Amsted et al, 1987] AMSTED B. H., P.F. O. , BEGEMAN M. L.

Manufacturing Process.

John Wiley and Sons, New York, 8ème édition, 1987.

[Assouline et al, 2002] ASSOULINE S., BEAUCHESNE E., COFFIGNAL G., LORONG P. , MARTY A.

Simulation numérique de l'usinage à l'échelle macroscopique : modèles dynamiques de la pièce.

Mécanique & Industrie, Vol. 3, 2002, pp. 389-402.

[Bailey, 1975] BAILLEY J. A.

Friction in metal machining. Mechanical aspects.

Wear, Vol. 31, 1975, pp. 243-275.

[Barlier et al, 1999] BARLIER C. , POULET B.

Mémotech, Génie mécanique - productique mécanique. Deuxième édition.

Casteilla, Paris, 1999.

[Benmohammed, 1996] BENMOHAMMED B.

Identification des lois d'effort de coupe de tournage en régime dynamique.

Thèse de Doctorat de Mécanique, L'Ecole Nationale Supérieure d'Arts et Métiers - France, N° d'ordre : , 1996.

[Bisu et al, 2006a] BISU C., DARNIS P., KNEVEZ J. Y., CAHUC O., LAHEURTE R. , ISPAS C.

Un nouveau modèle expérimental d'analyse des phénomènes vibratoires lors d'une opération de tournage.

4ème Assises Machines et Usinage à Grande Vitesse, ENSAM Aix en Provence, 8-9 juin 2006 - France, 21-25 Oct 2006a.

[Bisu et al, 2006b] BISU C., LAHEURTE R., GÉRARD A. , KNEVEZ J. Y.

The regenerative vibration influence on the mechanical actions turning.

15th Int. Conf. On Manufact. Syst., Bucharest, Roumanie, 26-27 oct. 2006, 21-25 Oct 2006b.

[Boothroyd, 1970] BOOTHROYD G.

Effect of the surface slope on shear angle in metal cutting.

Trans. ASME J. Engng. Ind, 1970, pp. 115-118.

[Boothroyd et al, 1974] BOOTHROYD G. , SARNICOLA J. F.

Machine tool chatter. Effet of surface slope on shear angle during wave generating and regenerative chatter.

North American Metal Working Research Conference, Madison (USA), 1974, pp. 618-631.

[Cahuc et al, 2001] CAHUC O., DARNIS P., GÉRARD A. , BATTAGLIA J.

Experimental and analytical balance sheet in turning applications.

International Journal of Advanced Manufacturing Technologies, Vol. 18, N° 9, 2001, pp. 648-656.

[Calderon Najera, 1998] CALDERON NAJERA J. D.

Caractérisation dynamique du système Pièce-Outil-Machine : usinage de pièces minces.

Thèse de Doctorat de Mécanique, Institut National des Sciences Appliquées de Lyon - France, N° d'ordre : 98 ISAL 0127, 1998.

[Christopherson et al, 1958] CHRISTOPHERSON D. G., OXLEY P. L. B. , PALMER W. B.

Orthogonal cutting of a work hardening material.

Engineering, Vol. 186, 1958, pp. 113-116.

[Cook, 1959] COOK N. H.

Self-excited vibrations in metal cutting.

Trans. ASME Journal of Engineering for Industry, Vol. 81, 1959, pp. 183-186.

[Couétard, 2000] COUÉTARD Y.

Caractérisation et étalonnage des dynamomètres à six composantes pour torseur associé à un système de forces.

Mécanique, Université Bordeaux 1 - Talence, 2000.

[Cowely, 1970] COWELY A.

Structural analysis.

Machine Tool Structures, Pergamon Press, Oxford et al, 1970, Vol. I.

[Dargnat, 2006] DARGNAT F.

Modélisation semi-analytique par approche énergétique du procédé de perçage de matériaux monolithiques.

Thèse de Doctorat de Mécanique, Université de Bordeaux 1 - France, N° d'ordre : 3216, 2006.

[Darnis et al, 2000] DARNIS P., CAHUC O., COUÉTARD Y.

Energy balance with mechanical actions measurement during turning process.

International Seminar on Improving Machine Tool Performance, La baule, 3-5 Juillet 2000.

[Deacu et al, 1977] DEACU I., PAVEL G.

Vibrations des machines-outils (titre original :Vibrații la mașini-unelte).

Editura Dacia, Cluj Napoca, 1977.

[Deciu et al, 2002] DECIU E., BUGARU M., DRAGOMIRESCU C.

Vibratii neliniare cu aplicatii in ingineria mecanica (Vibrations non linéaires appliquées en ingénierie mécanique).

Editura Academiei Romane, Bucarest, 2002.

[Dekelbab, 1995] DEKELBAB K.

Modélisation et simulation du comportement dynamique de l'ensemble pièce outil-machine en usinage à l'outil coupant.

Thèse de Doctorat, ENSAM-Paris - France, N° d'ordre : , 1995.

[Hann, 1954] HANN R. S.

Vibrations of flexible precision grinding spindles.

Transactions of the ASME, Vol. 81, N° 3, 1954.

[Inspurger et al, 2007] INSPURGER T., STEPAN G., TURI J.

State-dependent delay in regenerative turning processes.

Nonlinear Dynamics, Vol. 47, 2007, pp. 275-283.

[Ispas et al, 1999] ISPAS C., GHEORGHIU H., PARAUSANU I. , ANGHEL V.

Vibrations des systèmes Technologiques.

Editure Agir, Série : Ingénierie Mécanique , Bucurest, 1999.

[Ispas et al, 1998] ISPAS C., PREDINCEA N., ZAPCIU M., MOHORA C. , BOBOC D.

Machines outils- Essais et Réception (titre original : Mașini Unelte- Încercare si Receptie).

Editura Tehnica, Bucurest, 1998.

[Jemielniak, 1992] JEMIELNIAK K.

Modeling of dynamic cutting coefficients in three dimensional cutting.

Int. J. Mach. Tools Manufact, Vol. 32, N° 4, 1992, pp. 509-519.

[Jemielniak et al, 1989] JEMIELNIAK K. , WIDOTA A.

Numerical simulation of non-linear chatter vibration in turning.

Int. J. Mach. Tools Manufact, Vol. 29, N° 2, 1989, pp. 239-247.

[Jeong et al, 1991] JEONG S. K. , BYUNG H. L.

An analytical model of dynamic cutting forces in chatter vibration.

Int. J. Mach. Tools Manufact., Vol. 31, N° 3, 1991, pp. 371-381.

[Kainth, 1969] KAINTH G. S.

Investigation into the dynamics of the metal cutting process.

PhD Thesis, Departament of Mechanical Engineering.University of Brimingham - UK, 1969.

[Kaneko et al, 1984] KANEKO T., SATO H., TANI Y. , HORI M. O.

Self-excited chatter and its marks in turning.

J. of Eng. for Ind., ASME, Vol. 106, 1984, pp. 222-228.

[Karube et al, 2002] KARUBE S., HOSHINO W., SOUTOME T. , SATO K.

The non-linear phenomena in vibration cutting system. The establishment of dynamic model.

Int. J. of Non-Linear Mechanics, 2002, pp. 541-564.

[Kasahara et al, 1992] KASAHARA N., SATO H. , TANI Y.

Phase characteristics of self-excited chatter in cutting.

J. of Eng. for Ind., ASME, Vol. 114, 1992, pp. 393-399.

[Keraita et al, 2001] KERAITA J. N., OYANGO H. J. , MISOI G. K.

Lathe stability via acoustic emission monitoring.

African Journal of Science and Technology, Vol. 2, N° 2, 2001, pp. 81-93.

[Knight, 1972] KNIGHT W. A.

Chatter in turning: some effects of the tool geometry and cutting conditions.

Int. J. Mach. Tool Des. Res., Vol. 10, 1972, pp. 221-247.

