



HAL
open science

Développement d'une technique originale de mesure des efforts de coupe en usinage à grande vitesse basée sur la technologie des paliers magnétiques actifs : applications au fraisage des matériaux aéronautiques

Sébastien Auchet

► To cite this version:

Sébastien Auchet. Développement d'une technique originale de mesure des efforts de coupe en usinage à grande vitesse basée sur la technologie des paliers magnétiques actifs : applications au fraisage des matériaux aéronautiques. Autre. Université Paul Verlaine - Metz, 2004. Français. NNT : 2004METZ029S . tel-01750054

HAL Id: tel-01750054

<https://hal.univ-lorraine.fr/tel-01750054>

Submitted on 29 Mar 2018

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

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



AVERTISSEMENT

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

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

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

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

LIENS

Code de la Propriété Intellectuelle. articles L 122. 4

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

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

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



Institut Supérieur de Génie Mécanique et Productique

UNIVERSITE Paul Verlaine METZ	
S.C.D.	
N° Inv	20040855
Cote	S/M304/29
Aut	mag. rouge

THESE

Présentée à



Université de Metz

Par

Sébastien AUCHET

Pour l'obtention du grade de :

Docteur de l'Université de Metz

Spécialité : Sciences de l'Ingénieur

Option : Mécanique – Productique

DEVELOPPEMENT D'UNE TECHNIQUE ORIGINALE DE
MESURE DES EFFORTS DE COUPE EN USINAGE A GRANDE
VITESSE BASEE SUR LA TECHNOLOGIE DES PALIERS
MAGNETIQUES ACTIFS : APPLICATIONS AU FRAISAGE DES
MATERIAUX AERONAUTIQUES

Soutenu le 15 décembre 2004 devant le jury composé de :

Pawel LIPINSKI	(L.P.M.M. – Metz)	Directeur de thèse
Pierre CHEVRIER	(L.P.M.M. – Metz)	Codirecteur de thèse
Serge CAPERAA	(L.G.P. - Tarbes)	Rapporteur
François LAPUJOLADE	(ENSAM - Paris)	Rapporteur
Krzysztof J. KALINSKI	(T.U.G. – Gdansk, Pologne)	Examineur
Alain MOLINARI	(L.P.M.M. – Metz)	Examineur

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

BIBLIOTHEQUE UNIVERSITAIRE DE METZ



031 536320 9

PPN 095813802

Paul Verriane - METZ S.G.D.
20040855
S/M ₃ 04/29
may rouge

REMERCIEMENTS

Ce travail expérimental et numérique n'aurait pu aboutir sans le soutien de certaines personnes. Je souhaite les remercier ici au travers de ces quelques lignes.

En premier lieu, je veux exprimer ma gratitude à Monsieur le professeur Pawel LIPINSKI, Directeur de la recherche à l'Ecole Nationale d'Ingénieurs de Metz, et Pierre CHEVRIER, Maître de Conférences au Laboratoire de Physique et Mécanique des Matériaux, qui ont accepté de diriger ce travail.

Je remercie ensuite Serge CAPERAA, Professeur au Laboratoire Génie de Production de Tarbes, et François LAPUJOLADE, Maître de Conférences au Centre d'Etude et de Recherche de l'Ecole Nationale Supérieure des Arts et Métiers de Paris, d'avoir bien voulu examiner mon travail en détail et d'avoir apporté leur caution scientifique à cette thèse.

Mes remerciements vont ensuite naturellement à Mr Krzysztof J. KALINSKI du Technical University of Gdansk (Pologne) et à A. MOLINARI, Professeur à l'université de Metz, pour leur participation à mon jury.

Je voudrais de plus témoigner ma reconnaissance à Monsieur le Professeur Pierre PADILLA, directeur de l'ENIM, et à Maurice BRUNET, directeur de la Société de Mécanique Magnétique, pour m'avoir permis de réaliser ma thèse sous convention CIFRE.

Je remercie également tous les membres du laboratoire, le personnel de l'ENIM et le personnel de S2M pour leur accueil et leur aide et plus particulièrement Pascal VIEVILLE pour m'avoir fait découvrir l'analyse modale expérimentale et Michel LACOUR, responsable du service calcul de S2M, pour le temps qu'il m'a consacré.

Mes remerciements vont également à mes collègues de bureau, Luis CASTRO et David, STINGER qui ont le mérite de m'avoir supporté tous les jours et à David MOULIN pour son aide au moment de la finalisation de la méthode de mesure.

Enfin je souhaite remercier ma famille et mes amis qui m'ont suivi au cours de cette aventure.

Que ceux ou celles que j'oublie en cet instant soient remerciés par cette ligne que je leur réserve.

Introduction générale

Chapitre 1 : Etude expérimentale des machines tournantes

1.1. Importance des effets gyroscopiques dans la dynamique du rotor	1.2
1.1.1. Géométrie du problème	1.2
1.1.2. Energie cinétique et énergie de déformation d'un arbre	1.3
1.1.3. Mise en équation	1.4
1.1.4. Etude du rotor en mouvement libre	1.5
1.1.5. Etude du rotor soumis à une force harmonique unidirectionnelle	1.5
1.2. Mesure expérimentale des fonctions de transfert	1.7
1.2.1. Définition	1.7
1.1.1. Echantillonnage et transformée de Fourier discrète	1.9
1.2.2. Repliement et recouvrement	1.9
1.2.3. Fuites d'énergie et fenêtrage	1.11
1.2.4. Retour dans le domaine temporel	1.13
1.3. Conclusion	1.15

Chapitre 2 : Mesure expérimentale des efforts de coupe en fraisage

2.1. Présentation des méthodes existantes	2.2
2.1.1. Estimation de l'effort de coupe à partir des courants des servomoteurs	2.2
2.1.2. Outil de coupe instrumenté	2.14
2.1.3. Mesure des efforts basée sur des jauges de déformations	2.10
2.1.4. Platines dynamométriques à capteurs piézoélectriques	2.21
2.1.5. Synthèse des caractéristiques des méthodes étudiées	2.33
2.2. Mesure des efforts de coupe en utilisant les Paliers Magnétiques Actifs (PMA) de la broche	2.36
2.2.1. Géométrie du problème	2.36

2.2.2. Mesure des tensions de commande des PMA	2.38
2.2.3. Fonctions de transfert paliers magnétiques/outil	2.39
2.2.4. Méthodes de calcul des efforts de coupe	2.41
2.3. Validation expérimentale de la méthode	2.44
2.3.1. Comparaison avec la platine Kistler	2.44
2.3.2. Comparaison avec la platine Dyna TK	2.49
2.4. Les limites de la méthode	2.52
2.4.1. Effet perturbant du balourd du rotor et des frottements hydrostatiques	2.52
2.4.2. Dualité temps/fréquence et fréquence d'échantillonnage limité	2.53
2.4.3. Bande passante de la broche utilisée comme dynamomètre	2.55
2.5. Conclusion	2.56

Chapitre 3 : Modélisation par éléments finis de l'ensemble rotor/porte-outil/outil

3.1. Modélisation de l'ensemble rotor/cône HSK	3.2
3.1.1. Présentation du modèle existant	3.3
3.1.2. Détermination des propriétés des matériaux	3.6
3.1.3. Modification de la géométrie du rotor	3.8
3.1.4. Amortissement du rotor modélisé	3.9
3.2. Mesure des efforts de coupe en utilisant les Paliers Magnétiques Actifs (PMA) de la broche	3.11
3.2.1. Raideur expérimentale en bout d'outil	3.12
3.2.2. Calcul des moments quadratiques de l'outil	3.13
3.2.3. Etude de l'anisotropie de l'outil à deux dents	3.14
3.3. Fonction de transfert numériques paliers magnétiques / outil	3.17
3.4. Calcul des efforts de coupe en utilisant les FDT paliers/outil numériques	3.20
3.5. Conclusion	3.25

Chapitre 4 : Mesure expérimentale des vibrations de l'outil

4.1. Présentation des méthodes existantes	4.2
4.1.1. Instrumentation d'un outil par un accéléromètre à trois composantes	4.2
4.1.2. Utilisation d'un capteur de déplacement laser	4.7
4.2. Mesure de la vibration en bout d'outil en utilisant les PMA	4.11
4.2.1. Méthode basée sur la mesure de FDT palier/outil en V/m	4.12
4.2.2. Méthode utilisant la raideur en bout d'outil numérique	4.18
4.3. Comparaison des méthodes de mesure de la vibration de l'outil en utilisant les tensions de commande des PMA	4.18
4.3.1. Présentation de l'usinage de référence	4.18
4.3.2. Vibration mesurée en utilisant les FDT paliers/outil en V/m	4.20
4.3.3. Vibration mesurée en utilisant la raideur en bout d'outil	4.22
4.3.4. Tentative de validation expérimentale	4.23
4.4. Conclusion	4.26

Conclusion et perspectives

L'usinage de pièces par enlèvement de copeaux est un procédé très répandu dans l'industrie mécanique, mais il est également extrêmement complexe. Parmi les paramètres de contrôle du processus d'usinage, l'effort de coupe est connu pour être le plus important [0.1] et le plus utilisé [0.2, 0.3]. Les utilisations des efforts de coupe peuvent être regroupées en trois catégories : la surveillance du comportement de l'outil, la prédiction des erreurs géométriques par estimation de la déflexion de l'outil et l'étude des mécanismes de formation du copeau.

De nombreuses méthodes visant à surveiller le comportement de l'outil à partir de la mesure ou la prédiction des efforts de coupe sont présentes dans la littérature.

Kwon et Choi [0.4] affirment qu'il est nécessaire de déterminer une valeur d'effort seuil permettant de séparer les états d'usinage normaux de ceux où apparaît un accident tel qu'une casse outil ou une usure trop élevée de l'arête de coupe de l'outil. L'identification précise des paramètres d'usinage permet de connaître précisément la valeur de ce seuil. De nombreux chercheurs ont utilisés les efforts de coupe pour déterminer les profondeurs de passe axiale et radiale réelles, ou encore le facteur d'immersion qui est le rapport entre la profondeur de passe axiale et le diamètre de l'outil (*Kwon et Choi* [0.4], *Tarn et Tomizuka* [0.5], *Choi et Yang* [0.6], *Hwang* [0.7], *Altintas et Yellowley* [0.8]).

Altintas et Yellowley ([0.9], [0.10]) ont montré que la première et la deuxième dérivée de la moyenne de la résultante des efforts de coupe est extrêmement efficace pour détecter les casses outil en fraisage.

De nombreux auteurs ont relié l'usure de l'outil aux efforts de coupe dans le cas du tournage. *Youn et Yang* [0.11] ont comparé les efforts mesurés lors de l'usinage à un modèle paramétrique d'efforts de coupe normalisés, pour détecter l'apparition de l'usure de flanc à partir de la composante statique de l'effort et de l'usure en cratère à partir de la composante dynamique de l'effort. *Lister et Barrow* [0.12] ont montré que l'effort de coupe tangentiel donne une meilleure indication de l'évolution de l'usure de l'outil que l'effort dans la direction d'avance qui dépend trop de la variation de la vitesse d'avance. Le rapport entre la composante de l'effort dans la direction d'avance et l'effort tangentiel est apparu comme étant une mesure précise de l'usure de l'outil [0.13-0.15]. *Shi et Ramalingam* [0.16] ont proposé comme limite de vie de l'outil l'accroissement soudain de la dérivée de ce rapport. *Danai et Ulsoy* [0.17] et *Koren et al.* [0.18] ont étudié la faisabilité de l'utilisation de la mesure des efforts de coupe pour prévoir l'usure de l'outil et ont montré la nécessité de prendre en

compte l'effet de la variation des conditions de coupe. Ils ont utilisé les trois composantes orthogonales de l'effort de coupe pour obtenir de meilleures performances du suivi de l'usure de l'outil.

En fraisage, *Sarhan et al.* [0.19] ont rappelé que de nombreux auteurs ont également décelé une relation entre la variation des efforts de coupe et l'usure de l'arête de l'outil, mais ils ne trouvent cependant pas la même évolution. *Bamdyopadhyay et al.* [0.20] et *Lee et al.* [0.21] constatent que l'amplitude des composantes dynamiques de l'effort de coupe décroît jusqu'à la détérioration du flanc de l'outil. *Li et al.* [0.22], ainsi que *Elbestawi et al.* [0.23], affirment que les composantes des efforts dynamiques de coupe augmentent de manière continue avec l'usure. Tout comme dans le cas du tournage, *Das et Chattopadhyay* [0.24] et *Dimla et Lister* [0.25] utilisent les trois composantes des efforts de coupe en fraisage pour obtenir une plus grande efficacité de leur méthode de suivi de l'usure de l'outil.

Dans le contexte industriel actuel qui nécessite une recherche de la qualité permanente, il est essentiel de prendre en compte les erreurs qui apparaissent lors de l'usinage de pièces mécaniques. Ceci implique une connaissance approfondie des phénomènes à l'origine des non-qualités et leur influence sur la précision géométrique des pièces usinées. Pour *Raksiri et Parnichkun* [0.26], les efforts de coupe sont le facteur à l'origine des erreurs géométriques en fraisage le plus important car ils provoquent une déformation de l'outil.

Pour compenser les erreurs de tenue de côtes, de nombreuses méthodes de contrôle en temps réel de l'effort de coupe dans le but de ne pas dépasser un seuil sont présentes dans la littérature. *Jung et Oh* [0.27] pilotent la vitesse d'avance pour garder l'effort normal à l'avance constant afin de minimiser la déflexion de l'outil. *Huang et Shy* [0.28] utilisent la logique floue pour garder l'effort de coupe constant, et *Rober et Shin* [0.29] un contrôleur digital. De telles méthodes peuvent augmenter la précision d'usinage de la pièce, mais elles présentent l'inconvénient de faire varier très fréquemment la vitesse d'avance. Des phénomènes dynamiques apparaissent, comme le broutage par exemple, qui entraîne une dégradation de la qualité de la surface usinée. Pour éviter ces problèmes, *Landon et al.* [0.30] préconisent, tout d'abord, de quantifier les imprécisions du fraisage en fonction de la mesure ou de la prédiction des efforts de coupe, puis d'y appliquer un modèle de flexion de l'outil. La compensation de l'erreur déterminée implique à la fois une détermination des conditions de coupe qui offrent les imprécisions minimales en accord avec l'intervalle de tolérance, mais également un choix approprié des stratégies d'usinage ou encore un positionnement adéquat

de l'outil. *Law et al.* [0.31 - 0.33] appliquent cette approche au cas de l'usinage des poches et *Watanabe et Iwai* [0.34] au cas du contournage.

Le faux-rond de l'outil, c'est à dire le déplacement radial mesuré dans un plan perpendiculaire à l'axe de la broche, est également à l'origine des erreurs géométriques en fraisage. *Wang et Zheng* [0.35] ainsi que *Kline et DeVor* [0.36] ont montré que le faux-rond de l'outil augmente l'épaisseur moyenne du copeau, ce qui provoque une augmentation du rapport effort maximal sur effort moyen. Les efforts de fraisage deviennent ainsi une grandeur permettant indirectement de mesurer le faux-rond de l'outil. Pour une opération de surfacage, *Gu et Kapoor* [0.37] proposent des algorithmes basés sur la mesure des efforts de coupe. Les résultats montrent une grande dispersion entre le faux-rond estimé et mesuré. *Jayaram et Kapoor* [0.38] présentent une méthodologie pour détecter les défauts d'usinage à partir du spectre des efforts de coupe en surfacage, méthode qui a été optimisée par *Akshay et al.* [0.39].

La mesure des efforts de coupe peut enfin permettre l'étude des mécanismes de formation du copeau.

L'ensemble des forces mesurées au cours d'une opération d'usinage ne contribue pas à la formation du copeau. Une partie de ces efforts sont parasites, par exemple la force de labourage qui est définie comme étant la force mesurée juste avant la formation du copeau. La connaissance de cette force permet de mieux comprendre les mécanismes de formation du copeau (*Guo et Chou* [0.40]).

Kim et Kim [0.41] affirment également que la mesure des efforts de coupe permet de comprendre les mécanismes de coupe mais plus précisément d'étudier les effets des variables de coupe sur les efforts de coupe, l'usinabilité de la pièce, la formation du copeau ainsi que l'apparition du broutage.

La liste présentée des utilisations des efforts de coupe, bien que non exhaustive, montre l'importance de mesurer les efforts de coupe en usinage. Le travail présenté est le fruit d'une convention CIFRE entre l'Ecole Nationale d'Ingénieur de Metz (ENIM), le Laboratoire de Physique et Mécanique des Matériaux (LPMM) et la Société de Mécanique Magnétique (S2M). Il porte sur le développement d'une méthode de mesure des efforts de coupe en utilisant les informations fournies par les Paliers Magnétiques Actifs (PMA) de la broche. Depuis sa fondation en 1976 la Société de Mécanique Magnétique (S2M), leader mondial du PMA, se consacre à son développement et à ses applications industrielles. Depuis 1997, S2M

développe, en collaboration avec l'ENIM, une broche de fraisage à PMA montée sur la fraiseuse à grande vitesse GAMBIN de l'ENIM.

Nous présentons le principe de fonctionnement, les caractéristiques et les applications du PMA, puis les spécificités de la broche de fraisage SMB30 et les objectifs fixés pour ce travail de recherche.

Principe de fonctionnement du palier magnétique actif

Le palier magnétique actif est basé sur l'utilisation des forces développées par un champ magnétique pour maintenir un rotor en lévitation, sans contact mécanique entre la partie fixe et la partie mobile. Lorsque tous les degrés de liberté d'un mobile en suspension magnétique sont contrôlés par des électroaimants, la suspension est dite active.

Un palier magnétique actif possède trois parties distinctes:

- une partie électronique de commande (figure 0.1, case "Régulateur") analysant les informations fournies par les détecteurs de position afin de modifier l'effort de traction des électroaimants,
- une partie électronique de puissance (figure 0.1, case "Amplificateur") fournissant le courant dans les bobines des électroaimants en fonction de l'électronique de commande,
- une partie mécanique, composée des électroaimants et des détecteurs de position.

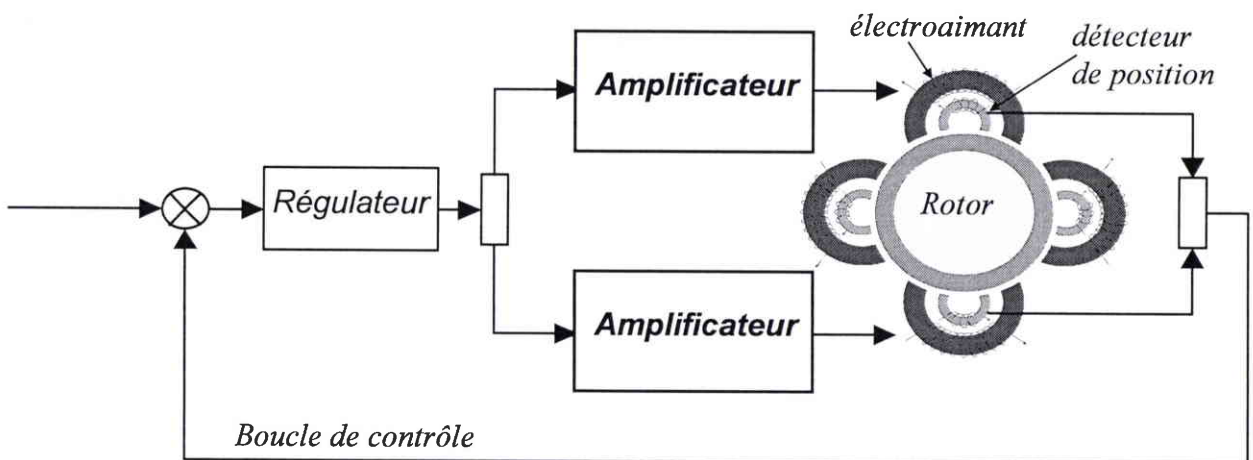


figure 0.1 : Principe de fonctionnement d'un PMA [0.42]

Le signal du détecteur de position est comparé au signal de référence qui définit la position nominale du rotor. Ce signal d'erreur est traité dans un calculateur numérique qui émet le signal de commande de l'amplificateur de puissance. Le rapport entre le signal de sortie et le signal d'erreur est une fonction de transfert numérique qui est choisie par les ingénieurs calcul

de la société S2M. Elle résulte d'un compromis entre la précision de la position du rotor et le besoin de ramener le rotor rapidement dans sa position nominale si une force perturbatrice apparaît en bout d'outil avec un mouvement bien amorti.

L'amplificateur de puissance fournit aux électroaimants du palier l'énergie du champ magnétique qui crée les forces agissant sur le rotor. La puissance de l'amplificateur dépend de la force maximale de l'électro-aimant et de la vitesse de réaction de l'asservissement, c'est à dire de la vitesse avec laquelle ces forces doivent varier en présence d'une perturbation due à une charge variable.

Le PMA peut être radial ou axial. Pour le palier radial, des anneaux ferromagnétiques sont frétés sur le rotor et les électroaimants sont montés deux à deux en opposition sur le stator de la broche (figure 0.2). La position est déterminée au moyen de quatre détecteurs de position (figure 0.2) qui sont des capteurs magnétiques développant une tension électrique en fonction des variations du champ magnétique liées aux déplacements.

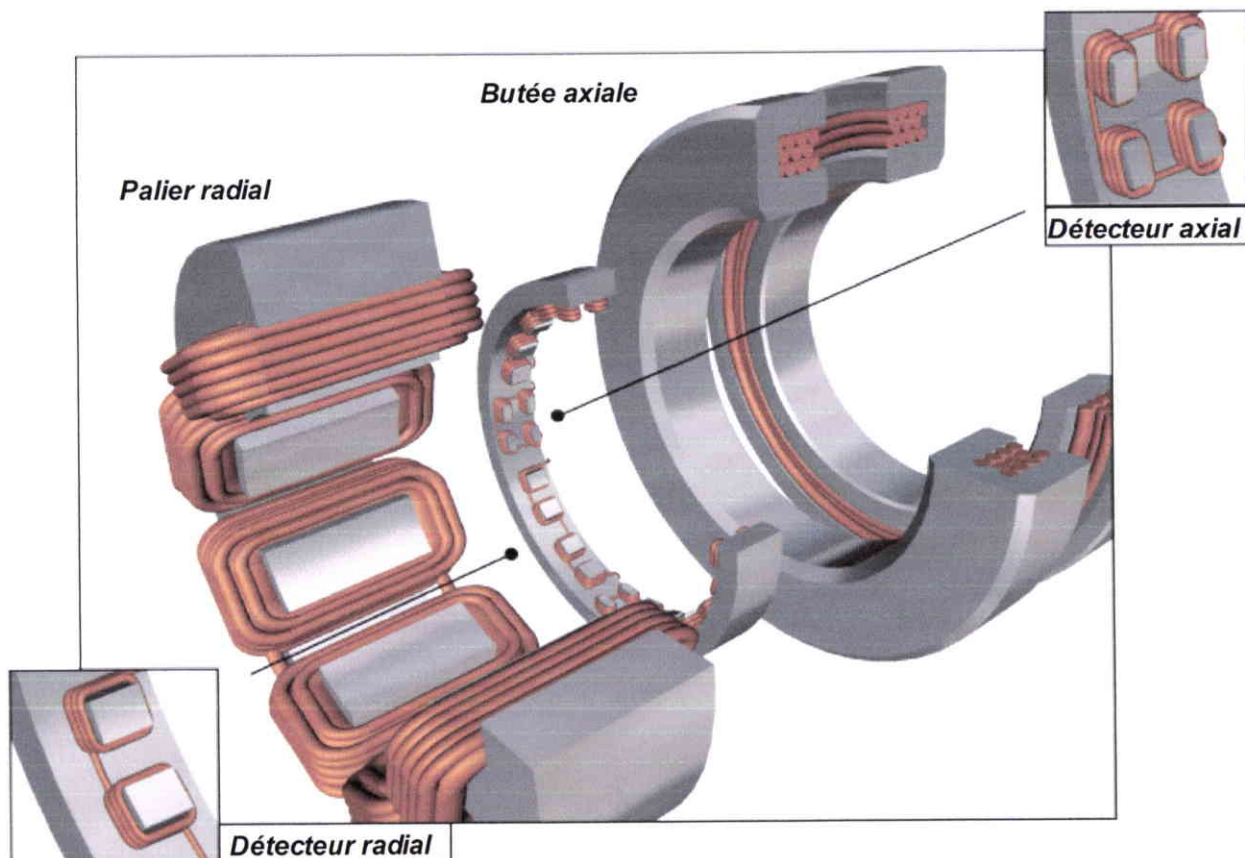


figure 0.2 : Détails d'un palier magnétique actif radial [0.43]

La butée axiale comprend deux électroaimants dont les bobines sont plates et le circuit magnétique est un disque plat. L'effort de traction de l'électroaimant est appliqué à un disque, frété au rotor (figure 0.2). Dans le cas des broches de fraisage, le détecteur axial est situé près

du nez de broche, afin de rendre la position axiale de l'outil insensible aux dilatations thermiques du rotor dues à l'échauffement du moteur.