[Koenigsberger et al, 1970] KOENIGSBERGER F. , TLUSTY J.

Machine Tool Structures.

Machine Tool Structures, Pergamon Press, Oxford et al, 1970, Vol. I.

[Konig et al, 1997] KONIG W., SEPULVEDA E. , LAUER-SCHMALTZ H.

Zweikomponenten Schnittkraftmesser.

Industrie-Anzeiger, 102, dec., 1997.

[Kovacic, 1998] KOVACIC I.

The chatter vibrations in metal cutting-theoretical approach.

Facta Universitatis, Mechanical Engineering, Vol. 1, N° 5, 1998, pp. 581-593.

[Kudinov, 1970] KUDINOV V. A.

La dynamique des machines-outils (titre original : Dinamica Maşinilor Unelte).

Editura Tehnică, Bucurest, 1970.

[Laheurte, 2004] LAHEURTE R.

Application de la théorie du second gradient à la coupe des matériaux Thèse de Doctorat de Mécanique, Université de Bordeaux 1 - France, N° d'ordre : 2935, 2004.

[Laporte, 2005] LAPORTE S.

Modélisation des phénomènes physiques impliqués dans la coupe :

application au perçage des matériaux monolithiques.

Thèse de Doctorat de Mécanique, Université de Bordeaux 1 - France, N° d'ordre : 3088, 2005.

[Lin et al, 1990] LIN J. S. , WENG C. I.

A nonlinear dynamic model of cutting.

Int. J. of Mach. Tools and Manuf, Vol. 30, N° 1, 1990, pp. 53-64.

[Lipski et al, 2001] LIPSKI J., LITAK G., RUSINER R., SZABELSKI K., TETER A., WARMINSKI J. , ZALESKI K.

Surface quality of a work material influence on vibrations in a cutting process.

Journal of sound and vibration, 2001.

[Litak, 2002] LITAK G.

Chaotic vibrations in a regenerative cutting process.

Chaos, Solitons and Fractals, Vol. 13, 2002, pp. 1531-1535.

[Marinescu et al, 2002] MARINESCU I., ISPAS C. , BOBOC D.

Handbook of Machine Tool Analysis.

Marcel Deckker, Inc.(USA), ISBN 0-8247-0704-4, 2002.

[Marot, 1980] MAROT G.

Coefficient dynamique de coupe. Théories actuelles et proposition d'une méthode de mesure directe en coupe.

Thèse, Université Pierre et Marie Curie - France, N° d'ordre : , 1980.

[Martin, 1973] MARTIN P.

Influence de l'usure d'un outil de tour sur les vibrations entretenues en coupe.

Thèse, Université de Nancy I - France, N° d'ordre : , 1973.

[Marui et al, 1988] MARUI E., EMA S., HASHIMOTO M. , YAMADA T.

The Mechanism of chatter vibration in spindle-work-piece system. Part III. Analytical Considerations.

Journal of Engineering for Industry, ASME, Vol. 110, 1988, pp. 248-253.

[Marui et al, 1983a] MARUI E., EMA S. , KATO S.

Chatter vibration of lathe tools, Part 1 : general characteristics of chatter vibration.

Trans. ASME J. Engng. Ind, Vol. 105, 1983a, pp. 100-105.

[Marui et al, 1983b] MARUI E., EMA S. , KATO S.

Chatter vibration of lathe tools, Part 2 : On the mechanism of exciting energy supply.

Trans. ASME J. Engng. Ind, Vol. 105, 1983b, pp. 107-113.

[Mehdi et al, 2002a] MEHDI K., RIGAL J.-F. , PLAY D.

*Dynamic behavior of thin wall cylindrical workpiece during the turning process
PART I: Cutting process simulation.*

Trans of ASME, J. of Manufact. Sc. and Engng, Vol. 124, 2002a, pp. 562-568.

[Mehdi et al, 2002b] MEHDI K., RIGAL J.-F. , PLAY D.

*Dynamic behavior of thin wall cylindrical workpiece during the turning process
PART II: Experimental approach and validation.*

Trans of ASME, J. of Manufact. Sc. and Engng, Vol. 124, 2002b, pp. 569-580.

[Merchant, 1945a] MERCHANT E.

Mechanics of the metal cutting process. I. Orthogonal cutting an type 2 chip.

Journal of Applied Physics, Vol. 16, N° 267-275, 1945a.

[Merchant, 1945b] MERCHANT E.

Mechanics of the metal cutting process. II. Plasticity conditions in orthogonal cutting.

Journal of Applied Physics, Vol. 16, 1945b, pp. 318-324.

[Merrit, 1965] MERRIT H. E.

*Theory of self-excited machine tool chatter. Contribution to machine tool chatter
research- 1.*

Journal of Engineering for Industry ASME, 1965, pp. 447-454.

[Moraru et al, 1979] MORARU V., ISPAS C. , RUSU S.

*Les vibrations et la stabilité des machines outils (titre original : Vibratiile si
Stabilitatea Masinilor Unelte).*

Editura Tehnică, Bucurest, 1979.

[Nigm et al, 1977] NIGM M. M. , SADEK M. M.

Experimental investigation of the characteristics of dynamic cutting process.

Trans ; ASME J. Engng. Ind, 1977, pp. 410-418.

[Nosyreva et al, 1998] NOSYREVA E. P. , MOLINARI A.

Analysis of nonlinear vibrations in metal cutting.

International Journal of Mechanical Sciences, Vol. 40, N° 8, 1998, pp. 735-748.

[Peigne, 2003] PEIGNE G.

Etude et simulation des effets dynamiques de la coupe sur la stabilité de la coupe et la qualité géométrique de la surface usinée.

Thèse de Doctorat de Mécanique, Institut National Polytechnique de Grenoble - France, 2003.

[Pestel et al, 1963] PESTEL E. C. , LECKIE F. A.

Matrix Methods in Elastomechanics.

McGraw-Hill Book Company, 1963.

[Robinson, 1971] ROBINSON J.

Analyse matricielle des structure à l'usage des ingénieurs.

John Robinson, Goldschild, Raymond Dunod, 1971.

[Rusu, 1975] RUSU S.

O metoda teoretico-experimentală de investigare a proprietăților de stabilitate la autovibrații ale sistemului dinamic al masinilor unelte (Une méthode théorique-expérimentale d'investigation des propriétés de stabilité d'autovibration des systèmes dynamiques pour les machines-outils).

Constructii de Masini, N° 8, 1975.

[Ryder et al, 1975] RYDER G. H. , BENNET M. D.

Mechanics of machines.

Macmillan, London, 1975.

[Saravanja et al, 1976] SARAVANJA N. F. , D'SOUZA A. F.

Identification of dynamic metal cutting process with reference to chatter.

Proceedings of North America Research Conference (USA), Vol. 4, 1976, pp. 428-435.

[Segreti, 2002] SEGRETI M.

Vibrations en coupe orthogonale. Modélisation, étude de stabilité et validation expérimentale.

Thèse de Doctorat de Mécanique, Université de Metz - France, N° d'ordre : , 2002.

[Stawell Ball, 1900] STAWELL BALL G.

A treatise on the theory of screws.

Cambridge: at the university press, 1900.

[Sweeney, 1971] SWEENEY R.

Forced vibrations of machine tools.

Machinery and Production Engineering, Vol. 119, N° 3078, 1971.

[Tansel et al, 1992] TANSEL I. N., ERKAL C. , KERAMIDAS T.

The chaotic characteristics of three dimensional cutting.

Int. J. Mach. Tools Manufact, Vol. 32, N° 6, 1992, pp. 811-827.

[Tarnq et al, 1994] TARNQ Y. S., YOUNG H. T. , LEE B. Y.

An analytical model of chatter vibration in metal cutting.

Int. J. Mach. Tools Manufact, Vol. 34, N° 2, 1994, pp. 183-197.

[Thevenot, 2005] THEVENOT

Contribution à la maîtrise des phénomènes vibratoires en usinage de parois minces : application à l'usinage de pales aéronautiques.

Thèse de Doctorat, INP Toulouse - France, 2005.

[Tlusty et al, 1981] TLUSTY J. , ISMAIL F.

Basic non-linearity in machining chatter.

Annals of the CIRP, Vol. 30, 1981, pp. 299-304.

[Tlusty et al, 1957] TLUSTY J. , POLACEK M.

Beispiele der behandlung der selbsterregten schwingung der werkzeugmaschinen.

3, FoKoMo, Vogel-Verlag Wuerzburg, 1957.

[Tlusty et al, 1963] TLUSTY J. , POLACEK M.

The stability of machine tools against self excited vibrations in machining.

International research in production engineering, ASME, 1963, pp. 465-474.

[Tobias, 1965] TOBIAS S. A.

Machine Tool Vibration.

Blackie and Soon, London, 1965.

[Tobias et al, 1956] TOBIAS S. A. , FISHWICK W.

Eine Theorie des Regenerativen Raterns.

Der Maschinenmarkt, Vol. 62, N° 17, 1956.

[Tobias et al, 1958] TOBIAS S. A. , FISHWICK W.

Theory of regenerative tool chatter.

Engineer, London, Vol. 205, 1958, pp. 199-238.

[Toulouse, 1998] TOULOUSE D.

Contribution à la modélisation et à la métrologie de la coupe dans le cas d'un usinage tridimensionnel.

Thèse de Doctorat de Mécanique, Université Bordeaux 1 - France, N° d'ordre : 1925, 1998.

[Town, 1971] TOWN H. C.

The design and construction of machine tools.

Iiffe Books, London, 1971.

[Usui et al, 1978] USUI E., MIROTA A. , MASUKO M.

Analytical prediction of three dimensional cutting process. Part I- Basic cutting model and energy approach.

Journal of Engineering for Industry, ASME, Vol. 100, 1978, pp. 229-235.

[Wang et al, 2006] WANG X. S., HU J. , GAO J. B.

Nonlinear dynamics of regenerative cutting processes- Comparison of two models.

Chaos Solitons and Fractals, Vol. 29, 2006, pp. 1219-1228.

[Wu, 1987] WU D. W.

Development of a dynamic shear angle model for wave-generating processes based on work-hardening slip-line field theory.

Int. Journal of Mechanical Science, Vol. 29, N° 6, 1987, pp. 407-424.

[Wu et al, 1985a] WU D. W. , LUI C. R.

An analytical model of cutting dynamics. Part 1 : model building.

Trans. ASME J. Engng. Ind, Vol. 107, 1985a, pp. 107-111.

[Wu et al, 1985b] WU D. W. , LUI C. R.

An analytical model of cutting dynamics. Part 2 : verification.

Trans. ASME J. Engng. Ind, Vol. 107, 1985b, pp. 112-118.

[Zvorykin, 1893] ZVORYKIN K. A.

Work and stress necessary for separation of metal chips.

Proceedings of the Kharkov Technological Institute, Ukraine, 1893.

ANNEXES

ANNEXES

VI.1 Annexes Chapitre II

VI.1.1 Etalonnage statique du système bloc outil

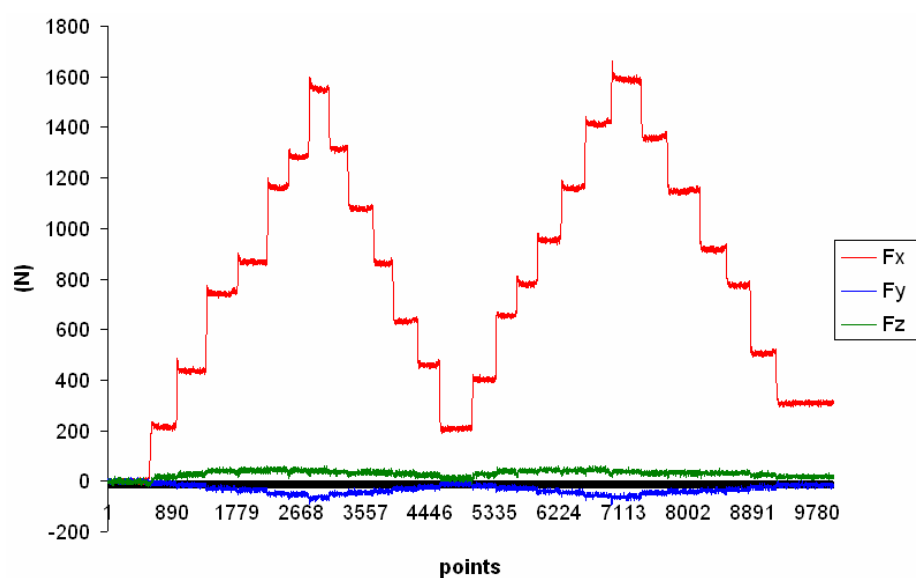


figure VI-1 : Forces mesurées lors d'un chargement/déchargement suivant x.

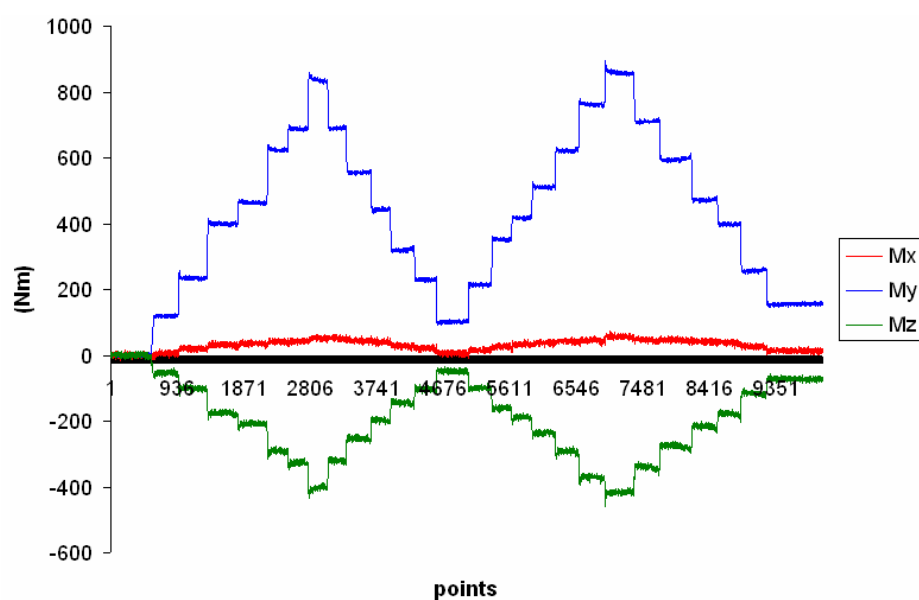


figure VI-2 : Moments mesurés lors d'un chargement/déchargement suivant x.