Caractéristiques du palier magnétique actif :

Le palier magnétique actif diffère des paliers classiques par ses caractéristiques spécifiques et ses performances.

La capacité de charge d'un PMA représente la force d'attraction de l'électroaimant en fonction de l'intensité envoyée dans les bobines. Elle dépend de la forme des encoches des électroaimants, des caractéristiques magnétiques des matériaux et de l'entrefer du palier. La force fournie par l'électroaimant s'écrit :

$$F = k \cdot \frac{i^2}{\varepsilon^2} \quad (0.1)$$

où i est le courant dans les bobines, ε l'entrefer du palier et k le facteur de forme des encoches de l'électroaimant. Le courant dans les bobines est l'image de la tension de commande du palier, c'est pourquoi la capacité de charge peut également désigner la force d'attraction de l'électroaimant en fonction de la tension de commande du palier.

La vitesse de rotation d'un palier magnétique n'est limitée que par la résistance des tôles magnétiques à la force centrifuge. Il est possible d'obtenir une vitesse périphérique de 200 m/s avec les matériaux standards, alors que les paliers hydrauliques sont limités à 50-100 m/s et les roulements à 90-150 m/s. La technologie PMA est donc bien adaptée aux machines tournantes à grande vitesse.

La consommation d'énergie pour une machine équipée de PMA est 10 à 100 fois inférieure à la consommation de paliers conventionnels, à taille de machine équivalente, car les frottements mécaniques sont fortement diminués de par l'absence de contact entre le rotor et le stator.

La fiabilité des PMA est supérieure à celle des paliers classiques. La partie mécanique du palier est inusable suite à l'absence de contact mécanique entre le rotor et le stator, de lubrification et d'étanchéité. La durée de vie des composants est élevée et le temps moyen entre deux défauts (MTBF) dépasse 40 000 heures de fonctionnement pour les broches de fraisage.

Les domaines d'application des PMA

Les suspensions magnétiques peuvent supporter des pièces de quelques grammes, telles que des disques de compteur électrique, jusqu'à des rotors de plusieurs tonnes, comme c'est le cas

pour certains compresseurs. Les parties sustentées peuvent être immobiles (télescopes) ou soumises à des vitesses très élevées (centrifugeuses, turbines,...)

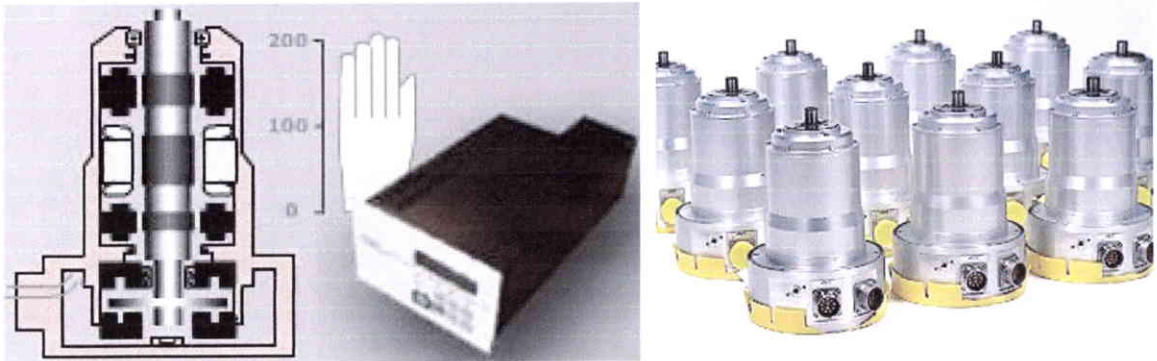
Les principales applications sont :

- **dans le domaine spatial**, la mise en oeuvre des **volants d'inertie** permettant de stabiliser un satellite ou bien d'emmagasiner de l'énergie. Les paliers magnétiques permettent la rotation de l'ensemble avec le moins de perte possible et sans usure prématurée. Ce procédé présente beaucoup d'avantages : il est propre (pas de pollution chimique), a une grande durée de vie (pas d'usure), n'est pas sensible à la température et permet d'offrir un coût inférieur à celui des batteries.
- **les "choppers" de particules** sont utilisés dans les laboratoires pour filtrer les particules d'énergies différentes. Ils sont constitués d'un disque muni de fentes tournant à très grande vitesse. Selon la largeur des fentes, l'épaisseur du disque et la vitesse de rotation, le "chooper" ne laisse passer que des particules ayant une énergie donnée. Les particules trop lentes ou trop rapides sont déviées par les bords des fentes ou par les autres disques.
- **les turbocompresseurs** sont des machines de grande puissance : il existe des gammes de 2 MW à 20 000 tr/min jusqu'à 25 MW à 7 000 tr/min. Ils sont utilisés dans la production, le transport et le stockage du gaz, ainsi qu'en pétrochimie. Les PMA apportent une solution aux problèmes de vibration, d'alignement, de joint et de maintenance.
- **les turboexpanders** (figure 0.3) sont des machines rotatives à grande vitesse permettant la détente des gaz. Ils sont utilisés dans des opérations de traitement, de refroidissement, de purification, de séparation ou de liquéfaction.



*figure 0.3 : Turboexpander utilisé sur une plate-forme offshore
a) vue en coupe b) fabrication unitaire à S2M [0.43]*

- **les pompes turbomoléculaires** (figure 0.4) permettent d'obtenir un vide très poussé grâce à une turbine tournant à très grande vitesse. Le vide obtenu peut atteindre 10^{-10} mbar. Les paliers magnétiques sont employés dans les pompes turbo moléculaires car ils permettent d'atteindre des vitesses élevées (de 25 000 à 40 000 tr/min) sans polluer l'atmosphère environnante avec un lubrifiant.



*figure 0.4 : Pompes turbomoléculaires
a) vue en coupe b) fabrication en série à S2M [0.43]*

- **les centrifugeuses** sont utilisées pour séparer des substances de densités différentes grâce à leur vitesse de rotation extrêmement élevée. Elles rendent possible l'enrichissement de l'uranium à un taux que peu d'autres méthodes peuvent atteindre.
- **les broches d'usinage à PMA** permettent de faire tourner des outils de coupe (rectification, perçage et fraisage) à des vitesses de rotation très élevées en minimisant les phénomènes d'usure. Les broches de fraisage actuellement réalisées par S2M tournent à des vitesses de 35 000, 40 000 et 80 000 tr/min pour des puissances respectives de 70, 40 et 13 kW. Les paliers magnétiques présentent l'avantage de ne pas être endommagés lors de collisions accidentelles entre l'outil et la matière pour des conditions de coupe qui dépassent les capacités de l'outil (« crash outil »).

Présentation de l'électrobroche de fraisage SMB30

La broche SMB30, conçue par la société S2M, peut développer jusqu'à 70 kW de puissance et tourner jusqu'à 35000 tr/min (figure 0.5).

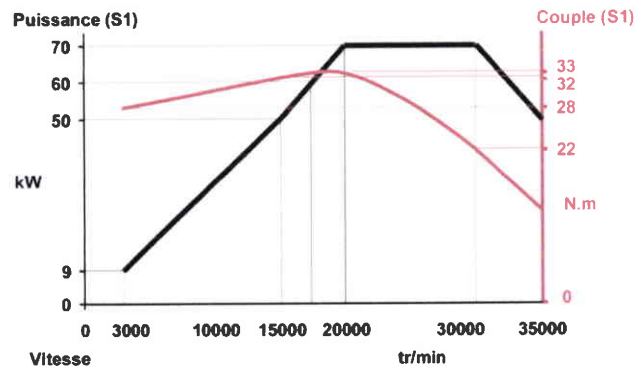


figure 0.5 : Courbes Puissance / Couple en fonction de la vitesse de rotation de la broche [0.43]

La broche de fraisage (figure 0.6) est composée de deux paliers magnétiques actifs radiaux (PMA 1 et PMA 2) et d'un palier magnétique axial (PMA 3). L'outil est fretté dans un porte outil HSK 63A, spécifique à l'usinage à grande vitesse. Le moteur entraînant la broche en rotation est situé entre les deux PMA radiaux et les détecteurs de positions axiaux proches des PMA.

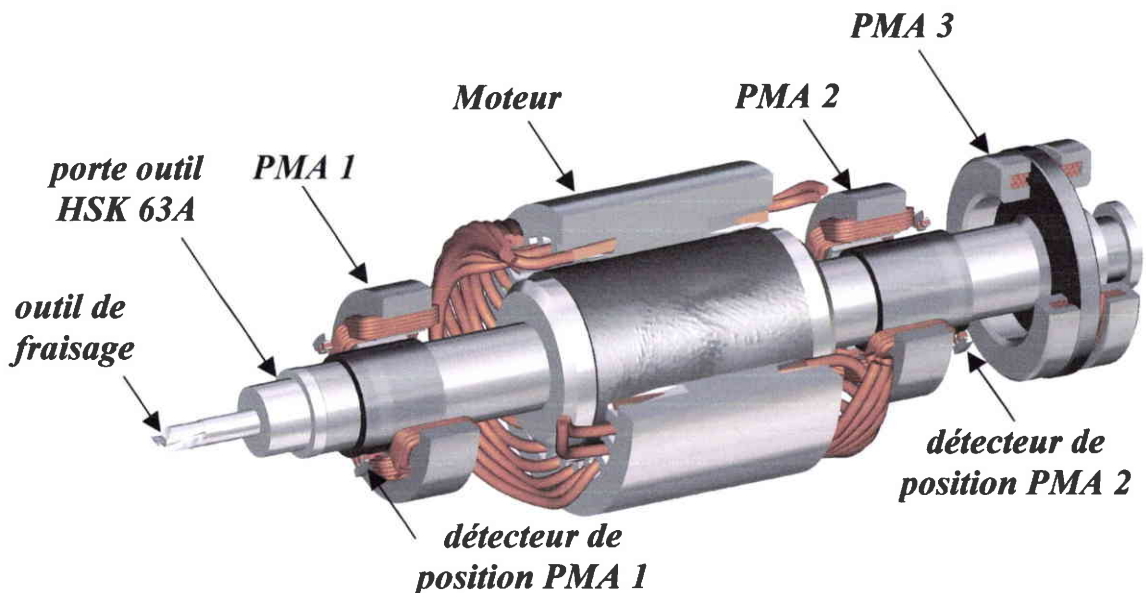


figure 0.6 : Eléments principaux de la broche SMB30 [0.42]

Le détecteur de position axial est situé près du nez de broche afin de garantir une bonne tolérance d'usinage, car les dilatations thermiques subies par le rotor sont compensées par le PMA axial.

Le porte outil est maintenu au rotor par l'intermédiaire du serre d'outil OTT (figure 0.7).

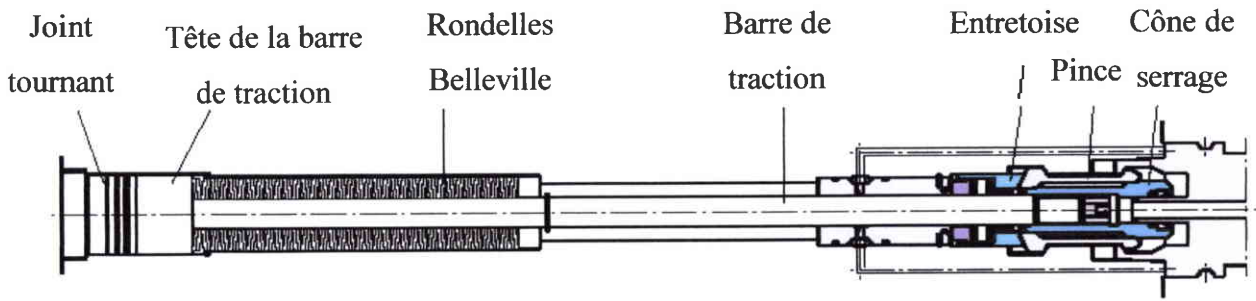


figure 0.7 : Schéma du serreur d'outil OTT [0.44]

Une colonne de rondelles Belleville tire la barre de traction avec le cône de serrage dans la broche. Le cône de serrage actionne le cône de la pince vers l'extérieur jusqu'à ce que celle-ci soit en contact avec le porte outil et qu'il soit ainsi maintenu au rotor.

Dans la plupart des applications utilisant des paliers magnétiques, il est prévu des paliers auxiliaires (figure 0.8), très souvent à roulements. Ils ont pour but de supporter le rotor pendant l'arrêt de la machine ou en cas d'incident de la suspension magnétique. Ils évitent un contact rotor/stator et une détérioration des tôles. La broche de fraisage possède deux paliers auxiliaires à roulements. Ces paliers présentent un jeu avec le rotor et ne sont pas en rotation en fonctionnement normal.

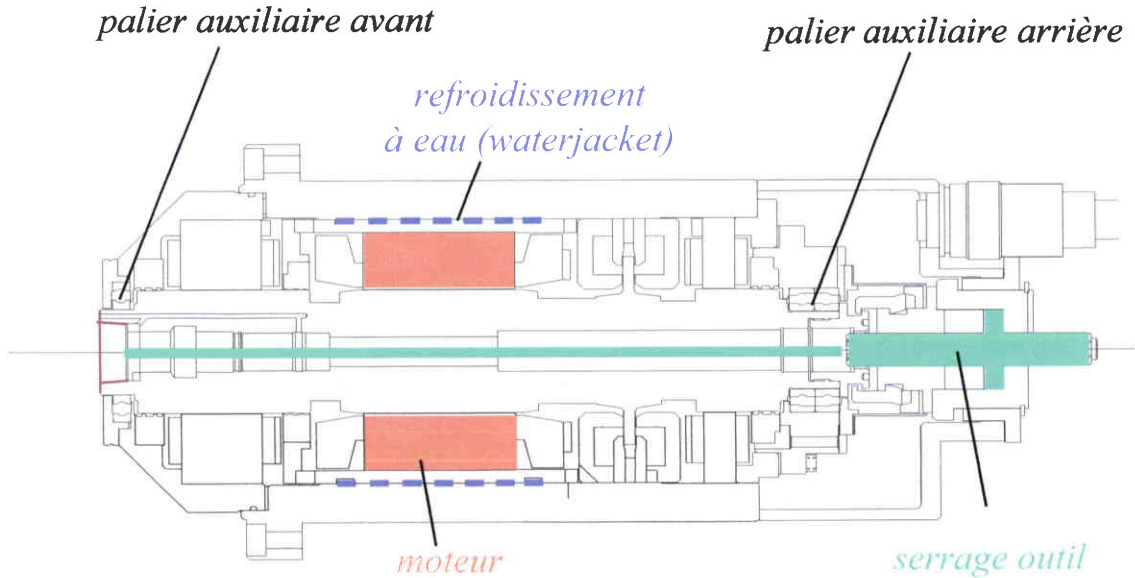


figure 0.8 : Schéma de la broche SMB30 [0.43]

Deux systèmes de refroidissement (figure 0.8) sont utilisés pour évacuer les calories provenant des pertes du moteur et des paliers magnétiques. De l'eau circule autour du moteur à une pression de 1 bar et un débit de $0,18 \text{ m}^3/\text{h}$ (water jacket). De l'air sous pression passe

dans la barre de traction du serre-outil afin d'éviter que des impuretés viennent se loger au niveau du cône de serrage. Cette circulation d'air d'un débit de $80 \text{ m}^3/\text{h}$ sous une faible pression sert également à la lubrification par le centre de l'outil.

Présentation du travail réalisé

L'objectif de notre travail est d'étudier la possibilité d'utiliser les informations de l'électronique d'asservissement de la broche SMB30 comme moyen de mesure des efforts de coupe et des déplacements de l'outil au cours de l'usinage.

Le premier chapitre met en évidence l'importance des effets gyroscopiques sur le comportement des structures tournantes. Nous rappelons les phénomènes propres à la dynamique du rotor dans le but de quantifier l'erreur commise lors de l'analyse expérimentale du comportement du rotor, nécessairement effectuée sur un rotor immobile. L'objectif de ce chapitre est également de présenter les règles à respecter pour décrire correctement le comportement dynamique d'une structure à l'aide d'une analyse modale expérimentale.

Le chapitre II est consacré à la mesure expérimentale des efforts de coupe en fraisage. Une étude bibliographique met en avant les spécificités de chaque méthode existante. Nous décrivons ensuite notre méthode originale de mesure des efforts de coupe qui ne nécessite pas l'instrumentation de la machine outil. Elle est basée sur la mesure des tensions de commande des PMA réalisée lors de l'usinage et sur l'utilisation de FDT paliers/outil mesurées expérimentalement lorsque le rotor n'est pas en rotation. La validation expérimentale de la méthode consiste à comparer nos mesures d'effort avec celles réalisées par des platines dynamométriques dans leur domaine de bon fonctionnement. Ces comparaisons permettent d'analyser les limites de notre méthode expérimentale.

La modélisation par la méthode des éléments finis de l'ensemble rotor/porte-outil/outil est l'objet du troisième chapitre. Elle a déjà été effectuée par S2M afin de déterminer l'asservissement des PMA de la broche, mais nous l'avons affinée pour aboutir à une raideur en bout d'outil très proche de la raideur expérimentale. La modélisation nous permet d'obtenir huit FDT paliers/outil en effectuant une analyse harmonique de l'ensemble rotor/porte-outil/outil. Nous avons remplacé les huit FDT paliers/outil expérimentales par les FDT numériques dans notre méthode de mesure des efforts de coupe. Le spectre des efforts de

coupe obtenu par cette méthode est ensuite comparé aux spectres des efforts mesurés en utilisant la platine Kistler et la platine Dyna TK dans leur domaine de bon fonctionnement.

Le dernier chapitre concerne la mesure expérimentale des déplacements de l'outil en fraisage. Après la présentation des deux méthodes existantes, nous expliquons les raisons empêchant de développer une méthode de mesure des vibrations de l'outil par analogie avec notre méthode de mesure des efforts de coupe. La solution adoptée utilise à la fois la méthode de mesure des efforts de coupe basée sur les PMA (chapitre 2) et la modélisation par éléments finis de l'ensemble rotor/porte-outil/outil (chapitre 3).

Nous fournirons ensuite nos conclusions et les perspectives à donner à ce travail.

REFERENCES DE L'INTRODUCTION

- [0.1] L. Dan, J. Mathew, Tool wear and failure monitoring techniques for turning-a review, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 30, 1990, p.579-598.
- [0.2] G. Byrne, D. Dornfeld, I. Inasaki, G. Ketteler, W. König, R. Teti. Tool condition monitoring (TCM) - the status of research and industrial application, *CIRP Annals* 44 Vol. 2, 1995.
- [0.3] J. Tlustý. Automatic Supervision in Milling, *Automatic Supervision in Manufacturing*, in: M. Szafarczyk (Ed.), Springer, London, 1994.
- [0.4] W. T. Kwon, D. Choi, Radial immersion angle estimation using cutting force and predetermined cutting force ratio in face milling, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 42, 2002, p. 1649-1655.
- [0.5] J.H. Tarn, M. Tomizuka, On-Line Monitoring of Tool and Cutting Conditions in Milling, *ASME J Eng for Ind III*, 1989, p. 206-212.
- [0.6] J. K. Choi, M. Y. Yang, Estimation of endmilling depth of cut using the cutting force, *Korean Society of Precision Engineering, Spring Conference*, 1997, p. 1033-1037.
- [0.7] J.H. Hwang, Y.T. Oh, W.T. Kwon, C.N. Chu, On-line Estimation of Radial Immersion Ratio in Face Milling Using Cutting Force, *Korean Society of Precision Engineering* Vol. 16 (8), 1999, p. 178-185.
- [0.8] Y. Altintas, I. Yellowley, The Identification of Radial width and Axial Depth of Cut in Peripheral Milling, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 27 (3), 1987, p. 367-381.
- [0.9] Y. Altintas, I. Yellowley, In-Process Detection of Tool Failure in Milling Using Cutting Force Models, *ASME Journal Engineering for Industrie*, Vol. 111, 1989, p.149-157.
- [0.10] Y. Altintas, In-process detection of tool breakages using time series monitoring of cutting forces, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 28 (2), 1988, p. 157-172.
- [0.11] J.-W. Youn, M.-Y. Yang, A Study on the Relationships between Static/Dynamic Cutting Force Components and Tool Wear, 196' Vol. 123, may 2001, *Transactions of the ASME*.
- [0.12] D. M. Lister, G. Barrow, Tool Condition Monitoring Systems, *Proc. 26th Int. Machine Tool Design and Research Conference*, 1986, p. 271.

- [0.13] L. V. Colwell, Tracking Tool Deterioration by Computer During Actual Machining, CIRP Ann., 23, No. 1, 1974, p. 29.
- [0.14] Sukvittayawong S., and Inasaki, I., Optimization of Turning Process by Cutting Force Measurement, JSME Int. J., Ser. III, 34, No. 4, 1991, p. 546.
- [0.15] Yellowley, I., and Lai, C. T., The Use of Force Ratios In the Tracking of Tool Wear in Turning, ASME J. Eng. Ind. 115, No. 3, 1993, p. 370.
- [0.16] Shi, T., and Ramalingam, S., Real-time Flank Wear Sensing, Winter Annual Meeting of the ASME, 1990, p. 157.
- [0.17] K. Danai and G. Ulsoy, A Dynamic State Model for On-line Tool Wear Estimation in Turning, ASME Publication, PED 18, 1985, p. 137.
- [0.18] Koren, Y., Ko, T. R., Ulsoy, A. G., and Danai, K., Flank Wear Estimation Under Varying Cutting Conditions, ASME J. Eng. Ind., 113, No. 2, 1991, p. 300.
- [0.19] A. Sarhan, R. Sayed, A. A. Nassr and R. M. El-Zahry, Interrelationships between cutting force variation and tool wear in end-milling, Journal of Materials Processing Technology, Vol. 109 (3), 2001, p. 229-235.
- [0.20] P. Bamdyopadhyay, E.M. Gonzalez, R. Haung, S.M. Wu, A feasibility study of on-line drill wear monitoring by DDS methodology, International Journal Machining Tools Design Research 26 (3), 1986, p. 245-257.
- [0.21] L.C. Lee, K.S. Lee, C.S. Gan, On the correlation between dynamic cutting force and tool wear, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 29 (3), 1989, p. 295-303.
- [0.22] G.S. Li, W.S. Lau, Y.Z. Zhang, Process wear and breakage monitoring for a machining center based on cutting force parameter, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 32 (6), 1992, p. 855-867.
- [0.23] M.A. Elbestawi, T.A. Papazafirou, R.X. Du, In-process monitoring of tool wear in milling using cutting force signature, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 31, 1991, p. 55-73.
- [0.24] S. Das, A.B. Chattopadhyay, Application of the analytic hierarchy process for estimating the state of tool wear, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol. 43, 2003, p. 1-6.
- [0.25] D.E. Dimla Sr., P.M. Lister, On-line metal cutting tool condition monitoring. I: force and vibration analyses, International Journal of Machine Tools & Manufacture Vol. 40, 2000, p. 739-768.

- [0.26] C. Raksiri, M. Parnichkun, Geometric and force errors compensation in a 3-axis CNC milling machine, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 44, 2004, p. 1283–1291.
- [0.27] C.Y. Jung, J.H. Oh, Improvement of surface waviness by cutting force control in milling, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 31 (1), 1991, p. 9–21.
- [0.28] S.-J. Huang, C.-Y. Shy, Fuzzy logic for constant force control of end milling, *IEEE Trans. Ind. Electron.*, Vol. 46 (1), 1999, p. 169–176.
- [0.29] S.J. Rober, Y.C. Shin, O.D.I. Nwokah, A digital controller for cutting force control in the end milling process, *Trans. ASME, J. Dyn. Syst., Meas. Control* Vol. 119, 1997, p. 146–152.
- [0.30] Y. Landon, S. Segonds, P. Lascoumes, P. Lagarrigue, Tool positioning error (TPE) characterisation in milling, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 44, 2004, p. 457-464.
- [0.31] K.M.Y. Law, A. Geddam, Prediction of contour accuracy in the end milling of pockets, *Journal of Materials Processing Technology* Vol. 113, 2001, p. 399-405.
- [0.32] K.M.Y. Law, A. Geddam, V.A. Ostaev, A process-design approach to error compensation in the end milling of pockets, *Journal of Materials Processing Technology*, Vol. 89-90, 1999, p. 238–244.
- [0.33] K. M.Y. Law, A. Geddam, Error compensation in the end milling of pockets: a methodology, *Journal of Materials Processing Technology* Vol.139, 2003, p. 21-27.
- [0.34] T. Watanabe, S. Iwai, A control system to improve the accuracy of finished surfaces in milling, *Trans. ASME, J. Dyn. Syst., Meas. Control*, Vol. 105, 1983, p. 192–199.
- [0.35] J.-J.J. Wang, C.M. Zheng, Identification of cutter offset in end milling without a prior knowledge of cutting coefficients, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, Vol. 43, 2003, p. 687–697.
- [0.36] W.A. Kline, R.E. DeVor, Effect of runout on cutting geometry and forces in end milling, *Int. J. Mach. Tool Des. Res.*, Vol. 23 (2–3), 1983, p. 123–140.
- [0.37] F. Gu, S.G. Kapoor, R.E. DeVor, P. Bandyopadhyay, An approach to on-line cutter runout estimation in face milling, *Transactions of NAMRC/SME*, 1991, p. 240–247.
- [0.38] S. Jayaram, S.G. Kapoor, R.E. DeVor, A model-based approach for detection of process faults in the face milling process, *Transactions of NAMRC/SME*, 1997, p. 117–122.

[0.39] J. Akshay, S.G. Kapoor, R.E. DeVor, P. Bandyopadhyay, A model-based approach for radial run-out estimation in the facemilling process, Transactions of NAMRC/SME, 1998, p. 261–266.

[0.40] Y.B. Guo., Y.K. Chou, The determination of ploughing (labourage) force and its influence on material properties in metal cutting, Journal of Materials Processing Technology, Vol. 148, 2004, p. 368–375.

[0.41] J.-D. Kim, D.-S. Kim, Development of a combined-typed tool dynamometer with a piezo-film accelerometer for an ultra-precision lathe, Journal of Materials Technology Vol. 71, 1997, p. 360–366.

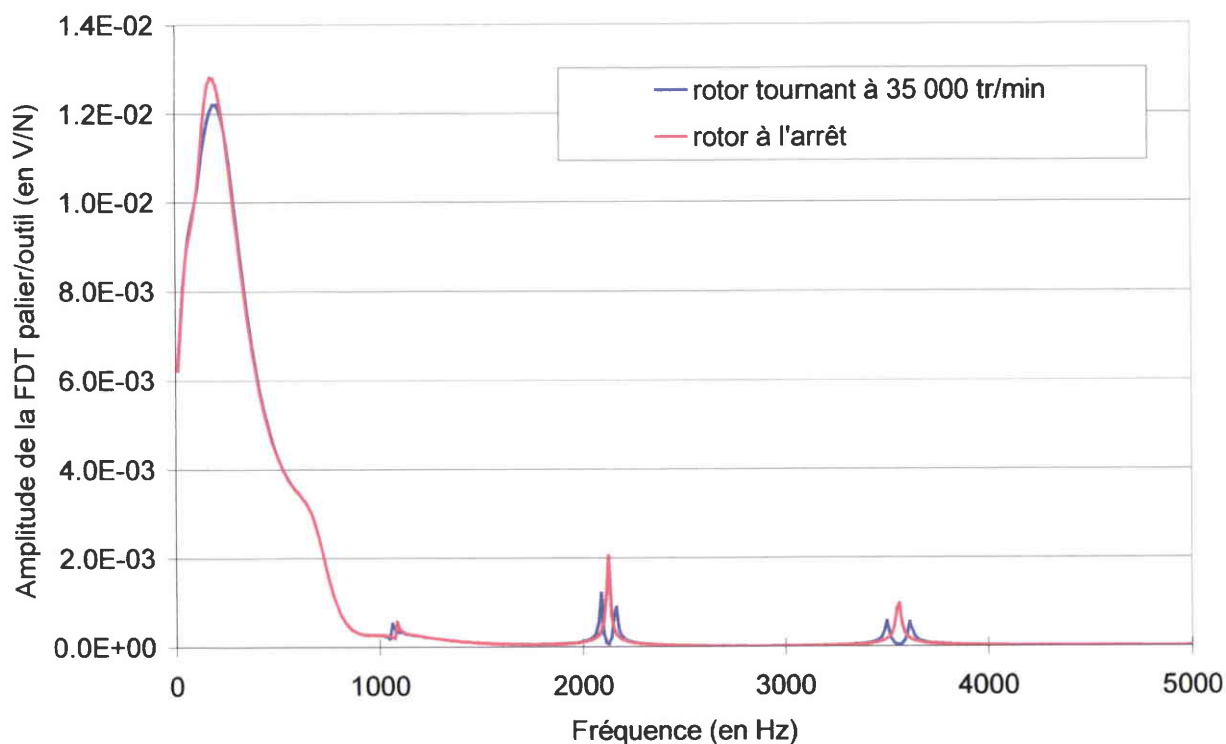
[0.42] B. Wagner, Communications privées, 2002.

[0.43] Fond documentaire et photographique S2M.

[0.44] Documentation commerciale OTT, 2000.

Chapitre I : Etude expérimentale des machines tournantes

L'importance des effets gyroscopiques sur le comportement des structures tournantes est mise en évidence dans ce chapitre. Nous rappelons les phénomènes propres à la dynamique du rotor dans le but de quantifier l'erreur commise lors de l'analyse expérimentale de son comportement, nécessairement effectuée dans une configuration immobile. L'objectif de ce chapitre est également de présenter les règles à respecter pour décrire correctement le comportement dynamique d'une structure à l'aide d'une analyse modale expérimentale.



Influence des effets gyroscopiques sur l'amplitude de la fonction de transfert entre la tension de commande mesurée au palier avant et l'effort appliqué à l'outil.

1.1. Importance des effets gyroscopiques dans la dynamique du rotor

L'utilisation d'un modèle simple (figure 1.1) permet d'observer les phénomènes de base propres à la dynamique du rotor [1.1].

1.1.1. Géométrie du problème

Le modèle (figure 1.1) est constitué d'un arbre de longueur L supporté par deux paliers en A et B dont l'effet ne sera pas pris en compte dans l'étude du comportement dynamique de ce rotor car cet effet ne fait pas apparaître d'autres phénomènes que ceux décrits dans ce chapitre. Les forces F_u et F_v excitent le rotor au point C, de coordonnée $y = l$.

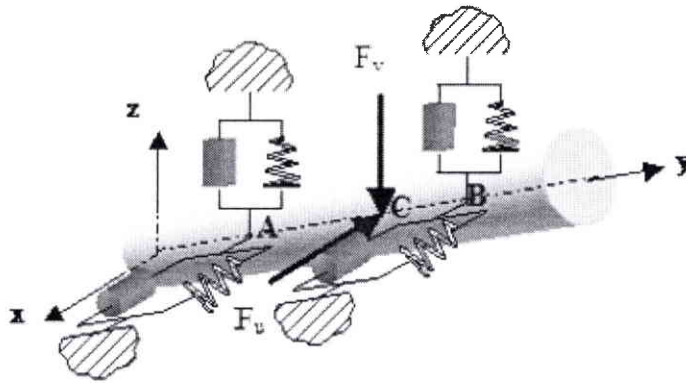


figure 1.1 : Modèle du rotor [1.1]

L'inclinaison d'une section de l'arbre du rotor par rapport au repère d'origine est décrite par l'ensemble des trois angles ψ, θ et ϕ (figure 1.2). La dérivée première de l'angle ϕ , représente la vitesse de rotation de l'arbre Ω .

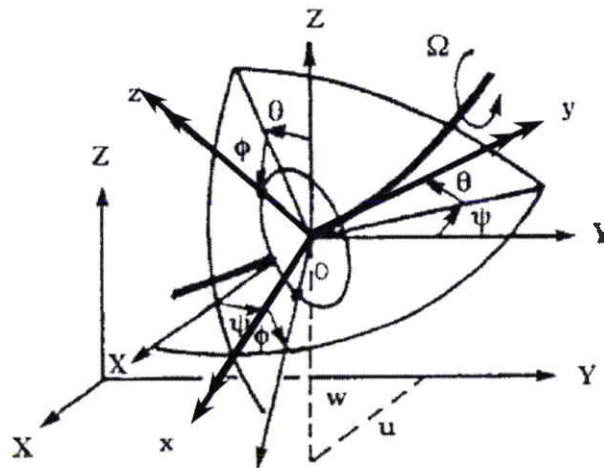


figure 1.2 : Repères de référence d'une section d'arbre déformé par la rotation [1.1]

Sur la figure 1.2, le repère local Oxyz lié à l'arbre est en mouvement par rapport au repère de référence OXYZ. En supposant que la coordonnée de O selon l'axe Y reste constante, les coordonnées u et w du centre de gravité O de la section selon les axes X et Z, ont respectivement pour expression :

$$u(y,t) = f(y)q_1(t) \quad \text{et} \quad w(y,t) = f(y)q_2(t) \quad (1.1)$$

où q_1 et q_2 sont les coordonnées généralisées indépendantes.

En utilisant l'approximation des petits angles, les angles de rotation de la tranche d'arbre autour des axes X et Y sont respectivement :

$$\psi = -\frac{\delta u}{\delta y} = -\frac{d f(y)}{d y} q_1(t) = -g(y)q_1(t) \quad \text{et} \quad \theta = \frac{\delta w}{\delta y} = \frac{d f(y)}{d y} q_2(t) = g(y)q_2(t) \quad (1.2)$$

Les dérivées secondes de u et w sont nécessaires pour exprimer l'énergie de déformation de l'arbre :

$$\frac{\delta^2 u}{\delta y^2} = -\frac{d^2 f(y)}{d y^2} q_1(t) = h(y)q_1(t) \quad \text{et} \quad \frac{\delta^2 w}{\delta y^2} = -\frac{d^2 f(y)}{d y^2} q_2(t) = h(y)q_2(t) \quad (1.3)$$

1.1.2. Energie cinétique et énergie de déformation d'un arbre

Dans ce paragraphe, nous développons les termes de l'énergie cinétique et de l'énergie de déformation d'un arbre qui sont à l'origine des effets gyroscopiques.

L'expression de l'énergie cinétique d'un arbre est [1.2]:

$$E_c = \frac{\rho S}{2} \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dy + \frac{\rho I}{2} \int_0^L (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) dy + \rho I L \Omega^2 + 2\rho I \Omega \int_0^L \dot{\psi} \theta dy \quad (1.4)$$

où ρ , S , L et I désignent respectivement la masse volumique, la surface de la section, la longueur et le moment surfacique d'inertie de la section de l'arbre par rapport à l'axe neutre.

Le terme $\frac{\rho S}{2} \int_0^L (\dot{u}^2 + \dot{w}^2) dy$ est l'expression classique de l'énergie cinétique de la poutre en flexion.

L'effet du terme $\frac{\rho I}{2} \int_0^L (\dot{\theta}^2 + \dot{\psi}^2) dy$ se traduit par une augmentation apparente de la masse de l'arbre lors de sa mise en rotation. Ce phénomène, typique de la dynamique du rotor, se nomme stabilisation gyroscopique.

La constante $\rho I L \Omega^2$ représente l'énergie du disque en rotation à la vitesse Ω , si l'arbre est supposé infiniment rigide.

Enfin, le terme $2\rho I\Omega \int \dot{\psi}\theta dy$ est à l'origine de l'effet de Coriolis qui est caractéristique de l'étude des machines tournantes. L'effet de Coriolis se traduit à la fois par une dépendance des fréquences propres du rotor vis à vis de la vitesse de rotation et par le dédoublement des modes propres de vibration de l'arbre.

La mise en rotation de l'arbre ne vient pas modifier l'énergie de déformation du rotor, qui est identique à celle d'une poutre. En supposant les efforts axiaux nuls, l'énergie de déformation du rotor a pour expression [1.2]:

$$E_d = \frac{E}{2} \int_0^L \left[I_z \left(\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right)^2 + I_x \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right)^2 \right] dy \quad (1.5)$$

où I_x et I_z désignent les moments quadratiques de la section d'arbre.

1.1.3. Mise en équation

En dérivant u , w , θ et ψ par rapport à t , en sachant que seules les fonctions q_1 et q_2 dépendent du temps, l'énergie cinétique de l'arbre s'écrit :

$$E_c = \frac{\rho}{2} \left[\int_0^L (S f^2(y) + I g^2(y)) dy \right] (\dot{q}_1^2 + \dot{q}_2^2) - 2\rho I \Omega \int_0^L g^2(y) \dot{q}_1 q_2 dy \quad (1.6)$$

Cette expression peut être réécrite de manière plus lisible :

$$E_c = \frac{m}{2} (\dot{q}_1^2 + \dot{q}_2^2) - \Omega a \dot{q}_1 q_2 \quad (1.7)$$

Dans l'expression 1.7, m représente de manière classique la masse du rotor en flexion, qui prend également en compte l'effet de stabilisation gyroscopique. Le terme a traduit l'effet de Coriolis qui est à l'origine du dédoublement des modes de flexion du rotor et de la dépendance des fréquences propres du rotor vis à vis de la vitesse de rotation. En supposant que les efforts axiaux sur l'arbre sont nuls pour le modèle étudié, l'énergie de déformation de l'arbre s'écrit :

$$E_d = \frac{EI}{2} \int_0^L h^2(y) (q_1^2 + q_2^2) dy = \frac{k}{2} (q_1^2 + q_2^2) \quad (1.8)$$

Les équations du rotor soumis aux forces extérieures $F_u = F_{q_1}$ et $F_w = F_{q_2}$ proviennent de l'application des équations de Lagrange aux deux degrés de liberté 1 et 2 :

$$\frac{d\left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_1}\right)}{dt} - \frac{\partial E_c}{\partial q_1} + \frac{\partial E_d}{\partial q_1} = Fq_1 \quad \text{et} \quad \frac{d\left(\frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_2}\right)}{dt} - \frac{\partial E_c}{\partial q_2} + \frac{\partial E_d}{\partial q_2} = Fq_2 \quad (1.9)$$

En remplaçant E_c et E_d par leurs expressions en fonction de q_1 et q_2 , on obtient des équations différentielles du second ordre :

$$m\ddot{q}_1 - \Omega a \dot{q}_2 + kq_1 = Fq_1 \quad \text{et} \quad m\ddot{q}_2 + \Omega a \dot{q}_1 + kq_2 = Fq_2 \quad (1.10)$$

1.1.4. Etude du rotor en mouvement libre

Le rotor est tout d'abord étudié en mouvement libre.

$$m\ddot{q}_1 - \Omega a \dot{q}_2 + kq_1 = 0 \quad \text{et} \quad m\ddot{q}_2 + \Omega a \dot{q}_1 + kq_2 = 0 \quad (1.11)$$

On obtient l'équation caractéristique de notre système en utilisant les solutions de la forme $q_1 = Q_1 e^{\tau}$ et $q_2 = Q_2 e^{\tau}$:

$$m^2 r^4 + (2km + \Omega^2 a^2) r^2 + k^2 = 0 \quad (1.12)$$

Au repos, la vitesse de rotation Ω de l'arbre est nulle. L'équation caractéristique a une solution double :

$$r_{10}^2 = r_{20}^2 = j^2 \omega_{10}^2 = j^2 \omega_{20}^2 = -\frac{k}{m} \quad \text{d'où} \quad \omega_{10} = \omega_{20} = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

Lors de la rotation de l'arbre, la vitesse de rotation Ω n'est plus nulle. L'équation caractéristique possède deux solutions distinctes :

$$\omega_1 = \sqrt{\omega_{10}^2 + \frac{a^2 \Omega^2}{2m^2} \left(1 - \sqrt{1 + \frac{4m^2 \omega_{10}^2}{a^2 \Omega^2}}\right)} \quad \text{et} \quad \omega_2 = \sqrt{\omega_{10}^2 + \frac{a^2 \Omega^2}{2m^2} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{4m^2 \omega_{10}^2}{a^2 \Omega^2}}\right)} \quad (1.13)$$

L'effet de Coriolis est bien mis en évidence car l'équation caractéristique possède deux solutions distinctes lorsque la vitesse de rotation Ω n'est pas nulle. Ce phénomène est nommé « dédoublement de mode ». Les deux fréquences propres obtenues dépendent de la vitesse de rotation Ω .

1.1.5. Etude du rotor soumis à une force harmonique unidirectionnelle

Le travail W des efforts F_u et F_w appliqués à l'arbre au point C en $y = l$ s'écrit :

$$\delta W = Fu(t)\delta u(l) + Fw(t)\delta w(l) = Fu(t) f(l)\delta q_1 + Fw(t) f(l)\delta q_2 \quad (1.14)$$

En supposant qu'une force sinusoïdale excite l'arbre uniquement selon la direction X à la coordonnée $y = l$ avec une amplitude de un Newton, Fq_1 et Fq_2 s'écrivent :

$$Fq_1 = F_0 \sin \omega t f(l) = \sin \omega t f(l) \quad \text{et} \quad Fq_2 = 0 \quad (1.15)$$

Le système d'équation à résoudre prend en compte les forces excitatrices :

$$m\ddot{q}_1 - \Omega a \dot{q}_2 + kq_1 = f(l)\sin \omega t \quad \text{et} \quad m\ddot{q}_2 + \Omega a \dot{q}_1 + kq_2 = 0 \quad (1.16)$$

Comme il n'y a pas d'amortissement, les solutions du système sont de la forme $q_1 = Q_1 \sin(\omega t)$ et $q_2 = Q_2 \cos(\omega t)$. On obtient les solutions :

$$Q_1 = \frac{(k - m\omega^2) f(l)}{(k - m\omega^2)^2 - a^2\Omega^2\omega^2} \quad \text{et} \quad Q_2 = \frac{-a\Omega\omega f(l)}{(k - m\omega^2)^2 - a^2\Omega^2\omega^2} \quad (1.17)$$

Les fréquences de résonance correspondent aux valeurs de ω qui annulent le dénominateur, ce qui équivaut à résoudre l'équation :

$$m^2r^4 + (2km + \Omega^2 a^2)r^2 + k^2 = 0 \quad (1.18)$$

On remarque que cette équation est identique à celle obtenue lors de l'étude du rotor en mouvement libre. L'effet de Coriolis se traduit donc par l'apparition du dédoublement de mode et par la dépendance des deux fréquences propres à la vitesse de rotation Ω . Elles s'éloignent de la fréquence propre obtenue à l'arrêt lors de l'augmentation de la vitesse de rotation. Sur la figure 1.3 sont représentées les réponses du rotor à une force harmonique unidirectionnelle lorsque le rotor est immobile et mis en rotation.

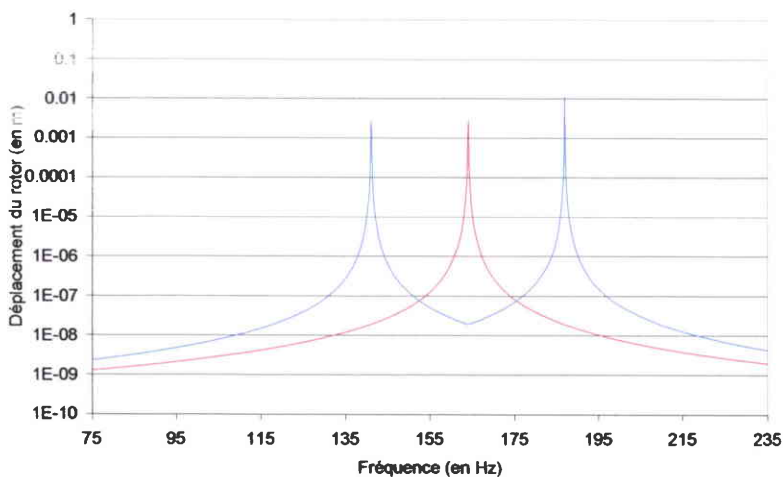


figure 1.3 : Réponse du rotor à une excitation harmonique unidirectionnelle à l'arrêt (en rouge) et pour une vitesse de rotation Ω (en bleu) [1.3, 1.4]

Nous venons de présenter les effets gyroscopiques liés à la dynamique du rotor. La description du comportement dynamique d'une structure à l'aide d'une analyse modale expérimentale fait l'objet de la deuxième partie de ce chapitre.

1.2. Mesure expérimentale des fonctions de transfert

L'analyse modale est une méthode expérimentale permettant d'étudier le comportement dynamique de structures réelles. Elle est basée sur la mesure des fonctions de réponse en fréquence, également appelées fonctions de transfert (FDT). Nous indiquons dans ce paragraphe les règles à respecter pour mesurer des FDT décrivant correctement le comportement dynamique du rotor à l'arrêt.

1.2.1. Définition

La structure à étudier, dont le comportement est supposé linéaire, est soumise à une excitation connue e_n selon le degré de liberté n au point N. Un capteur, placé en L, mesure la réponse r_l du degré de liberté l . L'excitation et la réponse doivent être mesurées très précisément bien que ces deux grandeurs soient souvent de nature très différente (force, déplacement, vitesse, accélération, tension délivrée par un capteur inductif, tension de commande d'un électroaimant).

Une excitation quelconque $e_n(t)$ peut être considérée comme une succession continue d'impulsions $f(t_n)$, comme le montre la figure 1.4.a (**Ewins [1.5]**).