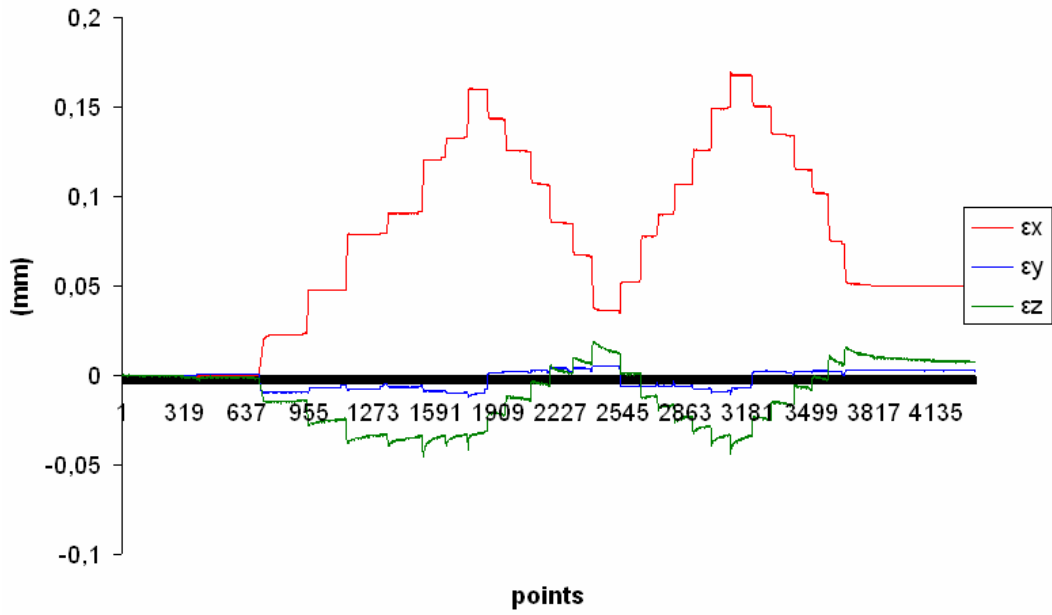


figure VI-3 : Déplacements mesurés suivant la directions x lors du chargement/déchargement.

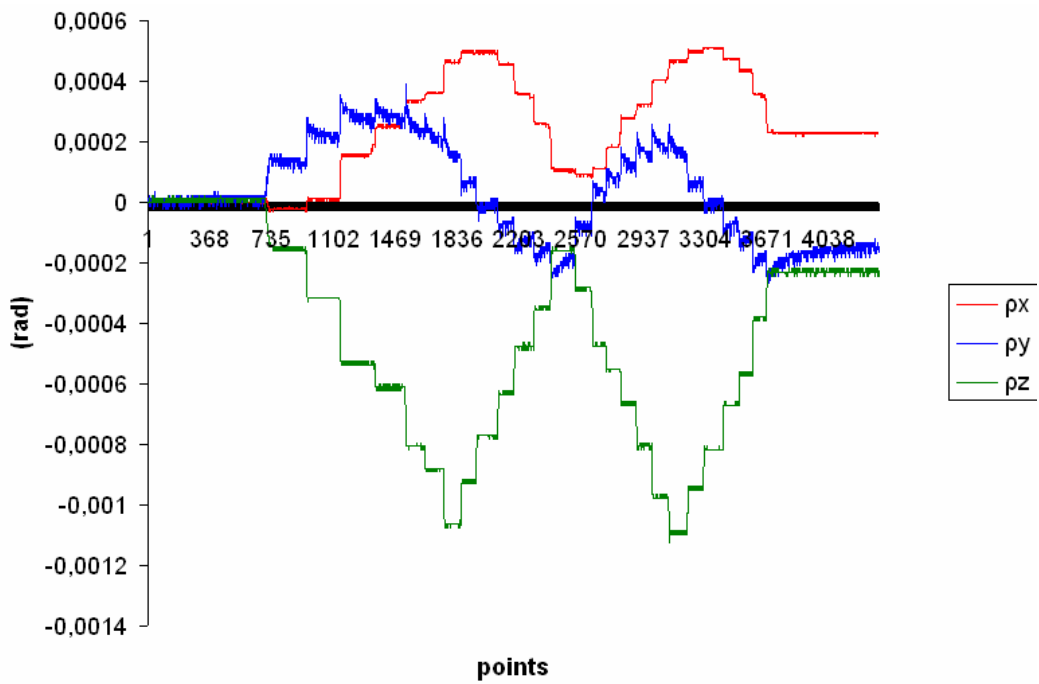


figure VI-4 : Rotations mesurées suivant la directions x lors du chargement/déchargement.

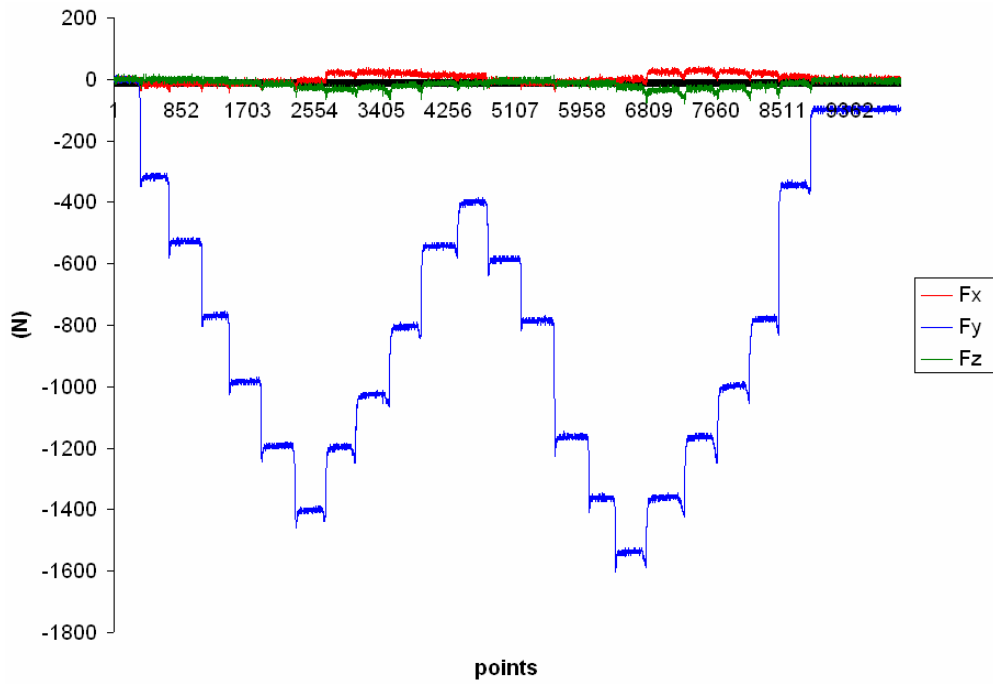


figure VI-5 : Forces mesurées lors d'un chargement/déchargement suivant y.

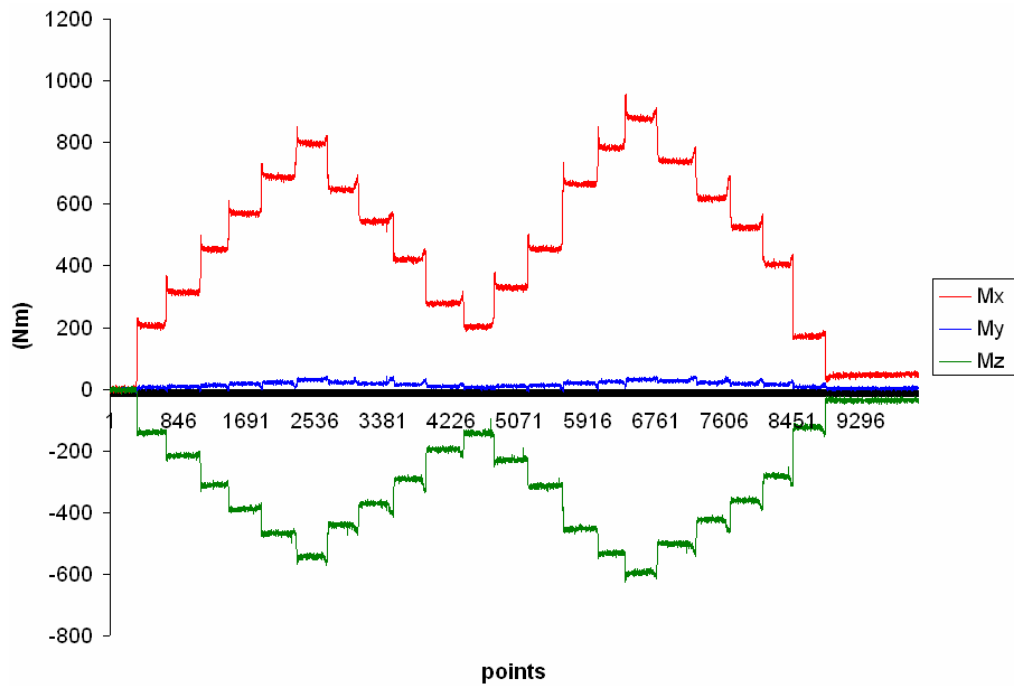


figure VI-6 : Moments mesurés lors d'un chargement/déchargement suivant y.