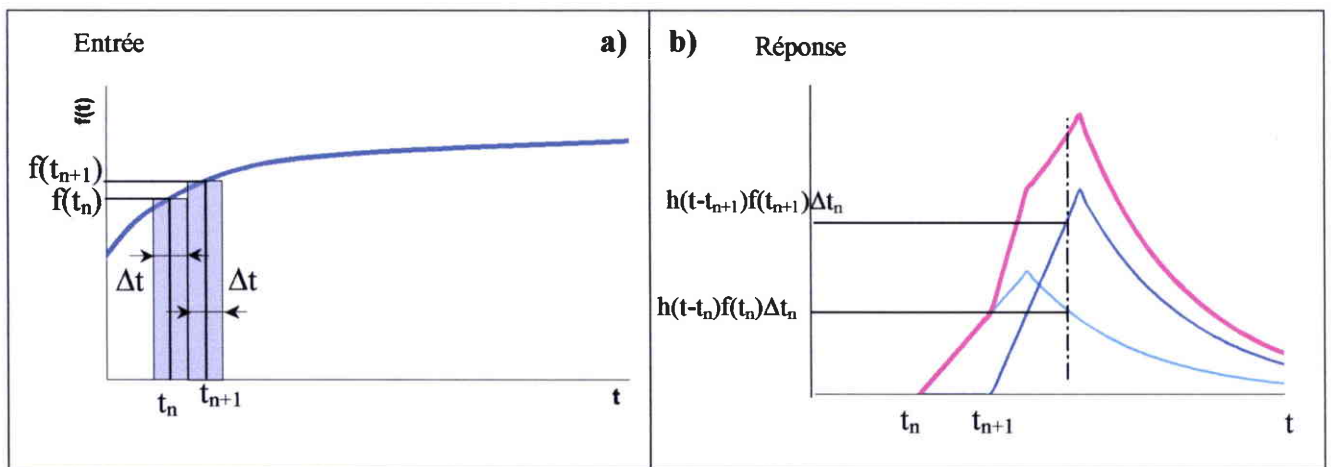


figure 1.4 : a) Suite continue d'impacts b) Réponses

La réponse d'une structure à comportement linéaire au point L (en rouge sur la figure 1.4.b) est la somme des réponses aux impulsions $h_{ln}(t)$ (en vert et en bleu) subies par la structure aux différentes dates τ . Elle a pour expression :

$$r_l(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} h_{ln}(t-\tau) e_n(\tau) d\tau \quad (1.19)$$

La relation (1.19) correspond à un produit de convolution entre le signal d'entrée $e_n(t)$ et la réponse impulsionnelle de la structure $h_{ln}(t)$, notée conventionnellement $r_l(t) = h_{ln}(t) * e_n(t)$. L'algèbre de convolution étant difficile à manipuler, le passage dans le domaine fréquentiel s'impose en utilisant la transformée de Fourier, définie par l'expression analytique :

$$F(f(t))(j\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} f(t) e^{-j\omega t} dt \quad \text{avec } \omega = 2\pi / t \quad (1.20)$$

La transformée de Fourier d'un produit de convolution de deux fonctions temporelles $h_{ln}(t)$ et $e_n(t)$ se résume à une multiplication simple des deux transformées de Fourier $H_{ln}(j\omega)$ et $E_n(j\omega)$ de ces fonctions :

$$R_l(j\omega) = F(r_l(t))(j\omega) = F(h_{ln}(t) * e_n(t))(j\omega) = H_{ln}(j\omega) \cdot E_n(j\omega) \quad (1.21)$$

Cette simplification dans le traitement du produit de convolution justifie le passage dans le domaine fréquentiel.

La transformée de Fourier de la réponse impulsionnelle de la structure $H_{ln}(j\omega)$ est la Fonction De Transfert (FDT) permettant de calculer la réponse r_l du degré de liberté l au point L à une excitation e_n du degré de liberté n au point N de la structure. Elle se calcule en effectuant le rapport entre la transformée de Fourier de la réponse impulsionnelle $R_{lo}(j\omega)$ à un impact connu $E_{no}(j\omega)$:

$$H_{ln}(j\omega) = \frac{R_{lo}(j\omega)}{E_{no}(j\omega)} \quad (1.22)$$

Pour limiter les perturbations liées aux bruits électriques et mécaniques, le numérateur et le dénominateur de $H_{ln}(j\omega)$ sont multipliés par l'expression conjuguée $\overline{E_{no}}(j\omega)$ du spectre d'excitation $E_{no}(j\omega)$:

$$H_{ln}(j\omega) = \frac{R_{lo}(j\omega)}{E_{no}(j\omega)} = \frac{R_{lo}(j\omega) \cdot \overline{E_{no}}(j\omega)}{E_{no}(j\omega) \cdot \overline{E_{no}}(j\omega)} = \frac{R_{lo}(j\omega) \cdot \overline{E_{no}}(j\omega)}{|E_{no}(j\omega)|^2} \quad (1.23)$$

où $|E_{no}(j\omega)|^2$ désigne le module du spectre d'excitation $E_{no}(j\omega)$.

1.2.2. Echantillonnage et transformée de Fourier discrète

Les signaux mesurés expérimentalement sont obtenus avec un convertisseur analogique/numérique (CAN) qui est programmé pour faire l'acquisition d'un point de mesure à un intervalle de temps T_e fixe et constant. Il se produit une discrétisation du signal réel, qui prend la forme d'un ensemble fini de valeurs représentant les amplitudes du signal réel aux instants définis par la fréquence d'échantillonnage $F_e = 1 / T_e$ [1.6, 1.7].

Pour pouvoir appliquer la transformée de Fourier à un signal numérique, il est nécessaire de réaliser une intégration numérique. Cette opération, qui est une approximation de la transformée de Fourier analytique (équation 1.19), est la Transformée de Fourier Discrète (TFD). L'application de la TFD à un ensemble de N_e points échantillonnés à la fréquence F_e aboutit au calcul des amplitudes de la transformée de Fourier du signal discrétisé, aux fréquences multiples de $\Delta f = F_e / N_e$. L'amplitude $g(k.\Delta f)$ de chaque raie spectrale est calculée à partir de l'ensemble des amplitudes des points de l'échantillon temporel $g(n.\Delta t)$, comme le montre l'expression définissant la TFD [1.8] :

$$F(\{g(k.\Delta f), k = 1..N\})(j\omega) = \left\{ \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N g(n.\Delta t) \cdot e^{2\pi j(n-1)(k-1)/N}, k = 1..N \right\} \quad (1.24)$$

L'un des points faibles de La TFD réside dans son propre mode de fonctionnement. Echantillonner N_e points à la fréquence F_e nécessite une durée minimale N_e / F_e pendant laquelle il faut observer le signal pour pouvoir l'analyser, c'est à dire sa sélectivité temporelle. Le spectre fréquentiel obtenu est composé de raies séparées d'un pas de fréquence $\Delta f = F_e / N_e$ dans la gamme $\{F_e / N_e, F_e / 2\}$.

1.2.3. Repliement et recouvrement

La discrétisation de plusieurs signaux analogiques différents peut aboutir au même signal numérique, puisqu'il ne contient pas d'informations sur le signal analogique en dehors des points d'acquisition. Le phénomène de repliement apparaît par exemple pour les signaux analogiques dont le contenu fréquentiel F est supérieur à la fréquence d'échantillonnage F_e . De même, l'échantillonnage peut créer des fréquences artificielles qui ne sont pas représentatives du phénomène physique. Ces deux aspects du phénomène de repliement sont illustrés sur la figure 1.5 [1.6, 1.7].

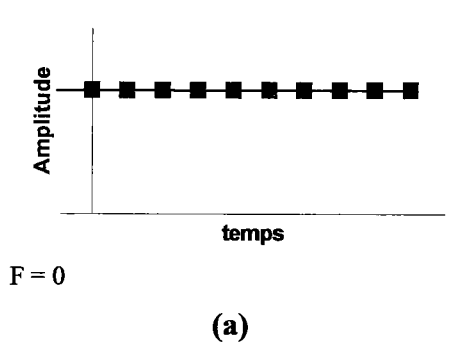
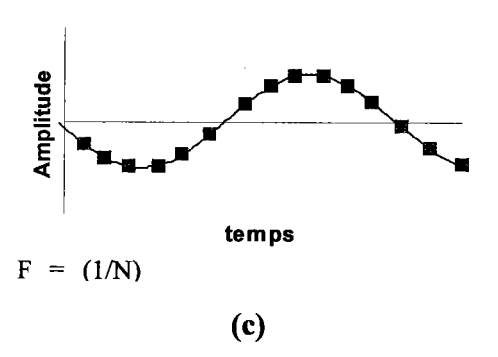
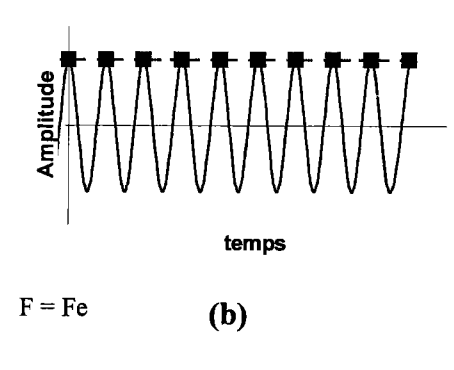
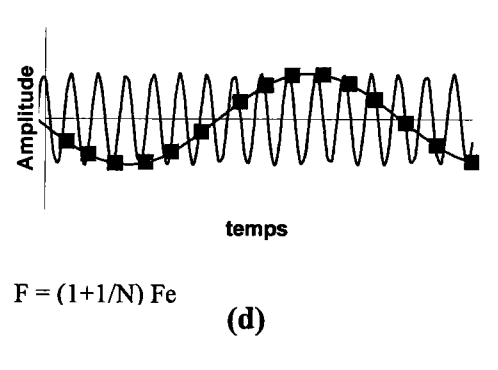
	Signal numérique ayant la forme d'une droite	Signal numérique ayant la forme d'une sinusoïde possédant une fréquence basse
Signal numérisé représentant correctement le signal analogique	 <p style="text-align: center;">(a)</p>	 <p style="text-align: center;">(c)</p>
Signal numérisé ne représentant pas correctement le signal analogique	 <p style="text-align: center;">(b)</p>	 <p style="text-align: center;">(d)</p>

figure 1.5 : Les deux aspects du phénomène de repliement

Le signal numérisé des signaux analogiques de chaque colonne du tableau est identique, alors que seuls les signaux numérisés de la première ligne caractérisent correctement le phénomène analogique. La numérisation du signal de la figure 1.5.b a supprimé la périodicité du signal, alors qu'à l'opposé, une fréquence fictive est apparue sur le signal numérique de la figure 1.5.d.

La numérisation est également responsable d'un phénomène de périodisation apparaissant dans le domaine fréquentiel. En effet, la discrétisation du signal $x(t)$ revient à multiplier ce signal par un peigne de Dirac $\delta_p(t)$ comme le montre la première ligne de la figure 1.6. La transformée de Fourier du peigne de Dirac $\delta_p(t)$ est un autre peigne de Dirac $\Delta_p(j\omega)$ (deuxième colonne de la figure 1.6) et la transformée de Fourier d'une multiplication simple de deux fonctions temporelles $x(t)$ et $\delta_p(t)$ aboutit à un produit de convolution des transformées de Fourier $X(j\omega)$ et $\Delta_p(j\omega)$ [1.8]:

$$F(x(t) \cdot \delta_p(t))(j\omega) = F(x(t))(j\omega) * F(\delta_p(t))(j\omega) = X(j\omega) * \Delta_p(j\omega) \quad (1.25)$$

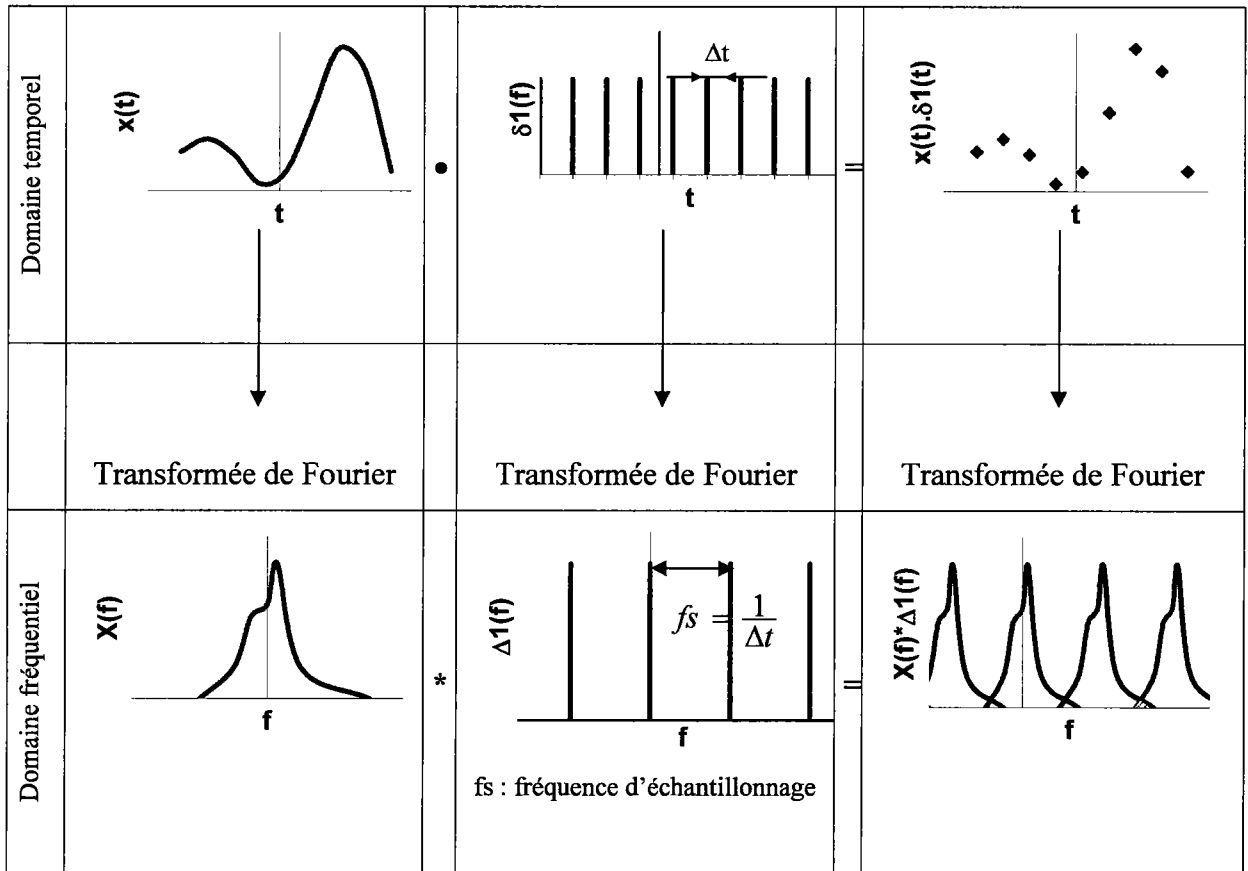


figure 1.6 : Le phénomène de recouvrement

Ce produit donne lieu à la création d'un phénomène de périodisation du signal $X(j\omega)$ dans le domaine fréquentiel (troisième colonne de la figure 1.6). Il peut conduire à une distorsion du spectre fréquentiel du signal discrétisé liée au recouvrement des domaines périodisés, si la fréquence d'échantillonnage choisie est trop proche de la fréquence maximale significative décrivant le phénomène étudié F_{max} .

Le respect du théorème de Shannon, qui impose une fréquence d'échantillonnage F_e au moins deux fois plus grande que la fréquence maximale à mesurer F_{max} , évite l'apparition des phénomènes de repliement et de recouvrement.

1.2.4. Fuites d'énergie et fenêtrage

L'exemple de l'échantillonnage d'un signal périodique (figure 1.7) permet de mettre en évidence le problème de fuites d'énergie. La transformée de Fourier d'une sinusoïde est une raie spectrale dont la fréquence est l'inverse de la période de la sinusoïde (figure 1.7.c) [1.6, 1.7].

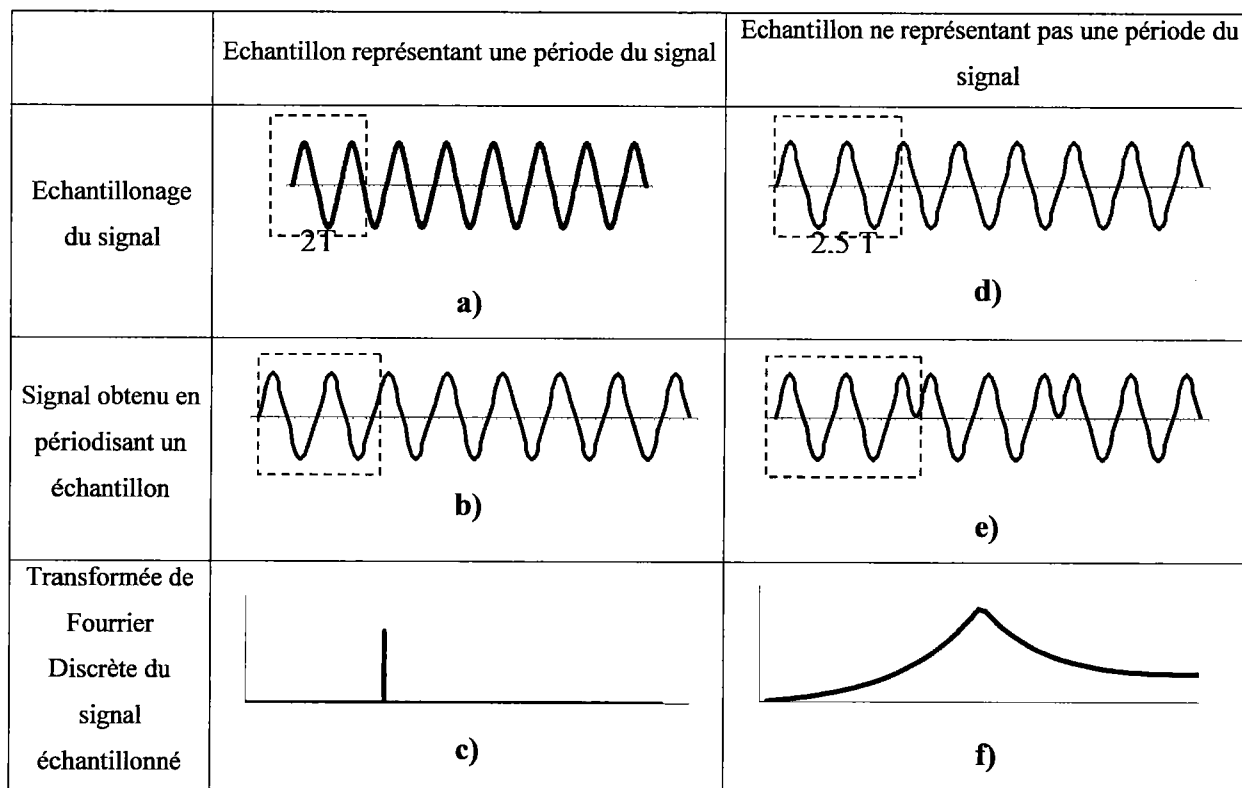


figure 1.7 : Le phénomène de fuite d'énergie lors de l'échantillonnage d'une sinusoïde

La TFD suppose que la collection de points puisse être périodisée pour obtenir la totalité du signal temporel à traiter. Si la collection de points ne correspond pas à un multiple de la période de la sinusoïde (figure 1.7.d), la TFD de l'échantillon de points est très différente de la raie attendue (figure 1.7.f). Le signal obtenu (figure 1.7.e) en périodisant l'échantillon choisi (figure 1.7.d) ne correspond pas à la sinusoïde initiale.

La TFD de signaux physiques, à priori non périodiques, entraîne des fuites d'énergie importantes, si on ne prend pas soin de rendre périodique ces signaux sur la durée de l'échantillon en multipliant le signal mesuré par une fonction temporelle appelée fenêtre. Les trois fenêtres les plus couramment utilisées pour la détermination des FDT sont présentées sur la figure 1.8 [1.9].

La fenêtre de Hanning est utilisée pour l'analyse des signaux aléatoires possédant des composantes fréquentielles discrètes. Cette fenêtre est bien adaptée à l'étude des signaux émis par les machines tournantes, où les harmoniques de la fréquence de rotation ont une grande importance. Cette fonction qui s'annule au début et à la fin de l'échantillon rend périodique le signal mesuré.

La fenêtre force permet d'éliminer les bruits du signal d'excitation lors d'un impact réalisé sur une structure.

La fenêtre exponentielle est construite de manière à diminuer le bruit des signaux transitoires mesurés en réponse à un impact.

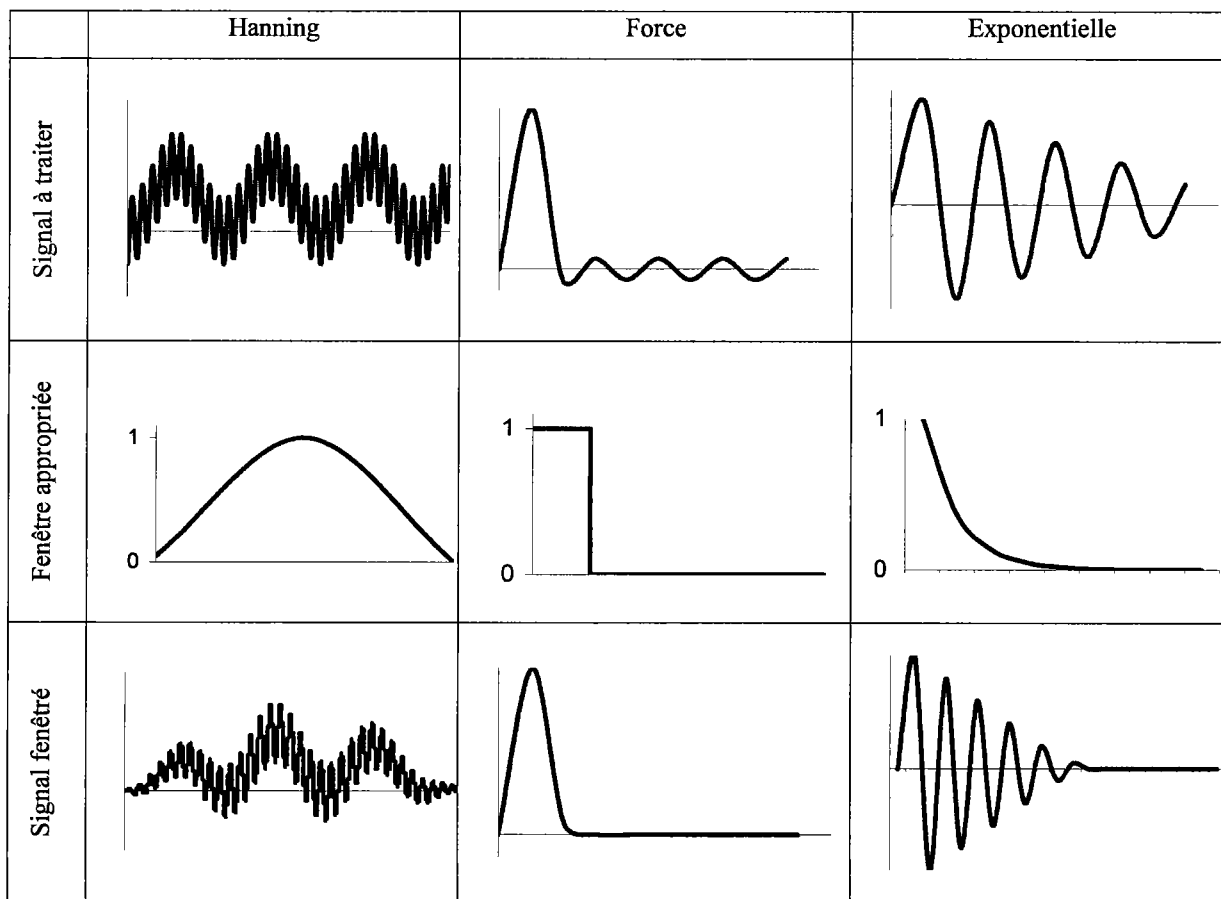


figure 1.8 : Les fenêtres temporelles couramment utilisées

1.2.5. Retour dans le domaine temporel

Le retour dans le domaine temporel s'effectue en utilisant la TFD inverse, qui a pour expression :

$$\{g(k.\Delta t), k = 1..N\} = \left\{ \sum_{n=1}^N g(n.\Delta f) . e^{-2\pi i(n-1)(k-1)/N}, k = 1, N \right\} \quad (1.26)$$

L'amplitude $g(k.\Delta t)$ correspondant à chaque point de l'échantillon temporel est calculée à partir des amplitudes $g(n.\Delta f)$ de l'ensemble des raies spectrales.