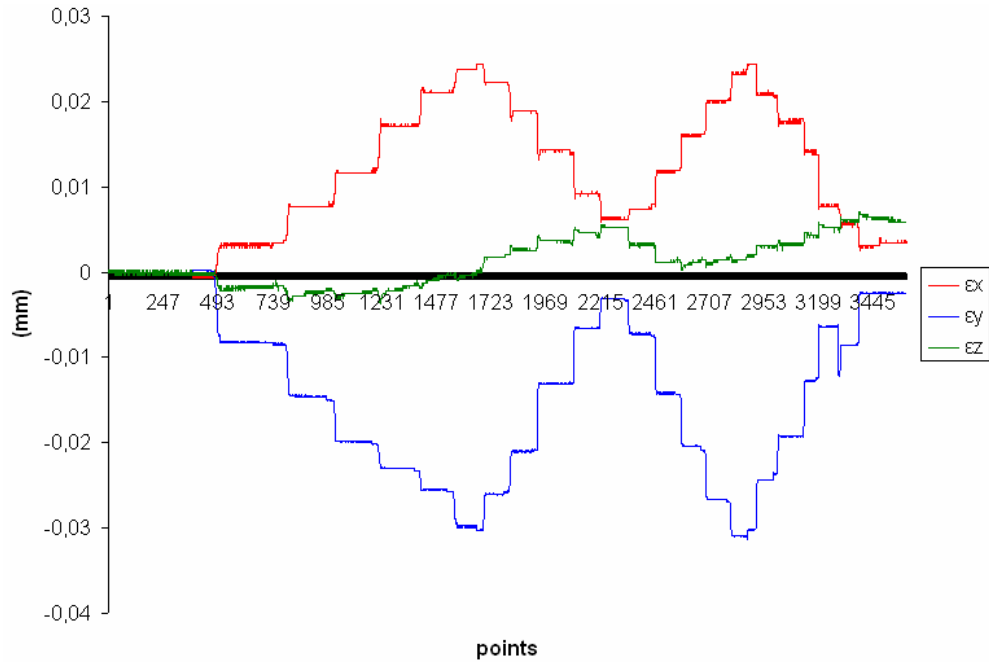


figure VI-7 : Déplacements mesurés suivant la directions y lors du chargement/déchargement.

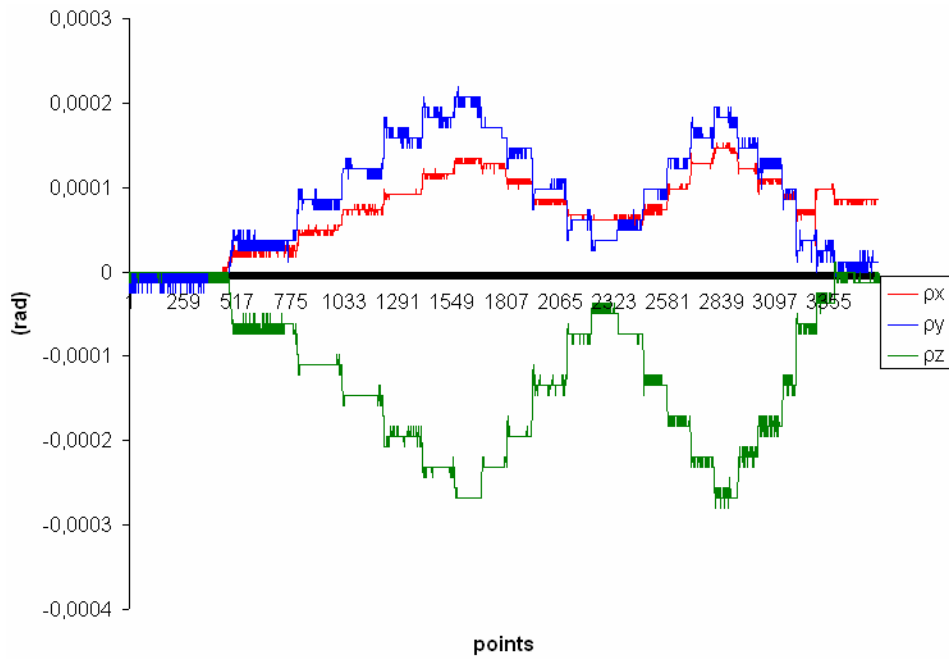


figure VI-8 : Rotations mesurées suivant la directions y lors du chargement/déchargement.

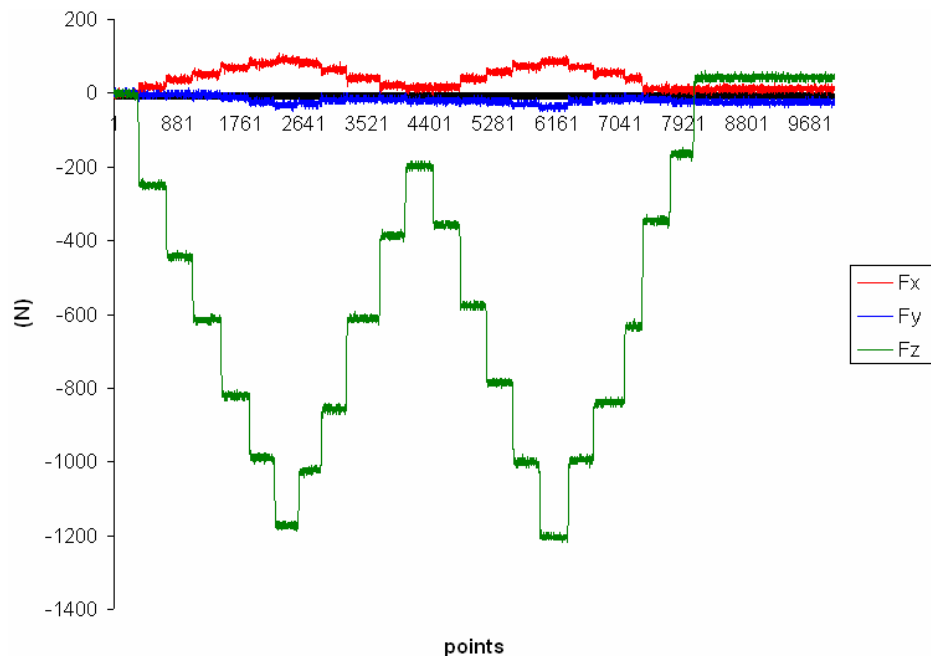


figure VI-9 : Forces mesurées lors d'un chargement/déchargement suivant z.