Pour éviter les fuites d'énergie, le signal est multiplié par la fenêtre de Hanning avant de passer dans le domaine fréquentiel (§ 1.1.4). L'application de la TFD inverse ramène dans le domaine temporel le signal où l'influence de la fenêtre de Hanning est encore présente. Ce signal doit, par conséquent, être divisé par la fonction de Hanning numérisée afin d'obtenir le

signal non déformé. Cependant, au début et à la fin de l'échantillon, la fonction de Hanning s'annule et le signal non déformé prend des valeurs artificiellement élevées (figure 1.9.a).

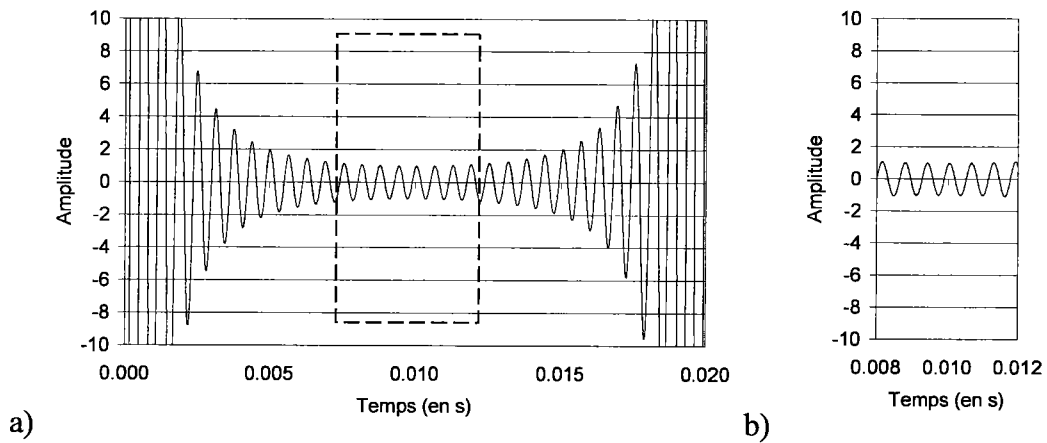


figure 1.9 : Sinusoïde divisée par la fonction de Hanning
a) signal entier b) partie non déformée

Pour contourner ce problème dû à la division du signal par la fenêtre de Hanning, seule la partie du signal au centre de l'échantillon est considérée comme étant non déformée. La figure 1.9.b. représente les points conservés suite au retour dans le domaine temporel. On peut considérer que pour obtenir une bonne précision, on ne conserve qu'un cinquième des points de l'échantillon.

Pour être analysé, un signal mesuré est décomposé en de nombreux échantillons possédant un nombre de points N. Pour qu'aucune distorsion n'apparaisse lors du retour dans le domaine temporel, 80 % des points de chaque échantillon sont communs avec ceux de ses deux voisins, comme le montre la figure 1.10.

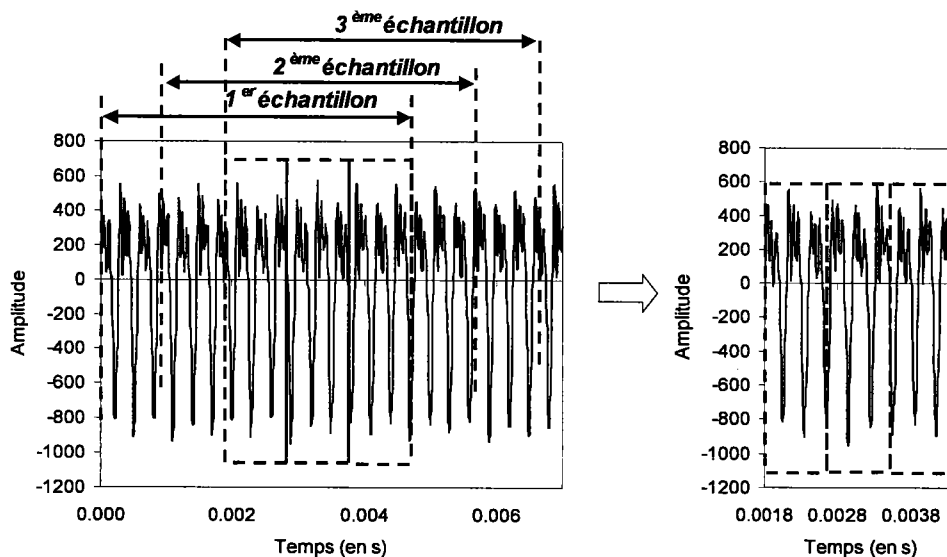


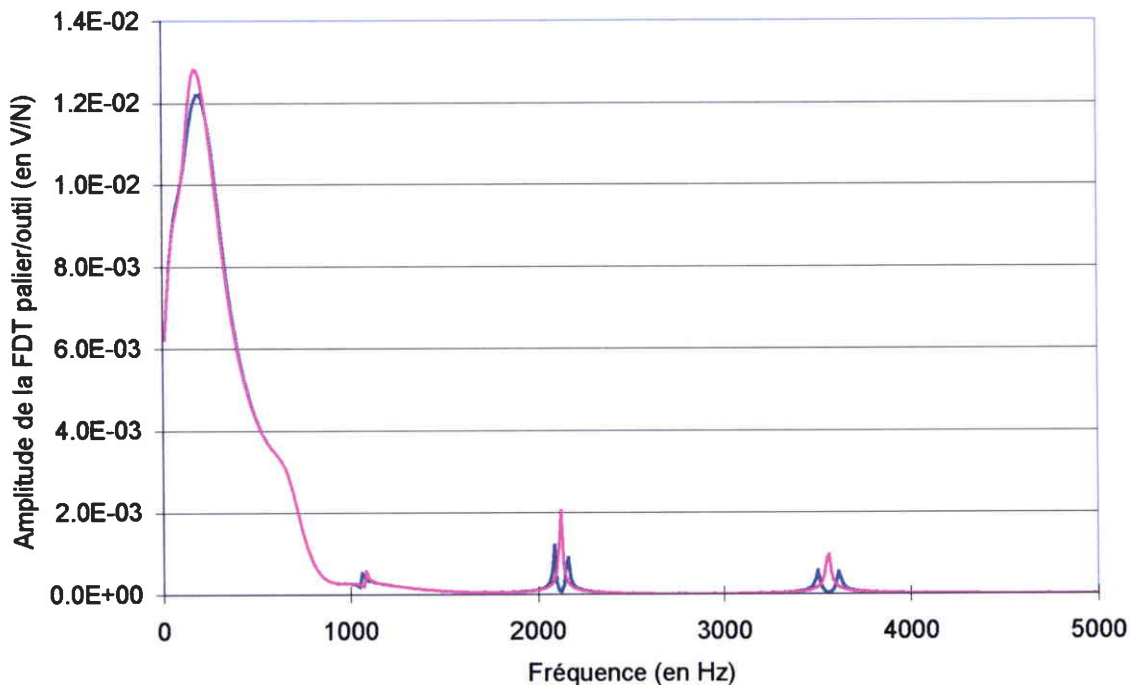
figure 1.10 : a) Echantillonnage d'un signal mesuré b) Reconstruction du signal analysé

En conclusion, une bonne connaissance du comportement dynamique de la structure étudiée est nécessaire, afin de choisir correctement la fréquence d'échantillonnage F_e , le nombre de points N_e de l'échantillon ainsi que le type de fenêtre approprié.

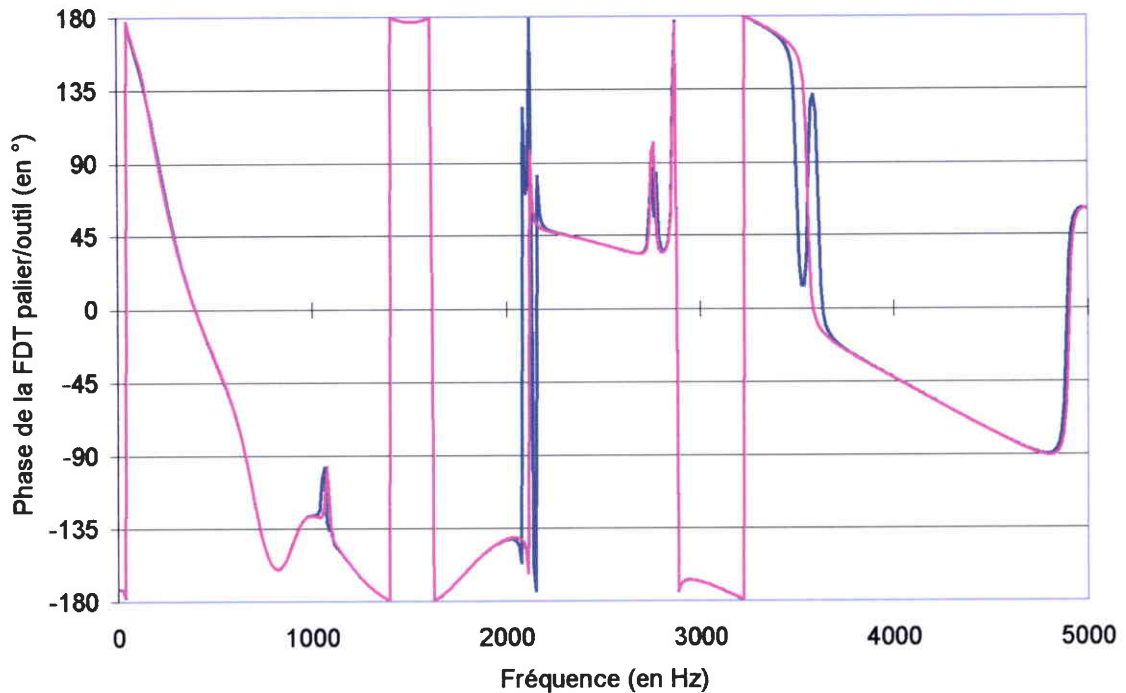
1.3. Conclusion

Notre méthode de mesure des efforts (chapitre 2) est basée sur la mesure de FDT entre force appliquée au dos de l'arrête de coupe de l'outil et les tensions de commande des PMA (§ 2.2.1), qui sont réalisées sur le rotor à l'arrêt car il est impossible d'exciter l'outil en rotation. La mise en rotation d'un arbre entraîne l'apparition de l'effet de Coriolis et du phénomène de stabilisation gyroscopique. Il est important de quantifier l'influence de ces effets sur les FDT entre l'outil et les PMA pour le rotor de la broche SMB30 tournant à sa vitesse maximale, afin d'estimer l'erreur commise lors de l'utilisation de FDT palier/outil expérimentale qui sont effectuées à l'arrêt dans notre méthode de mesure des efforts de coupe.

Nous allons comparer une FDT palier/outil obtenue par analyse harmonique du rotor modélisé par éléments finis pour le rotor de la broche à l'arrêt et en rotation à la vitesse de 35000 tr/min (figure 1.11). La modélisation est effectuée sous le logiciel de calcul Madyn dédié à l'étude des machines tournantes, pour un outil en carbure monobloc de diamètre 32 mm à deux dents de la marque Précieoutil.



a)



b)

figure 1.11 : Amplitude (a) et Phase (b) d'une FDT palier/outil pour une rotor à l'arrêt (en rouge) et en rotation à la vitesse de 35 000 tr/min (en bleu)

La stabilisation gyroscopique est responsable de la diminution de l'amplitude de la FDT de l'arbre en rotation d'un maximum de 5 % entre 150 et 225 Hz. L'effet de Coriolis se traduit par l'apparition d'un pic de part et d'autre de chaque mode de flexion du rotor, décalés d'une fréquence de l'ordre de 3 % de la fréquence du mode concerné et d'amplitude 40 % inférieure. A la fréquence du mode apparaît une antirésonance d'amplitude 80 % inférieure à celle du mode. Les effets gyroscopiques sont négligeables pour les fréquences éloignées de plus de 5 % des modes et faibles pour la zone comprise entre 150 et 225 Hz. Les FDT palier/outil expérimentales obtenues à l'arrêt peuvent donc être utilisées si aucun harmonique de la fréquence de rotation de la broche ne s'approche de la fréquence d'un mode de l'ensemble rotor/porte-outil/outil de moins de 5 %.

Cette condition peut être respectée dans le cas de la coupe stable. Pour un outil uniquement en rotation ou pour un usinage instable, les fréquences d'excitations correspondant aux harmoniques de la fréquence de rotation de l'outil demeurent, mais l'ensemble rotor/porte-outil/outil peut être mis en vibration à ses fréquences propres de façon plus ou moins apparente selon le degré d'instabilité et l'engagement radial [1.10 à 1.12]. Les effets gyroscopiques peuvent être pris en compte en utilisant des FDT palier/outil numériques

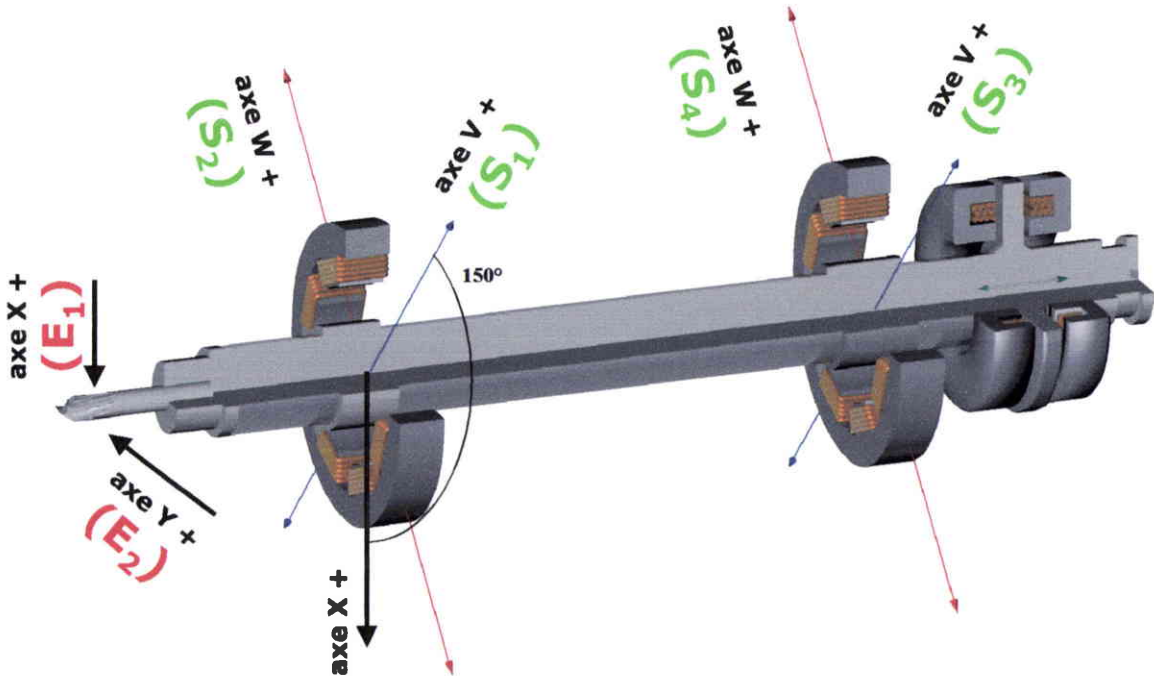
obtenues en effectuant une analyse harmonique de l'ensemble rotor/porte-outil/outil en utilisant le logiciel d'éléments finis Madyn (chapitre 3).

REFERENCES DU CHAPITRE I

- [1.1] M. Lalanne, G. Ferraris, Rotordynamics Prediction in Engineering, John Wiley & Sons Ltd., England, 1998.
- [1.2] R. Bigret, Vibration des machines tournantes et des structures. Techniques et documentation, 1980.
- [1.3] F. Ehrich, Handbook on Rotordynamics, McGraw-Hill, 1992.
- [1.4] J. Morel, Vibration des machines et diagnostic de leur état mécanique, Edition Eyrolles, collection EDF, 77, 1992
- [1.5] D.J. Ewins, Modal Testing : Theory and Practice, Research Studies Press LTD, Great Britain, 1984.
- [1.6] Hewlett Packard Applications note 243-3, The fundamentals of modal testing, Mai 1986.
- [1.7] Hewlett Packard Applications note 243, The fundamentals of signal analysis, Fev 1985.
- [1.8] J. T. Broch, Mechanical vibration and shock measurements, Brüel & Kjaer, ISBN 8787355361, Oct. 1980.
- [1.9] H. Herlufsen, Dual Channel FFT Analysis, Part 1 and Part 2. Technical review B&K n°1 et n°2, 1984.
- [1.10] C.S. Suh, P.P. Khurjekar, B. Yang, Characterisation and Identification of dynamic instability in milling operation, Mechanical Systems and Signal Processing, vol. 16 (5), pp. 853-872, 2002.
- [1.11] M.X. Zhao, B. Balachandran, Dynamics and stability of milling process, International Journal of Solids and Structures, vol. 38, pp. 2233-2248, 2001.
- [1.12] T. Insperger, G. Stépán, P.V. Bayly, B.P. Mann, Multiple chatter frequencies in milling processes, Journal of Sound and Vibration, vol. 262, pp. 333-345, 2003.

Chapitre II : Mesure expérimentale des efforts de coupe en fraisage

Une étude bibliographique des méthodes de mesure des efforts de coupe en fraisage met en avant les spécificités de chaque méthode existante. Nous décrivons ensuite notre méthode de mesure des efforts de coupe qui ne nécessite pas l'instrumentation de la machine-outil. Elle est basée sur la mesure des tensions de commande des PMA réalisée lors de l'usinage et sur l'utilisation de FDT paliers/outil mesurées expérimentalement sur le rotor à l'arrêt. La validation expérimentale de la méthode consiste à comparer nos mesures d'effort avec celles réalisées par des platines dynamométriques dans leur domaine de bon fonctionnement. Les limites de notre méthode en utilisant les FDT paliers/outil expérimentales sont décrites.



Tensions de commandes S_1 à S_4 et efforts en bout d'outil E_1 et E_2

2.1. Présentation des méthodes existantes

La connaissance des efforts de coupe permet de suivre l'usure des outils, de contrôler de manière continue la qualité de l'opération d'usinage et de prédire les casses de l'outil pour les éviter. Ainsi, de nombreuses méthodes de mesure des efforts d'usinage ont été développées dans le but de mieux connaître le phénomène d'usinage par enlèvement de copeaux. Notre étude bibliographique porte spécifiquement sur les techniques de mesure des efforts de coupe en fraisage car l'objectif de nos travaux est d'utiliser une broche de fraisage à paliers magnétiques actifs comme moyen de mesure des efforts de coupe. Les deux problèmes spécifiques posés par la mesure des efforts en fraisage proviennent de la rotation de l'outil et de la coupe discontinue caractéristique de cette opération d'usinage. En effet, la rotation de l'outil rend son instrumentation difficile car la force centrifuge risque d'éjecter les capteurs et un système de transmission entre le capteur et le système d'acquisition doit être embarqué. La discontinuité de la coupe nécessite l'utilisation des harmoniques de la raie à la fréquence de passage de la dent pour décrire convenablement les efforts de coupe. Ainsi, des capteurs possédant une bande passante très élevée, c'est à dire très supérieure à la fréquence de passage de la dent, doivent être utilisés.

2.1.1. Estimation de l'effort de coupe à partir des courants des servomoteurs

Les trois méthodes de mesures présentées dans ce paragraphe sont qualifiées de méthodes de mesure indirecte car elles ont pour caractéristique commune de ne pas introduire de capteurs susceptibles de modifier le comportement dynamique de l'ensemble outil/pièce/machine. Elles sont basées sur l'analyse des courants des servomoteurs des axes de la machine.

2.1.1.1. Utilisation du courant du moteur à courant continu de l'axe d'avance

La méthode développée par *Altintas* [2.1] utilise le courant consommé par le moteur d'avance d'un axe d'une fraiseuse pour effectuer une surveillance continue des efforts de coupe. En fraisage, les efforts de coupe excitent les harmoniques de la fréquence de passage de la dent, d'où l'importance de la bande passante du capteur mesurant le courant. Or, les boucles de courant de commande de la broche ont des bandes passantes trop faibles qui ne peuvent pas être utilisées pour mesurer les efforts dynamiques de coupe. Par contre, les boucles de courant des moteurs d'avance ont des bandes passantes supérieures qui couvrent jusqu'à une fréquence de passage de la dent de 100 Hz.

Altintas [2.1] montre que suite à la modélisation de la dynamique du moteur d'avance et du frottement dans les guidages, les efforts de fraisage cycliques peuvent être déterminés dans la bande passante du système d'avance. Une machine de fraisage verticale, retrofittée avec un contrôleur à commande numérique multi-processeur développé par *Altintas* [2.1], est utilisée dans cette étude. Les trois axes de travail de la machine ont un entraînement à vis à billes et sont commandées directement par des moteurs à aimants permanents. Ces moteurs à courant continu sont à modulation d'impulsions en durée.

Le couple du moteur d'avance est proportionnel au courant du moteur. Le couple moteur T_m doit compenser l'énergie consommée par la mise en rotation à la vitesse Ω du rotor de la broche d'inertie équivalente J_e ainsi que les pertes visqueuses de coefficient d'amortissement B et doit vaincre les effets perturbateurs représentés par le couple T_d .

$$T_m = J_e \frac{d\Omega}{dt} + T_d + B\Omega \quad (2.1)$$

T_d est la somme du couple T_f caractéristique des pertes hydrodynamiques et du couple T_c représentant les efforts de coupe, les signes de ces deux couples étant opposés et dépendants du sens de rotation.

$$T_d = \text{sgn}(\Omega)T_f + T_c = \text{sgn}(\Omega)T_f + K_f.F_c \quad (2.2)$$

Le moteur à courant continu possède une constante de couple K_t qui relie le couple moteur T_m et le courant I consommé par le moteur :

$$T_m = K_t I \quad (2.3)$$

On déduit des équations (2.1), (2.2) et (2.3) l'équation :

$$T_m = J_e \frac{d\Omega}{dt} + \text{sgn}(\Omega)T_f + B\Omega + K_f.F_c \quad (2.4)$$

La figure 2.1 présente une série de résultats expérimentaux de l'intensité consommée par le moteur en fonction de l'effort de coupe. Elle permet d'établir une relation linéaire entre le courant du moteur I et les efforts provoqués par le déplacement de la table lorsque le moteur est à l'arrêt pour chaque axe x et y . Ces relations linéaires permettent d'identifier expérimentalement la valeur du couple de frottement T_f et du coefficient de transmission couple/effort de coupe.

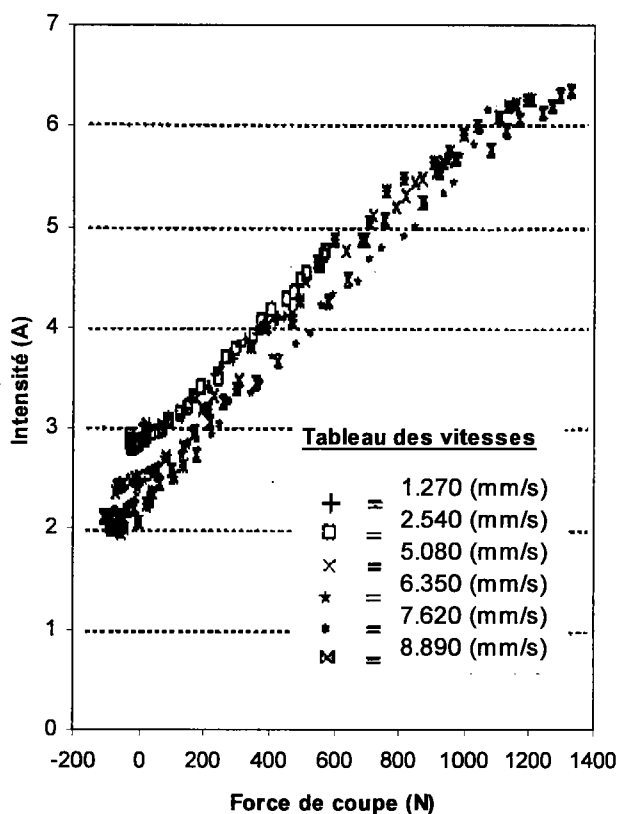


figure 2.1 : Résultats expérimentaux permettant de déterminer T_f et K_f [2.1]

Le bon accord entre la réponse expérimentale et simulée à un échelon pour l'axe d'avance x (figure 2.2) permet de vérifier les paramètres T_f et K_f du modèle.

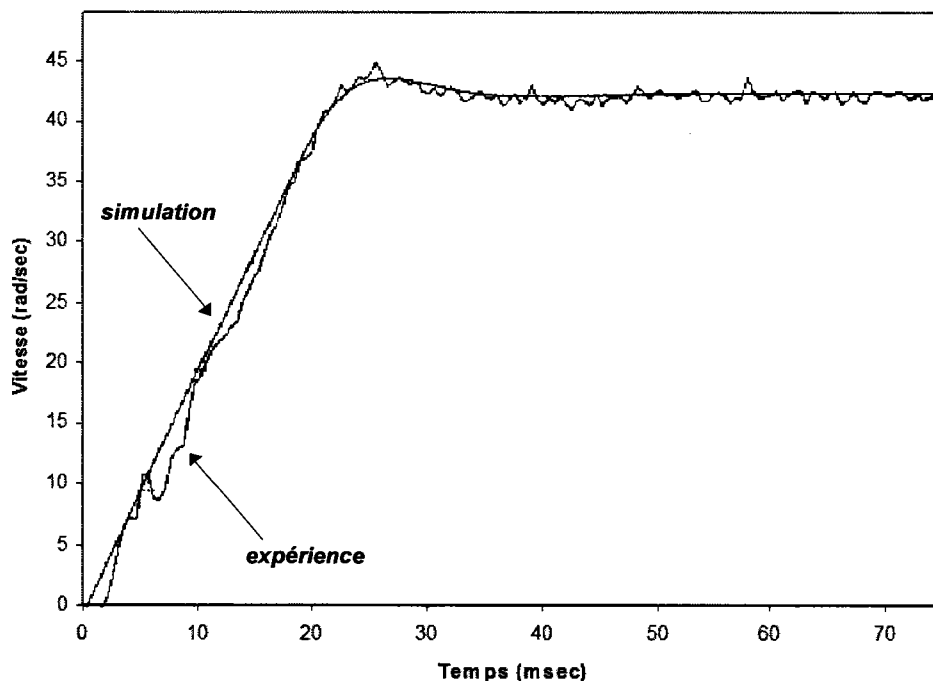


figure 2.2 : Comparaison entre la réponse expérimentale et simulée à un échelon de la boucle de contrôle en vitesse [2.1]

La fonction de transfert entre la vitesse angulaire d'avance Ω et la tension d'entrée de l'amplificateur v_i est de la forme :

$$\frac{\Omega(s)}{v_i(s)} = K \frac{(s + z_1)(s + z_2)}{(s + p_1)(s + p_2)(s + z_3)(s + z_4)(s + z_5)} \quad (2.5)$$

où z_1 à z_5 sont des réels et K , p_1 et p_2 des complexes.

Sur la figure 2.3, la fonction de réponse en fréquence de la boucle de vitesse est mesurée avec un analyseur de fréquence Bruel & Kjaer et comparée avec les résultats de relation linéaire entre le courant du moteur I et les efforts provoqués par le déplacement de la table lorsque le moteur est à l'arrêt.

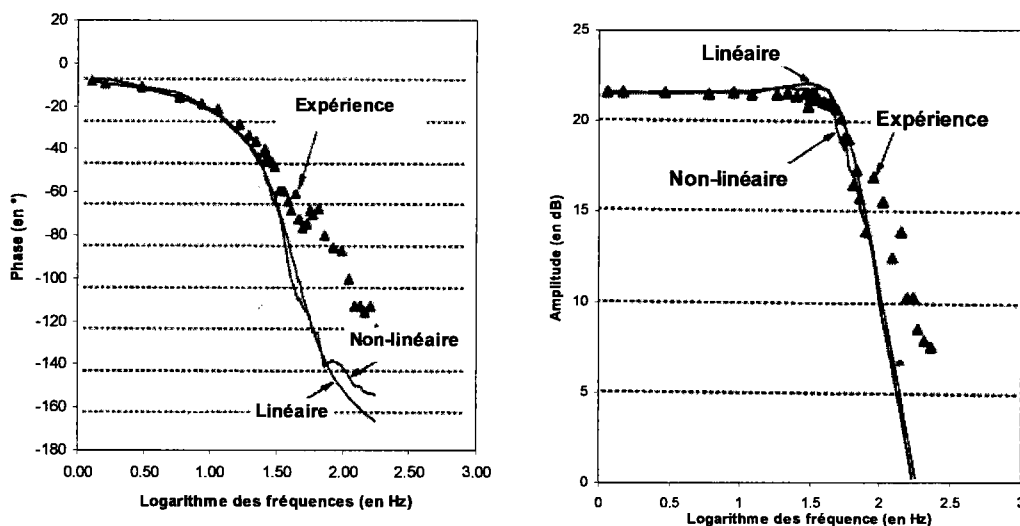


figure 2.3 : Fonction de transfert de la vitesse angulaire d'avance sur la tension v_i expérimentale et simulée de la boucle de rétroaction en vitesse [2.1]

On peut constater sur la figure 2.3 que le modèle de la fonction de transfert entre la vitesse angulaire d'avance et la tension d'entrée de l'amplificateur v_i est précis et qu'il peut être utilisé pour déterminer la fonction de transfert entre le courant du moteur d'avance I et les efforts de coupe F_c . Elle est représentée sur la bande de fréquence utile 0-120 Hz (figure 2.4).

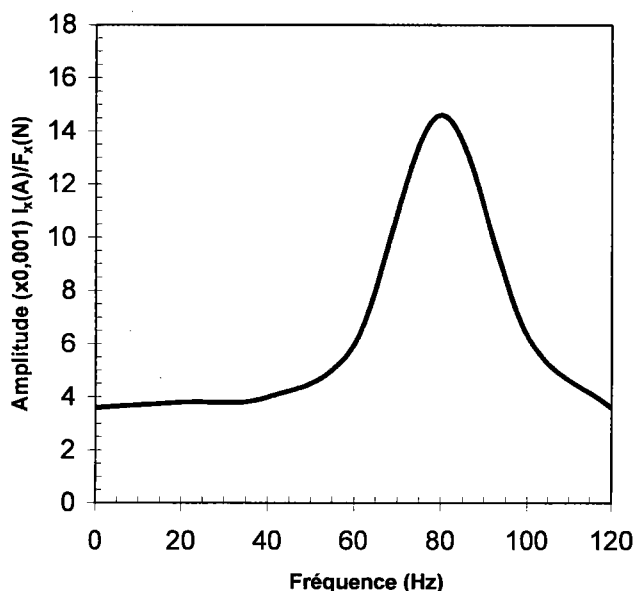


figure 2.4 : Fonction de transfert entre le courant du moteur d'avance et l'effort de coupe de la boucle de contrôle en courant de l'axe d'avance x [2.1]

Les mesures indirectes des efforts de coupe en utilisant les courants continus des moteurs d'avance sont comparées aux efforts mesurés avec une platine Kistler (figure 2.5), pour une opération de contournage à 45 ° dans l'aluminium avec un outil en acier rapide à 4 dents de diamètre 25,4 mm. Les conditions de coupe sont les suivantes : fréquence de rotation de la broche 269 tr/min, vitesse angulaire d'avance 2,27 rad/s, profondeur de passe de 7,62 mm et profondeur de passe radiale 12,7 mm

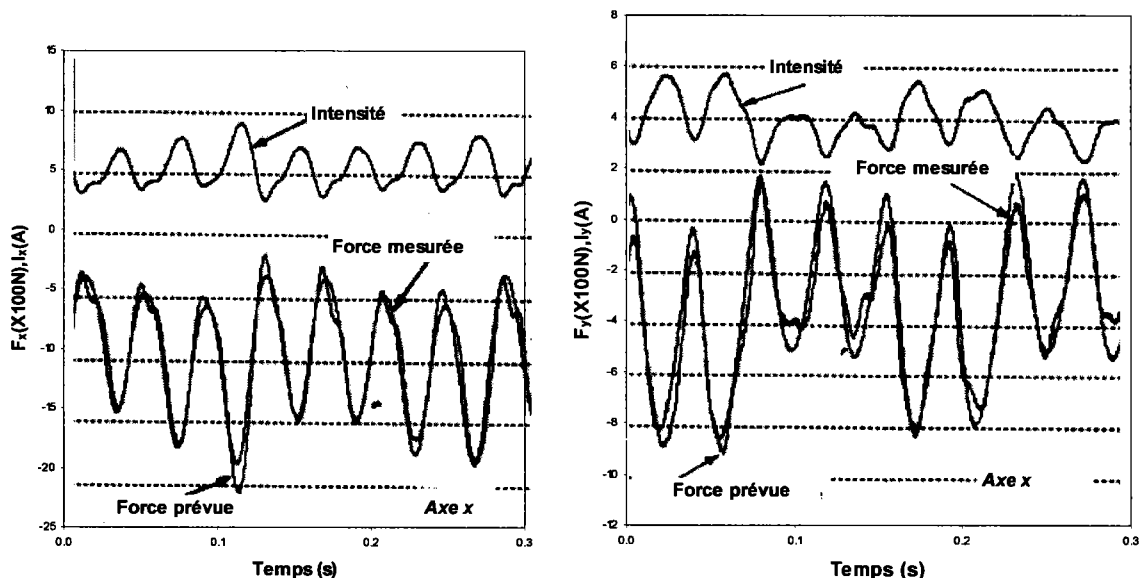


figure 2.5 : Comparaison entre les efforts de coupe mesurés et prédits [2.1]

Altintas [2.1] affirme que sa méthode est fiable pour des fréquences de passage de la dent comprises entre 0 et 20 Hz, qui est la bande passante du capteur de courant, ce qui semble être le cas à 18 Hz, aux vues de la comparaison entre les efforts de coupe prédits et mesurés (figure 2.5).

2.1.1.2. Utilisation du courant du moteur à courant alternatif de l'axe d'avance

Kim et Kim [2.2] ont appliqué la méthode développée par *Altintas* [2.1] aux moteurs à courant alternatif. Ils ont utilisé un centre d'usinage horizontal avec un microprocesseur à 32 bits équipant un système de commande numérique FANUC de type 15-M.

Pour cette machine, le coefficient d'amortissement visqueux B est considéré comme nul, ce qui transforme l'équation (2.1) en :

$$T_m = J_e \frac{d\Omega}{dt} + T_d \quad (2.6)$$

D'autre part, le couple moteur Tm est proportionnel au courant entrant dans le servo moteur. Dans le cas d'un moteur à courant alternatif synchrone à aimants permanents, les courants statoriques d'amplitude I_m et de pulsation ω_i sont contrôlés en phase :

$$I_u = I_m \cos(\omega_i t) \quad (2.7)$$

$$I_v = I_m \cos(\omega_i t + 2\pi/3) \quad (2.8)$$

$$I_w = I_m \cos(\omega_i t - 2\pi/3) \quad (2.9)$$

Les courants statoriques I_u et I_v , de phase u et v, peuvent être respectivement mesurés par une sonde à effet Hall. Le courant statorique peut être calculé à partir de la relation :

$$I_u + I_v + I_w = 0 \quad (2.10)$$

La position angulaire relative Θ_m entre l'axe du rotor q et la phase u du stator doit être mesurée pour calculer le couple moteur Tm :

$$Tm = K_t \cdot I_q \quad (2.11)$$

avec

$$\begin{bmatrix} I_d \\ I_q \end{bmatrix} = \sqrt{\frac{2}{3}} \begin{bmatrix} \sin(n_p \Theta_m) & \sin\left(n_p \Theta_m + \frac{2\pi}{3}\right) & \sin\left(n_p \Theta_m - \frac{2\pi}{3}\right) \\ \cos(n_p \Theta_m) & \cos\left(n_p \Theta_m + \frac{2\pi}{3}\right) & \cos\left(n_p \Theta_m - \frac{2\pi}{3}\right) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_u \\ I_v \\ I_w \end{bmatrix} \quad (2.12)$$

K_t est le couple constant, I_d et I_q sont respectivement les courants statoriques équivalents des axes d et q et n_p est le nombre de pôles magnétiques. I_d est maintenu à zéro dans le cas d'un moteur c.a. synchrone à aimants permanents.

Comme le coefficient d'amortissement visqueux B et le courant statorique I_d de l'axe d sont nuls, l'équation (2.3) est modifiée de la manière suivante :

$$T_m = K_t \cdot I_q = J_e \frac{d\Omega}{dt} + \text{sgn}(\Omega) \cdot T_f + K_f \cdot F_c \quad (2.13)$$

où T_f est le couple de frottement et K_f est le coefficient de transmission couple résistant/effort de coupe.

Afin d'identifier expérimentalement les valeurs de T_f et de K_f , une série de résultats expérimentaux permet d'établir des relations linéaires entre le courant I_q du stator selon l'axe q du rotor, et les efforts lorsque le moteur est à l'arrêt.

Pour l'axe x du système d'avance, la fonction de transfert linéaire entre la variation du courant équivalent i_q et de l'effort de coupe f_c qui est obtenue à partir du schéma bloc du système est en bon accord avec les mesures expérimentales dans la bande passante du système que l'on peut estimer à 62 Hz en exploitant les résultats présentés sur la figure 2.6.

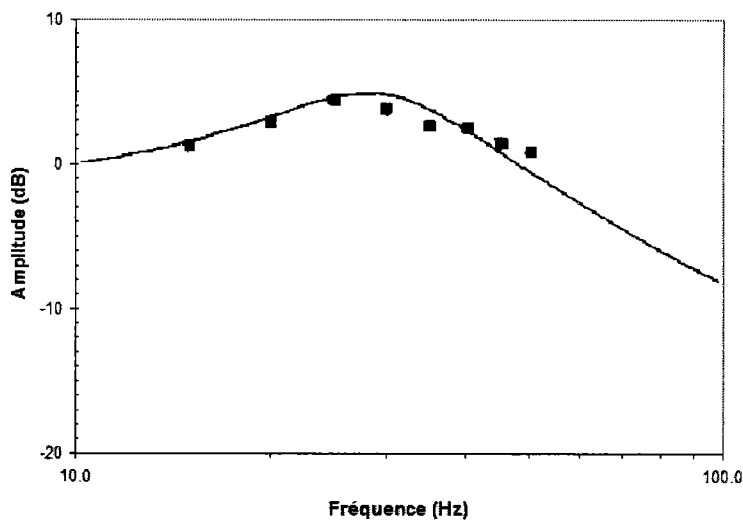


figure 2.6 : Comparaison entre la fonction de transfert expérimentale courant/efforts de coupe et l'expression analytique de cette même fonction $K_t i_q(s)/K_f f_c(s)$ [2.2]

Sur la figure 2.7, les mesures indirectes des efforts de coupe en utilisant les courants des moteurs d'avance sont comparées aux efforts mesurés avec une platine Kistler. Cet usinage est réalisé avec un outil à deux dents de diamètre 20mm. Les conditions de coupe choisies sont une profondeur de passe axiale de 4 mm pour une profondeur de passe radiale de 20 mm à une fréquence de rotation de 600 tr/min, soit 20 Hz, et une avance à la dent de 0,3 m/min.

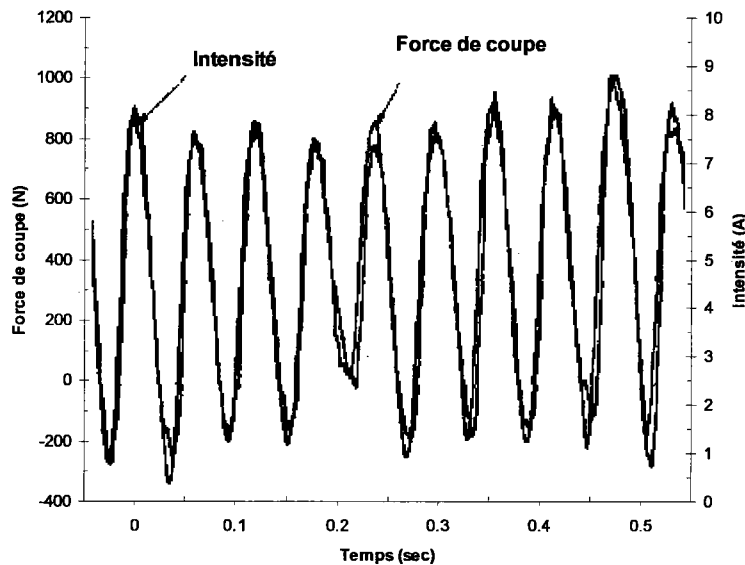


figure 2.7 : Comparaison entre les efforts de coupe mesurés avec une platine Kistler et les efforts obtenus en utilisant les mesures des courants du moteur de la broche [2.2]

Kim et Kim [2.2] concluent que cette méthode de mesure indirecte est fiable pour des fréquences de passage de la dent comprises entre 0 et 62 Hz, qui est la bande passante du capteur de courant, car l'erreur maximale par rapport à la mesure Kistler est de l'ordre de 100 N, ce qui représente 8 % d'erreur sur la mesure.

2.1.1.3. Utilisation du courant du moteur de l'axe d'avance en fonctionnement et de l'axe d'avance à l'arrêt

L'originalité de l'étude de **Jeong et Cho** [2.3] porte sur l'utilisation du courant du moteur de l'axe d'avance à l'arrêt pour déterminer l'effort de coupe selon l'axe perpendiculaire à la direction d'avance. En effet, aucune recherche n'avait porté sur l'utilisation de ce courant pour estimer l'effort de coupe dans la direction perpendiculaire à l'avance à cause du comportement indésirable du courant du moteur à l'arrêt. Il a pour effet de faire osciller le moteur en réponse à la consigne donnée au moteur de rester à l'arrêt malgré les perturbations des efforts de coupe. **Jeong et Cho** [2.3] utilisent toujours le courant du moteur de l'axe d'avance en fonctionnement pour déterminer l'effort de coupe selon la direction d'avance, comme **Altintas** [2.1] et **Kim et Kim** [2.2], mais ils ont choisis un capteur de courant de bande passante plus élevée qui atteint 130 Hz. Une modélisation de la dynamique du moteur est utilisée pour déterminer une relation entre l'effort de coupe, le courant d'alimentation et l'angle de rotation du moteur. La boucle de contrôle en position est de type contrôle proportionnel, alors que les boucles de contrôle de la vitesse et du courant utilisent un

contrôleur proportionnel intégral. La fonction de transfert du système s'écrit avec les notations courantes sous la forme :

$$\theta = \frac{K}{s H(s) + K} \theta_{cmd} - \frac{s R(s)}{s H(s) + K} T_d \quad (2.14)$$

Comme les moteurs du centre d'usinage sont à courant alternatif, les équations (2.6) à (2.13) sont valables pour l'étude de ces moteurs. *Jeong et Cho* [2.3] ont respecté le protocole expérimental décrit sur la figure 2.8 pour recueillir le courant de l'axe en rotation et celui de l'axe à l'arrêt, les efforts de coupe et l'angle de rotation du moteur, qui sont nécessaires à l'établissement de la fonction de transfert entre le courant I_q et les efforts de coupe.

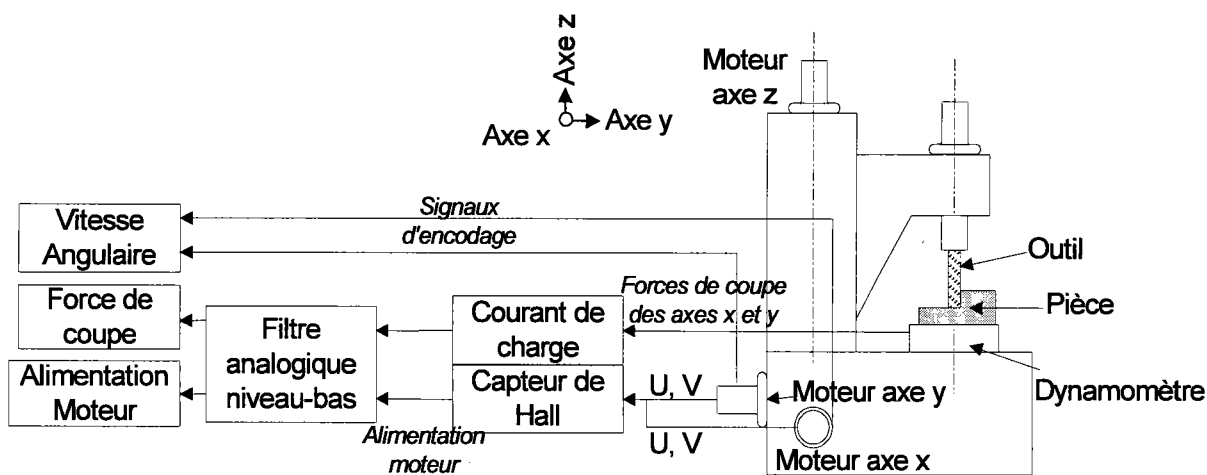


figure 2.8 : Dispositif expérimental permettant l'établissement de la relation entre le courant et les efforts de coupe [2.3]

Les moteurs d'avance sont à aimants permanents. La position angulaire du rotor est mesurée par l'encodeur à raison de 10 000 impulsions par tour. Le courant du moteur d'avance en rotation I_q est influencé par l'inertie du rotor, le frottement du moteur et l'effort de coupe (équation 2.13). Les effets inertiels sont proportionnels à l'accélération du moteur. Ainsi, l'effet peut être estimé en multipliant le coefficient d'inertie de l'axe d'avance J_e par l'accélération. Ici, l'accélération est calculée à partir des mesures réalisées sur l'encodeur au moment où l'axe se met en mouvement, mais en dehors de l'usinage. Le coefficient inertiel J_e est la pente de la droite de l'accélération calculée en fonction du courant du moteur mesuré, alors que l'ordonnée à l'origine de cette même droite correspond au frottement lors de l'accélération.