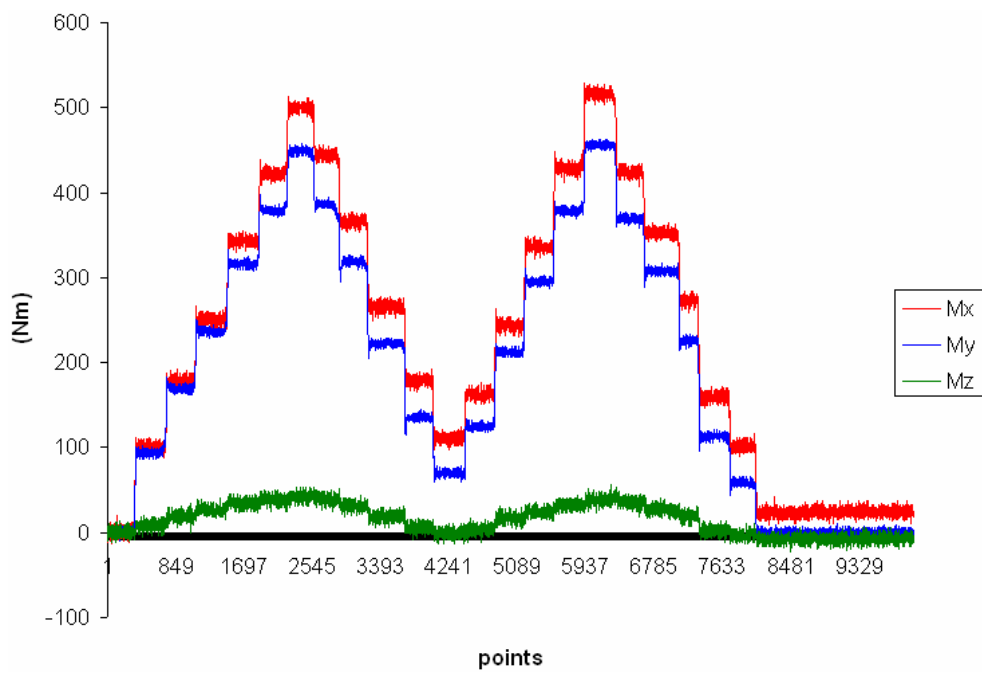


figure VI-10 : Moments mesurés lors d'un chargement/déchargement suivant z.

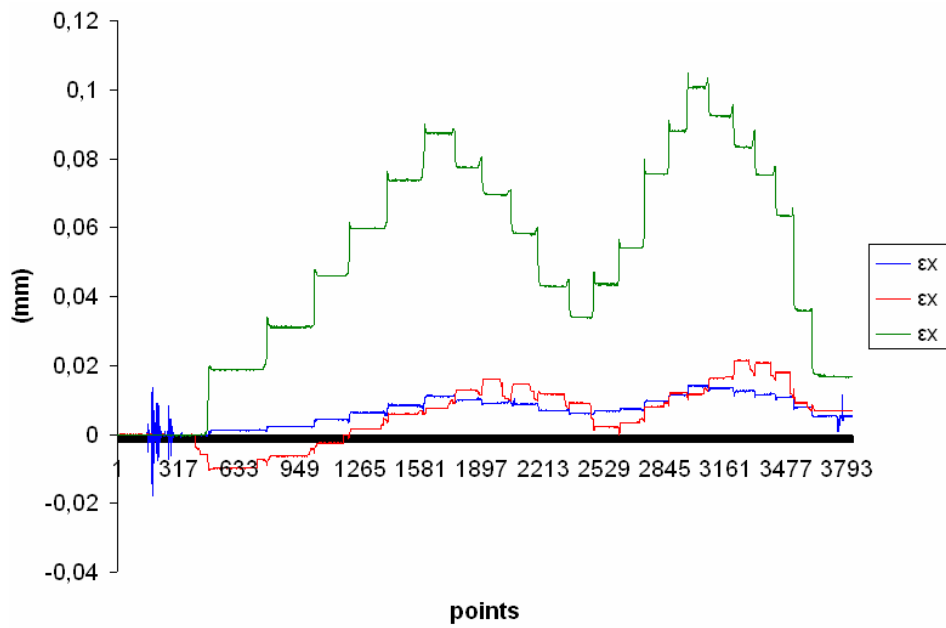


figure VI-11 : Déplacements mesurés suivant la directions z lors du chargement/déchargement.

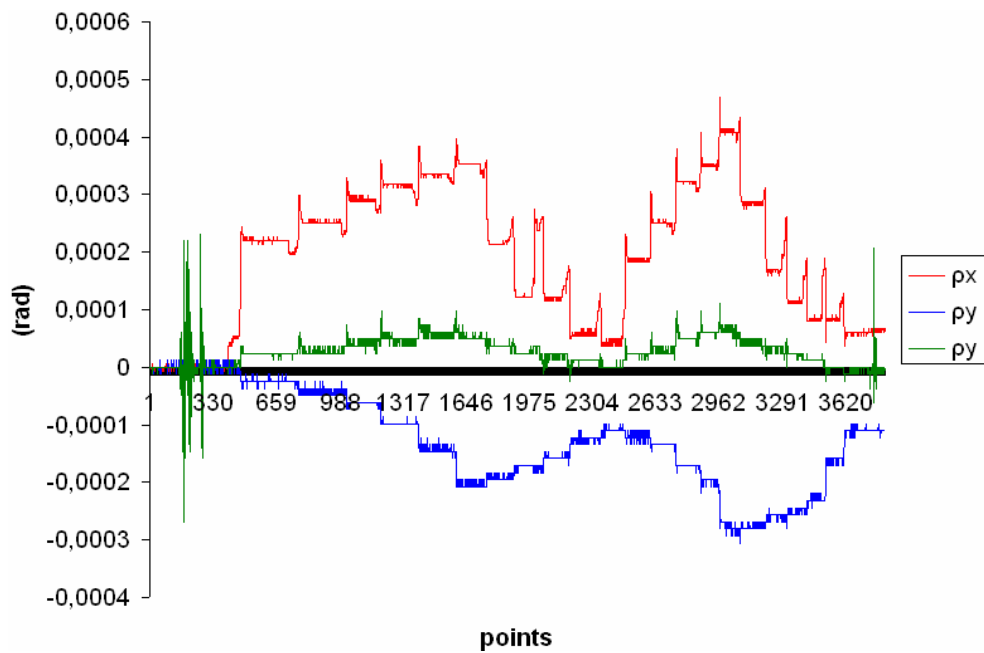


figure VI-12 : Rotations mesurées suivant la directions z lors du chargement/déchargement.

VI.1.2 Matrices des petits déplacements :

La matrice de chargement est :

$$T = \begin{bmatrix} 1000 & 1000 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1000 & 1000 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1000 & 1000 \\ 0 & 0 & 100 & 60 & 4 & -8 \\ -100 & -35 & 0 & 0 & 130 & 60 \\ -3 & 20 & 100 & 100 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad (\text{VI.1})$$

Les déplacements et les rotations obtenus sont :

$$D = \begin{bmatrix} 0 & 0 & -9.3 \cdot 10^{-4} & -3.1 \cdot 10^{-4} & 3 \cdot 10^{-4} & 5.4 \cdot 10^{-4} \\ -1.2 \cdot 10^{-3} & -7.7 \cdot 10^{-4} & 0 & 0 & 4.5 \cdot 10^{-3} & 4.8 \cdot 10^{-4} \\ -1.4 \cdot 10^{-3} & -1.1 \cdot 10^{-3} & -8.2 \cdot 10^{-4} & -4.6 \cdot 10^{-4} & 0 & 0 \\ 1.5 \cdot 10^{-4} & 2.9 \cdot 10^{-4} & -6.8 \cdot 10^{-5} & 2 \cdot 10^{-5} & -2.3 \cdot 10^{-4} & -4.8 \cdot 10^{-5} \\ 2.2 \cdot 10^{-5} & 1.5 \cdot 10^{-5} & -6 \cdot 10^{-5} & -2 \cdot 10^{-5} & -2.2 \cdot 10^{-4} & 1.1 \cdot 10^{-5} \\ 6 \cdot 10^{-6} & 2.8 \cdot 10^{-5} & 0 & -2 \cdot 10^{-5} & 1.5 \cdot 10^{-4} & 9.5 \cdot 10^{-5} \end{bmatrix}, \quad (\text{VI.2})$$