Le couple de frottement T_f est modélisé dans le but d'estimer son effet selon différentes conditions d'usinage. Le frottement sera considéré comme fonction de l'avance uniquement, alors que les influences de la position et de la température sont ignorées. Les mesures du courant et de la vitesse de déplacement de l'axe sont réalisées en dehors de l'usinage. Les signaux ont été échantillonnés à 1000 Hz et filtrés en utilisant des filtres passe bas analogiques, avec une fréquence de coupure de 20 Hz, pour retirer les bruits. Pour une vitesse d'avance inférieure à 300 mm/min, la relation entre le courant et la vitesse est modélisée par un polynôme du second degré alors qu'une équation linéaire est utilisée pour les avances supérieures à 300 mm/min.

Le courant et les efforts de coupe sont mesurés entre 10 et 200 Hz, avec un pas de 5 Hz, pour déterminer la bande passante du capteur de courant. Il n'est pas possible d'estimer des efforts de coupe à des fréquences de passage de la dent supérieure à 130 Hz, du fait de la présence du bruit. Par conséquent, la bande passante du capteur de courant s'élève à 130 Hz. L'amplitude de la fonction de transfert entre le courant et l'effort de coupe est représentée sur la figure 2.9.

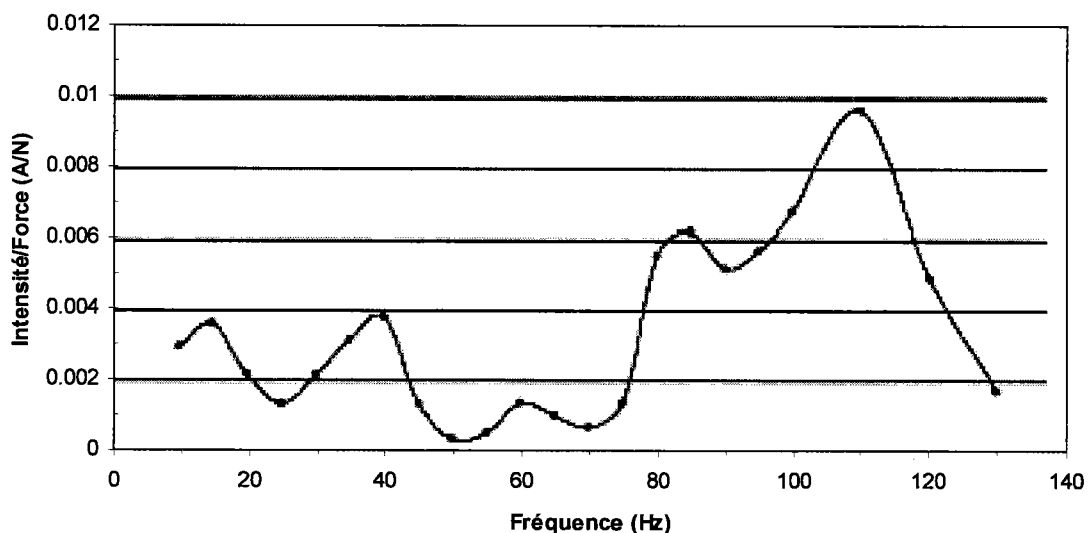


figure 2.9 : Fonction de transfert entre le courant et l'effort de coupe [2.3]

Le courant est caractérisé par les efforts de coupe et des frottements de type stick-slip qui sont importants mais instables [2.4, 2.5]. Par conséquent, le comportement du moteur d'avance à l'arrêt est très différent de celui du moteur en rotation.

Les modèles de courant du moteur à l'arrêt ont été classés en fonction de leur niveau moyen, ou statique, et de leur comportement dynamique. Les effets à long terme sont reflétés dans les niveaux moyens des courants et les effets à court terme sont décrits par le comportement dynamique.

Le niveau de courant statique lors d'un usinage à efforts de coupe constants est déterminé en effectuant la différence entre le niveau moyen de courant avant la coupe et celui durant la coupe. Il y a deux types de modèles de comportement dynamique du courant du moteur d'avance à l'arrêt (figure 2.10).

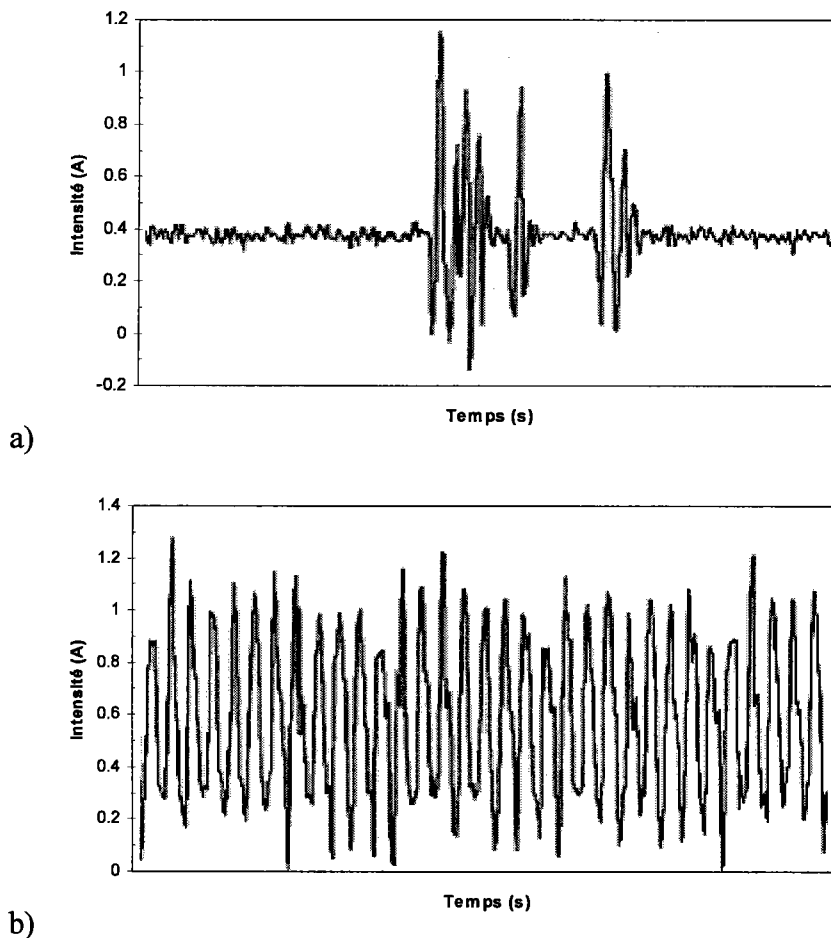


figure 2.10 : Comportement dynamique du courant du moteur d'avance à l'arrêt pendant l'usinage a) comportement similaire aux efforts de coupe, b) sauts de courant intermittents [2.3]

La figure 2.10 (a) représente un comportement du courant similaire au comportement des efforts de coupe, où une rotation de 0.0001 tour est générée brusquement et la figure 2.10 (b) présente un comportement avec des sauts de courant de manière intermittente, où le moteur tourne périodiquement de 0.0001 tour. Sur ces figures, le signal de courant est moyenné sur chaque période de passage d'une dent pour éliminer le comportement dynamique de ce courant, alors qu'il doit être considéré comme une réponse aux efforts de coupe afin d'estimer précisément les efforts de coupe instantanés, similaires au courant du moteur d'avance en rotation.

Lorsqu'un moteur d'avance maintenu à l'arrêt est mis en rotation par des perturbations comme les efforts de coupe, le moteur est ramené à sa position initiale par un incrément de couple moteur. Ce couple plus important est maintenu jusqu'à ce qu'une nouvelle rotation s'opère. Par conséquent, la variation de couple peut être estimée en effectuant la somme des rotations du moteur. On déduit de la relation linéaire entre le courant du moteur et le couple que la variation de courant est reliée aux rotations accumulées du moteur. Cette relation peut être obtenue à partir des relations (2.13) et (2.14) quand la position de commande (θ_{cmd}) est nulle et lorsque les effets de l'inertie sont ignorés.

$$\theta = -\frac{s R(s)}{s H(s) + K} T_d \tag{2.15}$$

$$\frac{\theta}{s} = -\frac{R(s)}{s H(s) + K} T_m = -\frac{R(s)}{s H(s) + K} K_t I_q \tag{2.16}$$

La figure 2.11 montre la relation entre le courant du moteur à l'arrêt et l'accumulation des impulsions pour des efforts de coupe de même amplitude (750 N) et pour des fréquences de passage de la dent différentes.

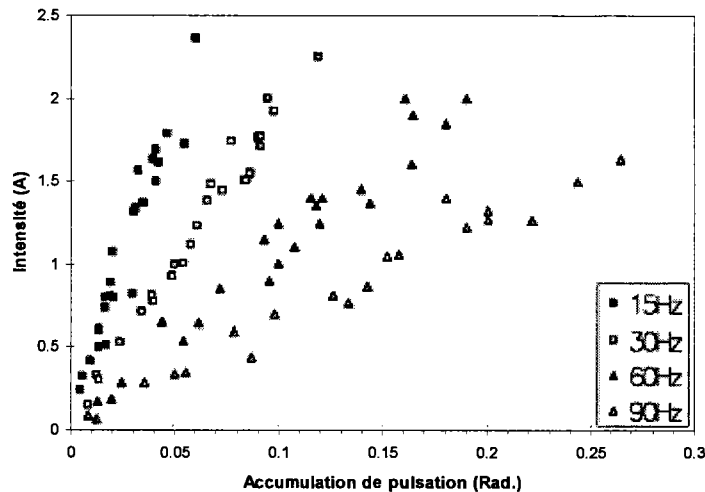


figure 2.11 : Comparaison entre le courant du moteur d'avance à l'arrêt et l'accumulation des impulsions de l'encodeur du moteur pour des efforts de coupe de même amplitude (750 N) [2.3]

Le courant du moteur d'avance à l'arrêt est linéaire par rapport à l'accumulation des impulsions de l'encodeur mais ses caractéristiques dépendent également de la fréquence de passage de la dent.

Comme le courant du moteur d'avance à l'arrêt reflète à la fois l'effort de coupe et le frottement stick-slip, l'effort de coupe peut être estimé si on émet l'hypothèse que le

frottement stick–slip a une influence constante. Le courant est mesuré pour différentes amplitudes et différentes fréquences de passage de la dent pour déterminer la relation entre l'effort de coupe et le courant. Les résultats sont montrés sur la figure 2.12 pour une fréquence de passage de la dent de 30 Hz.

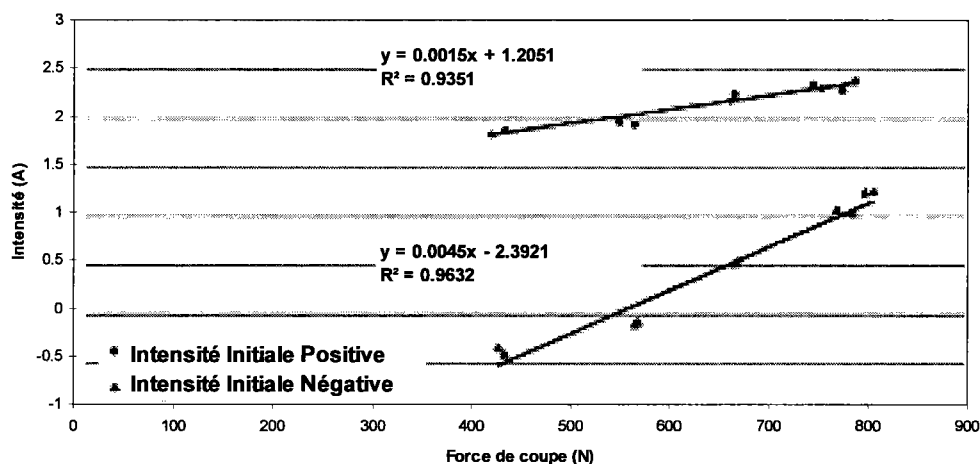


figure 2.12 : Comparaison entre le courant du moteur d'avance à l'arrêt et l'effort de coupe pour une fréquence de passage de la dent de 30 Hz [2.3]

Sur la figure 2.12, les erreurs dans l'estimation des efforts de coupe obtenues en utilisant le courant du moteur d'avance à l'arrêt sont inférieures à 100 N. Ces erreurs peuvent provenir d'une incapacité à détecter des rotations infinitésimales, dues à la faible résolution de l'encodeur et au frottement stick–slip à différents états de contact.

Jeong et Cho [2.3] ont montré que des mesures indirectes d'efforts de coupe peuvent être obtenues en utilisant un capteur de courant dont la bande passante est 130 Hz. Alors que le courant du moteur d'avance en rotation est utilisé pour mesurer les efforts de coupe selon la direction d'avance, comme dans les travaux précédents [2.1, 2.2], l'effort de coupe normal à la surface usinée est estimé en utilisant le courant du moteur d'avance à l'arrêt.

En conclusion, les méthodes de mesures des efforts de coupe basées sur l'analyse des courants des servomoteurs sont très limitées du point de vue de la bande passante de chacune d'elles, la plus élevée étant 130 Hz. Le paragraphe suivant présente la mesure d'efforts obtenue en multipliant la vibration en bout d'outil mesurée à l'aide d'un accéléromètre embarqué par des coefficients de raideur en bout d'outil qu'il détermine.

2.1.2. Outil de coupe instrumenté

Spiewak [2.6] a conçu un outil de fraisage instrumenté à l'aide d'un accéléromètre à trois composantes qui est utilisé comme capteur des efforts de coupe. **Spiewak** [2.7] a développé ce

capteur initialement pour mesurer les vibrations de l'outil au cours de l'usinage (figure 2.13). L'outil à plaquettes amovibles, de référence Ingersoll MAX-IPEX 6x2k, possède 8 dents et un diamètre de 4 pouces.

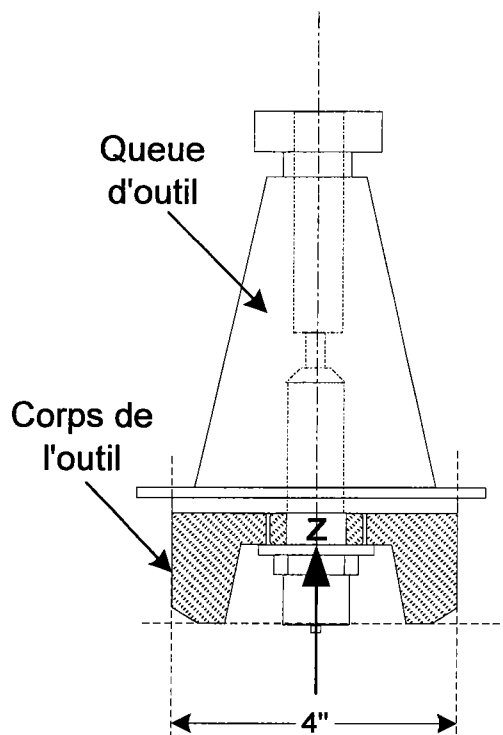


figure 2.13 : Schéma de l'outil de coupe instrumenté [6,7]

Les signaux mesurés sont transportés du système de coordonnées tournant associé au rotor au système stationnaire de référence de la machine outil. Les accélérations obtenues dans le système stationnaire sont intégrées deux fois afin d'obtenir l'erreur de position instantanée du centre de l'outil. Le détail de ces calculs est présenté au paragraphe 4.1.1.

En plus de cette première application, l'Outil de Coupe Instrumenté (OCI) peut être utilisé pour mesurer les efforts de coupe. En effet, dans des conditions statiques et quasi-statiques, les efforts agissant sur le système rotor-outil peuvent être obtenus en multipliant les déflexions de l'outil par les coefficients de raideur appropriés. L'influence des forces inertielles et dissipatives, qui sont dues à la masse du rotor et à l'amortissement visqueux, doit être prise en compte dans le cadre de la mesure dynamique des efforts.

Pour illustrer cette méthode de mesure indirecte des efforts de coupe, la force excitatrice et les déplacements bruts et corrigés mesurés pour une broche à l'arrêt sont représentés sur la figure 2.14. La force quasi sinusoïdale de fréquence 220 Hz est appliquée par un pot vibrant hydraulique. Le déplacement brut est obtenu par double intégration de l'accélération mesurée par l'OCI dans la direction d'application de la force. Enfin, le déplacement corrigé est obtenu

à partir du signal brut en atténuant l'influence de la résonance à 1100 Hz qui est due au mouvement de corps rigide du rotor.

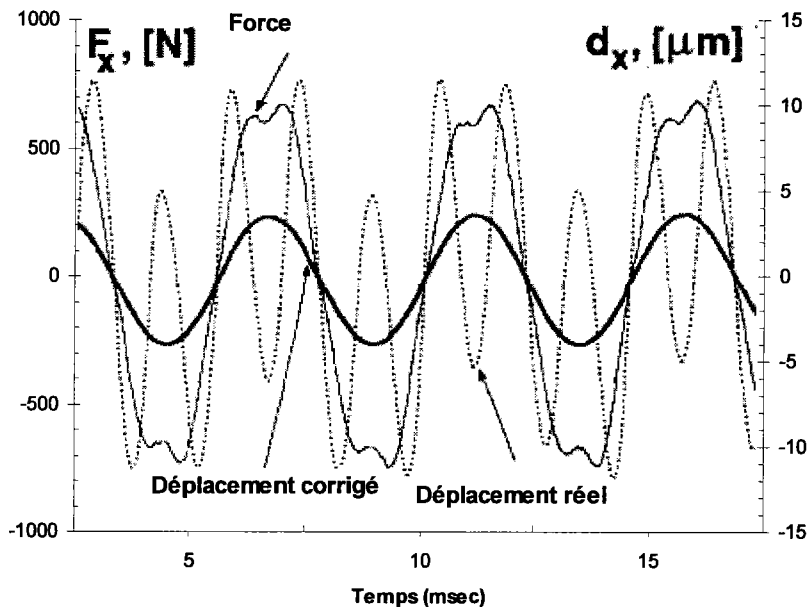


figure 2.14 : Déplacements obtenus à partir des accélérations mesurées par l'OCI en réponse à une force quasi sinusoïdale [2.6]

Le déplacement corrigé peut être considéré comme proportionnel à la force malgré un léger retard de phase par rapport à la force excitatrice. La raideur du rotor, obtenue en effectuant le rapport entre l'effort imposé et le déplacement mesuré, a pour valeur $k = 187.5 \text{ N}/\mu\text{m}$.

Spiewak [2.6] souligne que le succès de l'utilisation des capteurs dits naturels s'articule autour de leur capacité à reconnaître et à atténuer automatiquement les distorsions provenant de l'environnement de travail. Dans le cas de l'OCI, des filtres auto-adaptatifs sont utilisés pour déterminer instantanément les propriétés dynamiques du capteur à partir de la connaissance de sa structure physique, du modèle identifié du signal de sortie du capteur, de la connaissance de l'opération d'usinage et de la dynamique de la machine outil. La figure 2.15 présente le schéma bloc d'un filtre auto-adaptatif.

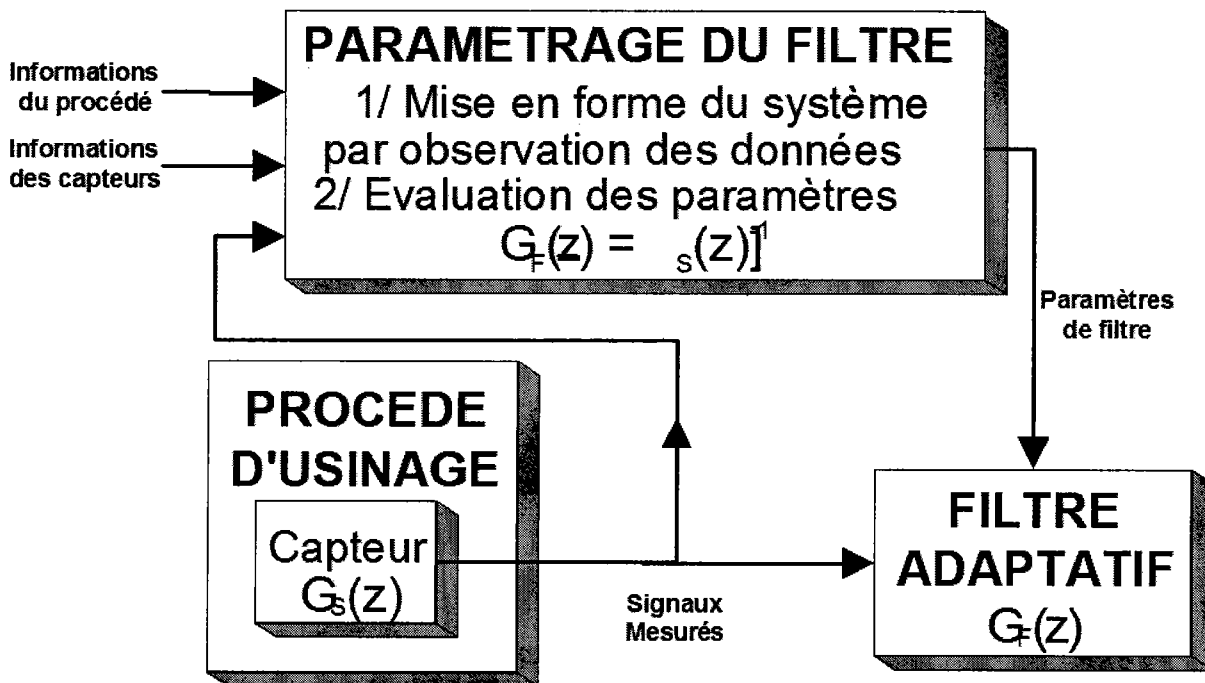


figure 2.15 : Schéma bloc d'un filtre auto-adaptatif [2.6]

Dans le cas du fraisage à grande vitesse, les distorsions à prendre en compte lors de la conception des systèmes auto-adaptatifs de mesures proviennent des modes de vibration flexible et des forces inertielles et visqueuses associées au mouvement de corps rigide du rotor.

En général, des vibrations importantes liées aux modes flexibles apparaissent lorsque les fréquences des harmoniques des forces d'excitations, ici les efforts de coupe, coïncident avec les fréquences des modes du rotor. En dehors de ce cas, l'influence des modes de flexion du rotor et plus généralement le comportement dynamique de l'ensemble des éléments de la fraiseuse sur la mesure des déplacements est souvent négligeable selon *Spiewak* [2.6]. L'initiation des vibrations, par exemple lors du passage des vitesses critiques du rotor, est détectée au niveau des accélérations de l'outil. Le modèle Auto Régressif à Moyennes Mobiles (ARIMA) constitue le bloc «paramétrage du filtre» de la figure 2.15. Dès la détection de vibrations associées à un mode flexible particulier, la fréquence naturelle et le coefficient d'amortissement de ce mode sont estimés. Le programme de filtre adaptatif est modifié, pour inclure un filtre à sillon permettant d'atténuer l'influence de ce mode.

Le mouvement de corps rigide est plus complexe à compenser. Intuitivement, l'influence de ce mouvement a pour origine l'inertie du rotor et les amortissements visqueux des paliers. Le procédé de coupe introduit en plus son propre amortissement. Contrairement aux vibrations en mode flexible, le mouvement de corps rigide affecte les mesures de l'OCI de manière

continue et dans une large gamme de fréquence, ce qui a pour conséquence de rendre difficile l'utilisation de filtres à sillon.

Pour trouver le paramétrage optimal du filtre auto-adaptatif, le comportement dynamique de l'ensemble tournant est estimé en cours d'usinage. Cette estimation est délicate car elle est basée uniquement sur les réponses du système étudié, qui sont ici les accélérations du rotor. Cette difficulté est contournée en utilisant une modélisation du rotor dont les résultats sont intégrés au filtre.