La matrice de souplesse s'exprime par :

$$[Co] = [T]^{-1} \cdot [D], \quad (\text{VI.3})$$

Il vient alors :

$$[C_0] = \begin{bmatrix} -6.2 \cdot 10^{-8} & 4.4 \cdot 10^{-7} & 4.5 \cdot 10^{-7} & -1.6 \cdot 10^{-6} & -6.8 \cdot 10^{-7} & 2 \cdot 10^{-8} \\ 4 \cdot 10^{-6} & 1.5 \cdot 10^{-5} & -3 \cdot 10^{-6} & 0 & 5.7 \cdot 10^{-5} & -1.5 \cdot 10^{-4} \\ -1.2 \cdot 10^{-6} & -7.8 \cdot 10^{-7} & -1.6 \cdot 10^{-7} & -9 \cdot 10^{-6} & 1.5 \cdot 10^{-6} & -8.7 \cdot 10^{-6} \\ -2.9 \cdot 10^{-8} & -1.1 \cdot 10^{-6} & 6.5 \cdot 10^{-8} & -2.2 \cdot 10^{-6} & -2.2 \cdot 10^{-6} & 1.2 \cdot 10^{-5} \\ 3.1 \cdot 10^{-7} & 9.6 \cdot 10^{-7} & -1.9 \cdot 10^{-7} & -1 \cdot 10^{-6} & 3.2 \cdot 10^{-6} & -9.2 \cdot 10^{-6} \\ 7.3 \cdot 10^{-8} & 5.4 \cdot 10^{-8} & -5.7 \cdot 10^{-8} & 5 \cdot 10^{-7} & 7 \cdot 10^{-7} & -1 \cdot 10^{-6} \end{bmatrix}, \quad (\text{VI.4})$$

ce qui conduit à déterminer la matrice des raideurs :

$$K = \begin{bmatrix} -3.7 \cdot 10^5 & -3.8 \cdot 10^5 & -1.7 \cdot 10^5 & 1.1 \cdot 10^6 & 6.8 \cdot 10^6 & 3.8 \cdot 10^6 \\ 1.9 \cdot 10^6 & 1.6 \cdot 10^6 & -1.7 \cdot 10^6 & 6 \cdot 10^5 & -2.4 \cdot 10^7 & -1.6 \cdot 10^7 \\ 1 \cdot 10^6 & 3.9 \cdot 10^5 & -5.2 \cdot 10^5 & -8.3 \cdot 10^5 & -8 \cdot 10^6 & 3.3 \cdot 10^6 \\ 4.2 \cdot 10^4 & 7.5 \cdot 10^4 & -8.2 \cdot 10^4 & 2.8 \cdot 10^3 & -1.2 \cdot 10^6 & -5.6 \cdot 10^5 \\ 4.1 \cdot 10^4 & 7.4 \cdot 10^4 & 1.3 \cdot 10^4 & 1.6 \cdot 10^5 & -9.7 \cdot 10^5 & 2.2 \cdot 10^5 \\ 1.8 \cdot 10^5 & 1.7 \cdot 10^5 & -1.6 \cdot 10^5 & 1.7 \cdot 10^5 & -2.4 \cdot 10^6 & -1.5 \cdot 10^6 \end{bmatrix}. \quad (\text{VI.5})$$

VI.2 Annexes Chapitre III

VI.2.1 Approximation du plan

La modélisation de ce plan à partir des résultats expérimentaux est réalisée à l'aide du logiciel de calcul Mathcad. Nous cherchons à déterminer le plan qui passe par les points représentant les déplacements de l'outil (*figure III-10*) :

$$ax + by + cz + d = 0. \quad (\text{VI.6})$$

Si nous notons les erreurs e_{rr} nous avons :

$$e_{rr}(x, y, z, x_p, y_p, z_p, x_n, y_n, z_n) = [M(x, y, z) - P(x_p, y_p, z_p) \cdot n_u(x_n, y_n, z_n)], \quad (\text{VI.7})$$

où :

$$M = \begin{pmatrix} x \\ y \\ z \end{pmatrix}, \quad P = \begin{pmatrix} x_p \\ y_p \\ z_p \end{pmatrix}, \quad n_u = \begin{pmatrix} x_n \\ y_n \\ z_n \end{pmatrix}. \quad (\text{VI.8})$$

En suite exprimons la fonction E_{rr} à l'aide de e_{rr} et introduisons les déplacements sur les trois directions $(u_{x_i}, u_{y_i}, u_{z_i})$:

$$E_{rr}(x, y, z, x_p, y_p, z_p, x_n, y_n, z_n) = \sum_{i=0}^N e_{rr}(u_{x_i}, u_{y_i}, u_{z_i}, x_p, y_p, z_p, x_n, y_n, z_n), \quad (\text{VI.9})$$

et il vient :

$$x_p = \frac{\sum_{i=0}^N u_{x_i}}{N}, \quad y_p = \frac{\sum_{i=0}^N u_{y_i}}{N}, \quad z_p = \frac{\sum_{i=0}^N u_{z_i}}{N}. \quad (\text{VI.10})$$

Maintenant, nous calculons par minimisation le vecteur V :

$$V = \text{min}(E_{rr}, x_p, y_p, z_p, x_n, y_n, z_n), \quad (\text{VI.11})$$

où :

$$V = \begin{pmatrix} V_1 = x_p \\ V_2 = y_p \\ V_3 = z_p \\ V_4 = x_n \\ V_5 = x_n \\ V_6 = x_n \end{pmatrix}. \quad (\text{VI.12})$$

Il en résulte que les composantes de la normale au plan des déplacements n_u sont données par :

$$n_u = \begin{pmatrix} V_4 \\ V_5 \\ V_6 \end{pmatrix}. \quad (\text{VI.13})$$

Pour le cas présenté, avec $ap = 5$ mm et $f = 0.1$ mm, nous obtenons :

$$n_u = \begin{pmatrix} -0.056 \\ -0.216 \\ 0.975 \end{pmatrix}, \quad (\text{VI.14})$$

l'équation du plan est alors :

$$P_u(s,t) = V_p + s \cdot u_1 + t \cdot u_2, \quad (\text{VI.15})$$

où s et t sont des constantes, et V_p est égal à :

$$V_p = \begin{pmatrix} V_1 \\ V_2 \\ V_3 \end{pmatrix}, \quad (\text{VI.16})$$

et u_1 est:

$$u_1 = \frac{u_0 \wedge n}{\|u_0 \wedge n\|}, \quad u_2 = n \wedge u_1, \quad (\text{VI.17})$$

avec u_0 le vecteur d'orientation du plan

$$u_0 = \begin{pmatrix} 1 \\ 1 \\ 1 \end{pmatrix}. \quad (\text{VI.18})$$

VI.2.2 Approximation de l'ellipse

A l'aide de la détermination du plan de l'ellipse, il est possible de construire la matrice M_{rep} exprimée par :

$$M_{rep} = \begin{bmatrix} u_{11} & u_{21} & n_{u1} \\ u_{12} & u_{22} & n_{u1} \\ u_{13} & u_{23} & n_{u1} \end{bmatrix}. \quad (\text{VI.19})$$

En suite une autre matrice est définie par :

$$[M_u] = [U] - [P], \quad (\text{VI.20})$$

avec $[P]$ défini dans la relation (VI.8) et $[U]$ le vecteur déplacement :

$$U = \begin{pmatrix} u_x \\ u_y \\ u_z \end{pmatrix}. \quad (\text{VI.21})$$

Nous pouvons maintenant déterminer la nouvelle configuration de l'ellipse centrée sur l'origine du repère de base (x, y, z) :

$$[M_{u_2}] = [M_{rep}]^T \cdot [M_u]. \quad (\text{VI.22})$$

Les nouveaux déplacements sont :

$$[U_1] = [M_{u_2}]. \quad (\text{VI.23})$$

Par le changement de base nous projetons l'ellipse dans le nouveau repère bidimensionnel figure VI-13, (α_1, α_2) à l'aide de la matrice de rotation M_{rot} :

$$M_{rot} = \begin{pmatrix} \cos(\theta_\alpha) & -\sin(\theta_\alpha) & 0 \\ \sin(\theta_\alpha) & \cos(\theta_\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}. \quad (\text{VI.24})$$

L'angle θ_α est déterminé par la méthode de minimisation via Mathcad.

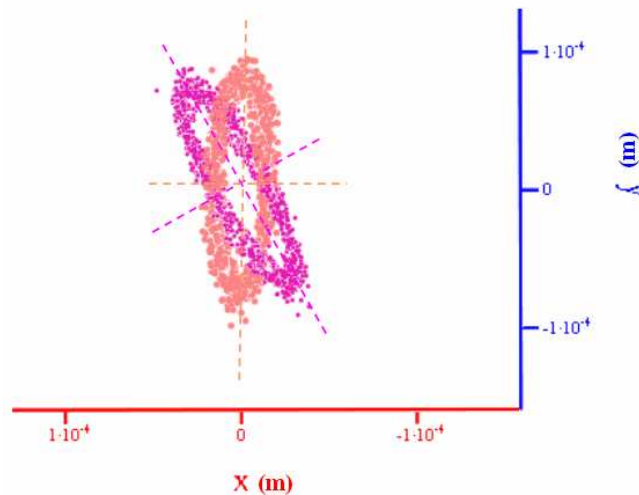


figure VI-13 : Projection 2D de l'ellipse.

Nous obtenons :

$$[M_{u_3}] = [M_{rot}]^T \cdot [M_{u_2}], \quad (\text{VI.25})$$

et en suite le déplacement dans le repère (α_1, α_2)

$$[U_2] = [M_{u_3}], \quad (\text{VI.26})$$

puis l'équation de l'ellipse :

$$\frac{(u_{\alpha_1})^2}{a^2} + \frac{(u_{\alpha_2})^2}{b^2} = 1. \quad (\text{VI.27})$$

VI.3 Annexes Chapitre IV

VI.3.1 Matrice de passage au repère global

Ensuite pour passer dans le repère global x, y, z , trois matrices de changement de repère sont utilisées :

- rotation au tour de x :

$$A_x = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\lambda_s) & \sin(\lambda_s) \\ 0 & -\sin(\lambda_s) & \cos(\lambda_s) \end{bmatrix}, \quad (\text{VI.28})$$

- rotation au tour de y :

$$A_y = \begin{bmatrix} \cos(\gamma) & 0 & -\sin(\gamma) \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin(\gamma) & 0 & \cos(\gamma) \end{bmatrix}, \quad (\text{VI.29})$$

- rotation au tour de z :

$$A_z = \begin{bmatrix} \cos\left(\kappa_r - \frac{\pi}{2}\right) & \sin\left(\kappa_r - \frac{\pi}{2}\right) & 0 \\ -\sin\left(\kappa_r - \frac{\pi}{2}\right) & \cos\left(\kappa_r - \frac{\pi}{2}\right) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}. \quad (\text{VI.30})$$

d'où :

$$A = A_x \cdot A_y \cdot A_z. \quad (\text{VI.31})$$

VI.3.2 Calage du modèle

Nous avons vérifié, pour le cas stationnaire, le modèle bidimensionnelle déterminé lors de la projection 2D. Nous obtenons des valeurs cohérentes avec celles déterminées lors des mesures expérimentales. Alors pour les conditions de coupe utilisée dans le chapitre III, nous obtenons le système suivant :

$$\left\{ \begin{array}{l} F_a = L_{CT} \left[\begin{array}{l} Z_{CS} \left(\frac{-0.49 \cdot \sigma_{OB}}{\eta_2 + 1} + \frac{0.84 \cdot P_O}{\eta_1 + 1} \right) + 0.49 \cdot T_{oj} \\ + 0.84 \cdot n_{oj} + L \left(0.49 \cdot P_O \cdot \frac{q}{2} - 0.84 \cdot \sigma_{OB} \cdot \frac{q}{2} \right) \end{array} \right] \\ F_b = L_{CT} \left[\begin{array}{l} Z_{CS} \left(\frac{-0.063 \cdot \sigma_{OB}}{\eta_2 + 1} + \frac{0.047 \cdot P_O}{\eta_1 + 1} \right) + 1.26 \cdot T_{oj} \\ - 0.07 \cdot n_{oj} + L \left(-0.17 \cdot P_O \cdot \frac{q}{2} + 0.079 \cdot \sigma_{OB} \cdot \frac{q}{2} \right) \end{array} \right] \end{array} \right. \quad (\text{VI.32})$$

Soit dans le repère de coupe :

$$F_x := -L_{CT} \left[Z_{CS} \cdot \left[\left(\frac{-0.16 \sigma_{OB}}{\eta_2 + 1} \right) - \left(\frac{0.1 P_O}{\eta_1 + 1} \right) \right] + (0.16 t_{oj} - 0.1 n_{oj}) + L \left[\left(0.16 P_O \cdot \frac{q}{2} \right) + \left(0.1 \sigma_{OB} \cdot \frac{q}{2} \right) \right] \right] \quad (\text{VI.33})$$

$$F_y := -L_{CT} \left[Z_{CS} \cdot \left(\frac{-0.112 \sigma_{OB}}{\eta_2 + 1} + \frac{0.98 P_O}{\eta_1 + 1} \right) + (0.112 t_{oj} + 0.98 n_{oj}) + L \left(0.112 P_O \cdot \frac{q}{2} - 0.98 \sigma_{OB} \cdot \frac{q}{2} \right) \right] \quad (\text{VI.34})$$

$$F_z := -L_{CT} \left[Z_{CS} \cdot \left(\frac{-0.99 \sigma_{OB}}{\eta_2 + 1} - \frac{0.095 P_O}{\eta_1 + 1} \right) + (0.99 t_{oj} - 0.095 n_{oj}) + L \left[\left(0.99 P_O \cdot \frac{q}{2} \right) + \left(0.095 \sigma_{OB} \cdot \frac{q}{2} \right) \right] \right] \quad (\text{VI.35})$$

Résumé :

Dans la mise en forme par enlèvement de matière, pour certaines morphologies de pièces et sous certaines conditions de coupe, l'apparition de vibrations auto-entretenues est inévitable.

Pour remédier à ce phénomène en tournage des matériaux, une étude expérimentale originale exploitant la notion de torseur d'efforts est mise en place pour déterminer, très précisément, le comportement dynamique du système usinant (pièce/outil/machine). Les principaux paramètres relatifs au comportement dynamique du système usinant sont identifiés. La localisation des déplacements de la pointe de l'outil dans un plan caractéristique est démontrée. L'existence de ce plan et les corrélations avec les caractéristiques élastiques du système usinant permettent de simplifier le modèle dynamique 3D et de proposer un modèle en accord avec les résultats expérimentaux tout en restant dans une configuration tridimensionnelle de la coupe.

La simulation numérique issue de ce modèle simplifié fournit des résultats en bon accord avec l'expérience.

Mots clés :

Vibrations auto-entretenues, modèle expérimental, plan des déplacements, plan des forces, tournage, centre de raideur, modélisation tridimensionnelle de la coupe, simulation.

Abstract:

In machining by removal of material, for specific design of parts and under specific cutting conditions, self-excited vibrations are inevitable.

To try to cure this phenomenon in turning of materials, an original experimental study based on the concept of torque of forces is set up to determine, very precisely, the dynamic behavior of the machining system (part/tool/machine). The main parameters relating to the dynamic behavior of the machining system are identified. The localization of displacements of the point of the tool in a characteristic plan is demonstrated. The existence of this plan and the correlations with the elastic characteristics of the machining system make it possible to simplify the dynamic model 3D and to propose a model in agreement with the experimental results while remaining in a three-dimensional configuration of the cut.

The numerical simulation resulting from this simplified model provides results in perfect agreement with the experiment.

Key words:

Self-excited vibrations, experimental model, plan of displacements, plan of forces, turning, centre of stiffness, three-dimensional modeling of the cut, simulation.