Les performances du capteur 'naturel' proposé sont illustrées en appliquant une force périodique au moyen de l'excitateur EA 1500 par l'intermédiaire d'une cellule de force Kistler à l'outil. Elle est également reconstruite à partir des accélérations mesurées pendant la rotation de la broche. Une faible inertie du rotor de par l'utilisation de roulements pré-chargés à contact angulaire (Barden, type 110H) permet une transmission de la force de l'excitateur stationnaire à la broche en rotation. Pour la clarté de la figure 2.16, nous représentons la force et une seule composante de l'accélération du rotor, mesurée dans le système tournant lié au rotor.

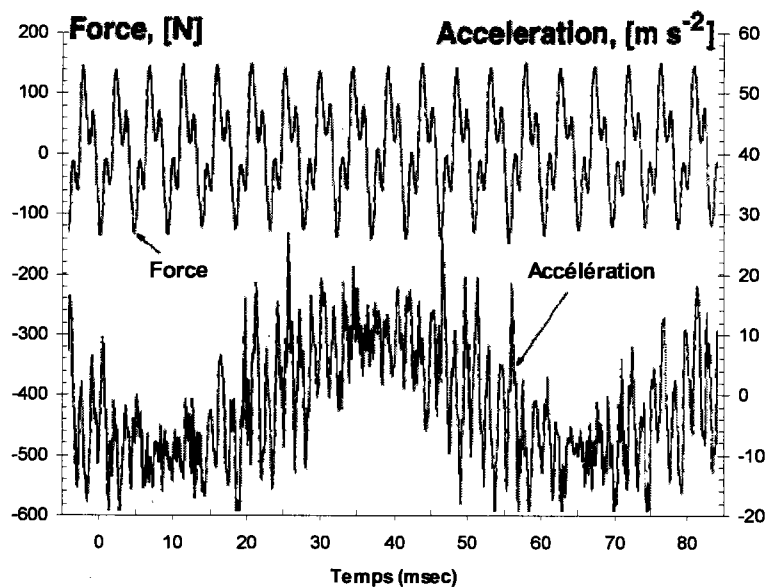


figure 2.16 : Force excitant le rotor dans la direction X et accélération résultante du rotor dans le repère tournant lié à l'arbre [2.6]

Il est difficile de remarquer une corrélation entre ces deux signaux car le signal de l'accélération est distordu par les modes de flexion du rotor excité et par la rotation de l'arbre dans le repère de la machine outil. Ce n'est plus le cas si l'on transfère les mesures de l'accélération du rotor dans le repère de la machine outil (figure 2.17).

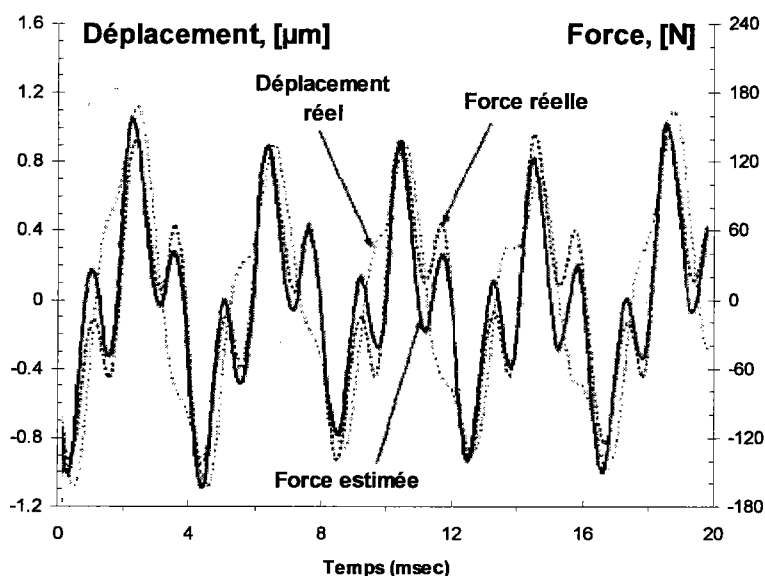


figure 2.17 : Force excitatrice périodique, déplacement du rotor dans le repère machine et force estimée [2.6]

On peut constater que la force estimée en appliquant le filtre auto-adaptatif est en bon accord avec la force excitatrice.

Spiewak [2.6] conclut que l'OCI peut être utilisé pour mesurer les efforts dynamiques de coupe et que l'utilisation d'accéléromètres permet de conférer à cette méthode de mesure la caractéristique d'augmenter sa précision lors de l'augmentation de la fréquence d'excitation. Il rappelle en effet que pour une vibration sinusoïdale d'amplitude constante, l'amplitude de l'accélération est proportionnelle au carré de la fréquence. Pour trouver le paramétrage optimal du filtre auto-adaptatif, le comportement dynamique de l'ensemble tournant est estimé en cours d'usinage à partir d'une modélisation du rotor dont les résultats sont intégrés au filtre. Néanmoins, des non linéarités au niveau des paliers peuvent rendre la modélisation peu fiable, et ainsi mettre en défaut cette méthode de mesure des efforts de coupe. Elle nécessite, de plus, d'instrumenter l'outil et d'embarquer un système de mesure de l'accélération. La méthode ne semble pas adaptée au fraisage à grande vitesse à cause du risque de centrifugation de l'accéléromètre.

Les méthodes de mesure directes des efforts de coupe vont maintenant être abordées. Elles s'effectuent en insérant entre la pièce à usiner et la table de la machine outil une platine dynamométrique où la mesure d'effort est effectuée par des jauges de déformation [2.8] ou des capteurs piézoélectriques [2.13 à 2.17]. Elles sont le plus couramment utilisées même si

elles possèdent deux défauts majeurs. Tout d'abord, les pièces à usiner sont directement fixées sur la table de la platine, ce qui limite leur dimension. D'autre part, la platine joue le rôle de pièce intermédiaire entre la table et la pièce, ce qui peut modifier fortement la mesure. La présentation des mesures directe des efforts de coupe fait l'objet des deux prochains paragraphes.

2.1.3. Mesure des efforts basée sur des jauges de déformation

Korkut [2.8] a développé un dynamomètre basé sur des jauges de déformation, capable de mesurer les trois composantes d'effort en cours d'usinage : les efforts de coupe primaire F_s , les efforts d'avance F_v et les efforts radiaux ou de poussée F_r . Le dynamomètre est composé de quatre anneaux octogonaux, représentés sur la figure 2.18.

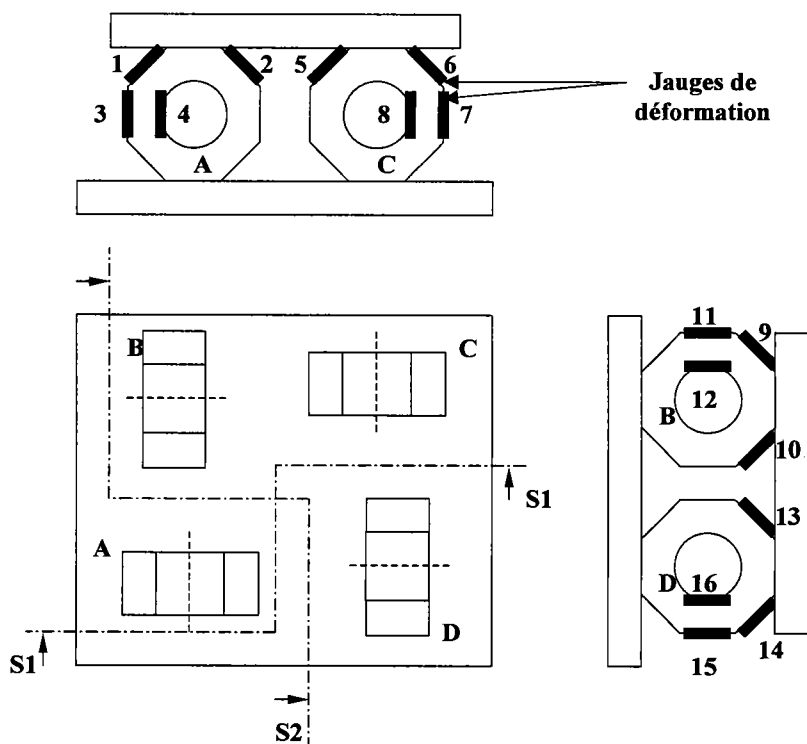


figure 2.18 : Implantation des anneaux octogonaux [2.8]

Les jauges de déformations sont collées sur chaque anneau et connectées à des ponts extensométriques. Lors de la conception du dynamomètre, les facteurs sensibilité, rigidité, précision et facilité de calibration ont été pris en compte. Les quatre anneaux sont vissés entre deux plaques formant la partie inférieure et supérieure du capteur. L'effort d'avance F_v et l'effort radial F_r peuvent être mesurés simultanément pendant l'usinage par l'intermédiaire de 16 jauges de déformation collées sur les anneaux. Les anneaux sont dimensionnés pour une force maximale de 4500 N, ce qui aboutit à une largeur d'anneau de 32 mm, un rayon de 20

mm et une épaisseur de 5 mm dans de l'acier AISI 1040. La première fréquence propre du dynamomètre doit être beaucoup plus élevée que la fréquence de passage de la dent en fraisage, pour que la vibration du capteur ne modifie pas le signal mesuré. Si l'on considère que le dynamomètre est une petite masse supportée par des anneaux, sa première fréquence propre a pour valeur 192,2 Hz.

La bande passante du dynamomètre développé par *Korkut* [2.8] est trop faible pour être utilisable dans le cadre du fraisage à grande vitesse. L'intégration de capteurs piézo-électriques dans la conception de platines dynamométriques, que nous développons dans le paragraphe suivant, permet d'obtenir un moyen de mesure des efforts dont la bande passante est beaucoup plus élevée.

2.1.4. Platines dynamométriques à capteurs piézoélectriques

Les dynamomètres à capteurs piézo-électriques sont les plus fréquemment utilisés pour mesurer les efforts de coupe en fraisage. Ce paragraphe présente tout d'abord le principe de la mesure, puis expose les limites de ces capteurs. Nous allons ensuite décrire en détail la méthode de compensation accélérométrique car nous comparons cette méthode à notre méthode de mesure des efforts de coupe en utilisant les PMA.

2.1.4.1. Principe de la mesure

Un capteur de force piézoélectrique est composé de deux paires de quartz sensibles au cisaillement pour la mesure des efforts radiaux F_x et F_y et d'une paire de quartz sensibles à la pression pour mesurer l'effort axial F_z , dont l'empilement est présenté sur la figure 2.19.a. L'anisotropie du quartz est utilisée pour obtenir soit un quartz sensible au cisaillement, soit un quartz sensible à la pression en fonction du plan cristallographique choisi pour la découpe du quartz. Les trois paires de quartz sont intégrées dans un boîtier qui forme le capteur piézoélectrique à trois composantes d'effort (figure 2.19.b).

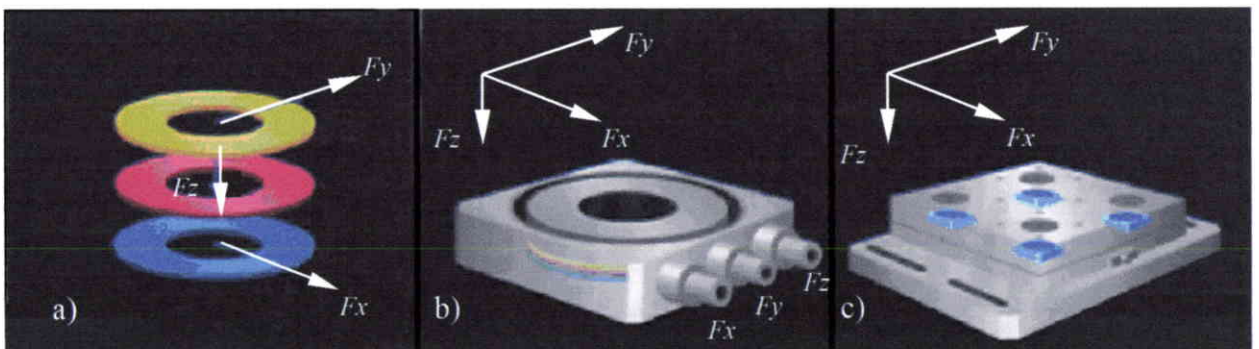


figure 2.19 : Dynamomètre Kistler 9225B, a) trois paires de quartz, b) capteur piézoélectrique à trois composantes, c) implantation des capteurs [2.9]

Le dynamomètre Kistler 9225B (figure 2.19.c) se compose de quatre capteurs de forces à trois composantes montés sous précontraintes élevées entre une plaque de base et une plaque de recouvrement. Les signaux recueillis au niveau des quatre capteurs sont des charges électriques qui sont ensuite transformées en tensions au moyen d'un amplificateur de charge. La précision de la mesure représente 0,5 % de la plage de mesure choisie au niveau de l'amplificateur de charge qui est habituellement ± 2000 N, soit une précision de ± 20 N. Ce dynamomètre est un système très rigide qui possède une fréquence propre élevée d'environ 3 kHz si la platine est isolée. Cependant, cette fréquence propre diminue lors du montage de la platine sur la table de la machine outil ainsi que lors du montage de la pièce sur la platine, pour se situer aux environs de 1,9 kHz, comme le montre la figure 2.20.

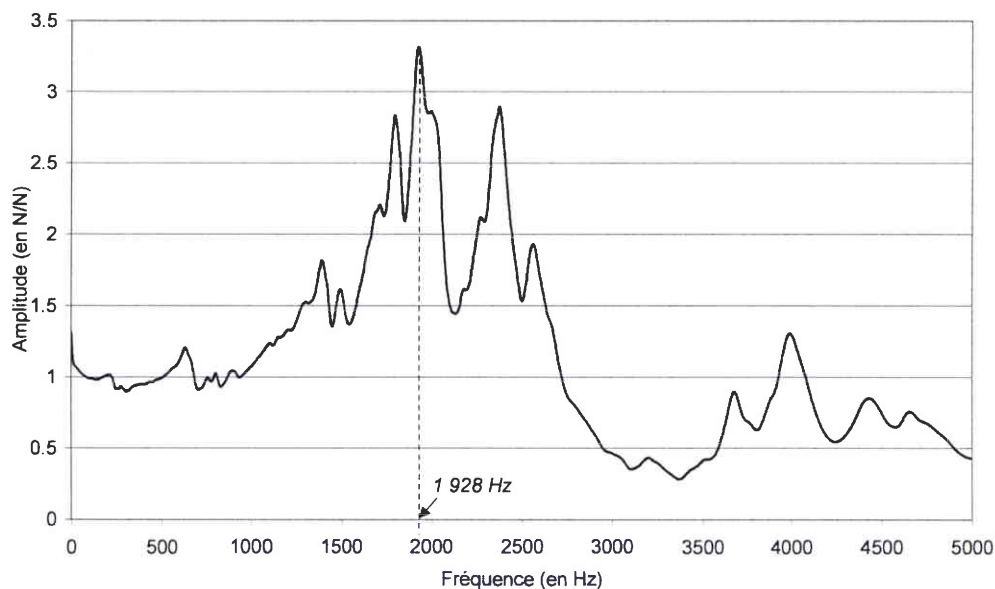


figure 2.20 : FDT de l'effort délivré par la platine Kistler 9225B en fonction de l'effort appliqué par le marteau d'impact

Le comportement dynamique de la platine et des éléments de bridage de la pièce introduit de plus des distorsions au niveau des signaux mesurés. Cette platine nous a permis de valider notre méthode de mesure d'efforts pour des vitesses de rotations de la broche inférieures à 10000 tr/min.

2.1.4.2. Limites des capteurs piézoélectriques pour la mesure d'efforts en UGV

Lors de l'utilisation de platines à capteurs piézoélectriques, deux phénomènes perturbent la mesure d'efforts (figure 2.21).

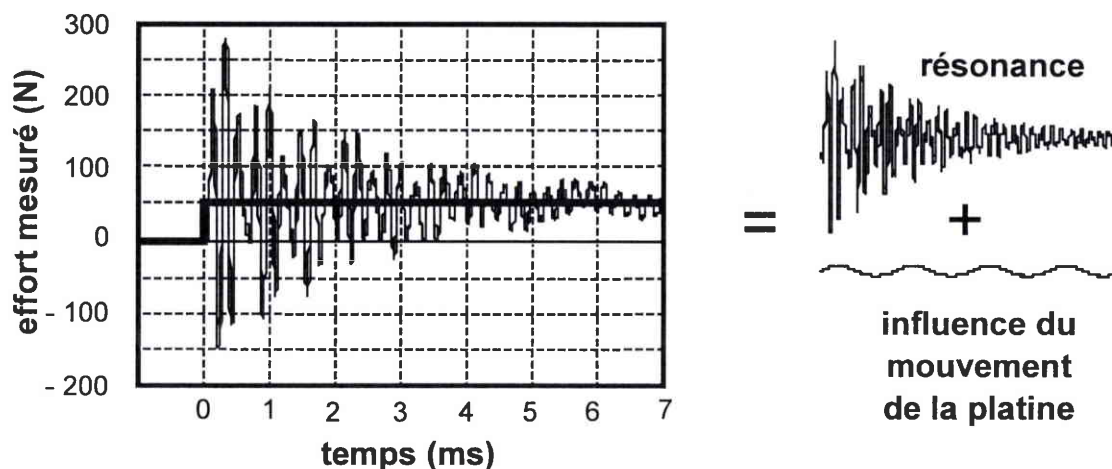


figure 2.21 : Réponse du dynamomètre à une excitation échelon [2.10]

La première résonance provient de la partie supérieure du dynamomètre, qui est en équilibre sur les capteurs piézoélectriques. Ces capteurs peuvent être modélisés par des ressorts élastiques avec un amortissement visqueux. Cette résonance n'apparaît que si le spectre des forces appliquées contient suffisamment de hautes fréquences, ce qui est le cas en usinage à grande vitesse. Le deuxième phénomène trouve son origine dans la modification de la réponse des capteurs due aux mouvements de la plaque inférieure, quelle que soit la fréquence d'excitation. Ces perturbations sont difficiles à détecter car leurs fréquences caractéristiques sont proches de celles excitées par l'usinage.

Les études concernant la compensation des erreurs de mesure peuvent être séparées en deux classes. La première rassemble les méthodes basées sur la compensation des effets inertiels et d'amortissement, en les estimant à partir de mesures d'accélération et en calculant au préalable les matrices de masse, de raideur et d'amortissement (*Tlustý et al.* [2.11], *Ahn et al.* [2.12], *Gygax* [2.13]). La variation de ces paramètres au cours de l'usinage rend la calibration de la méthode de compensation très délicate. Dans la seconde classe, les méthodes de compensation sont réalisées au moyen de filtres adaptatifs à dynamique rapide (*Spiewak et Di corpo* [2.14]). Elles autorisent une adaptation à l'évolution des caractéristiques mécaniques de la machine outil au cours de l'usinage. Cependant, elles nécessitent une modélisation de l'ensemble des pièces mécaniques (machine outil, pièce, outil et dynamomètre) pouvant vibrer et fausser la mesure d'effort.

La méthode de compensation accélérométrique développée par *Lapujoulade et al.* [2.10, 2.15] puis modifiée par *Tounsi et Otho* [2.17, 2.18] se situe entre ces deux classes de méthode. Elle est basée sur des mesures d'accélération et s'appuie également sur la modélisation de la partie supérieure du dynamomètre. Elle ne nécessite donc pas la

connaissance de tous les paramètres du modèle avant de réaliser les usinages. Nous présentons dans le paragraphe suivant cette méthode de compensation très utilisée pour la mesure des efforts de coupe en fraisage à grande vitesse.

2.1.4.3. La compensation accélérométrique

La compensation accélérométrique développée par *Lapujoulade et al.* [2.10, 2.15] consiste à éliminer les perturbations dues aux forces inertielles en déterminant leurs valeurs grâce à la mesure des accélérations de l'ensemble supérieur du dynamomètre. La plaque supérieure du dynamomètre, le dispositif de fixation de la pièce, ainsi que la pièce elle-même forment un ensemble, considéré comme un solide indéformable qui repose sur les quatre capteurs d'efforts tridimensionnels du dynamomètre. Cet ensemble est soumis d'une part aux efforts d'excitation subis par la pièce lors de l'usinage et d'autre part aux efforts exercés par les capteurs piézoélectriques en réaction aux efforts appliqués par l'outil à la pièce (figure 2.22).

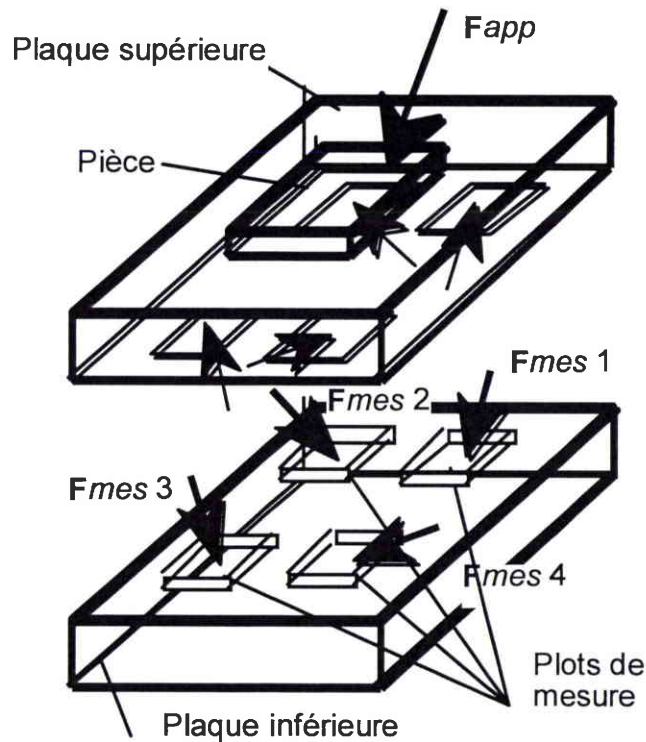


figure 2.22 : Modèle mécanique d'un dynamomètre à quatre capteurs piézoélectriques [2.15]

La méthode de compensation accélérométrique s'appuie sur les hypothèses suivantes :

- les capteurs n'exercent pas de moments sur la plaque supérieure,
- les trois valeurs mesurées grâce à chacun des capteurs correspondent exactement aux trois composantes de chacune des forces exercées par les capteurs sur la plaque supérieure,

- la plaque supérieure est indéformable.

On peut écrire une des équations d'équilibre de ce solide de matrice de masse $[M]$ sous la forme :

$$[M] \vec{d}_G + \sum_{j=1}^4 \vec{f}_{mes_j} = \vec{f}_{coupe} \quad (2.17)$$

avec les efforts de coupe exercés sur la pièce $\vec{f}_{coupe} = [f_x, f_y, f_z]$, les efforts mesurés par chaque capteur tridimensionnel $\vec{f}_{mes} = [f_{mesx,j}, f_{mesy,j}, f_{mesz,j}]$ $j = (1..4)$ et le vecteur accélération du centre de gravité de l'ensemble supérieur $\vec{d}_G = [\ddot{x}_G, \ddot{y}_G, \ddot{z}_G]$.

Si on connaît simultanément les trois composantes de l'accélération, les valeurs délivrées par le dynamomètre et la masse de l'ensemble supérieur, on peut évaluer la résultante des forces appliquées sur la pièce à partir de l'équation (2.17). De même, une équation similaire permet de traiter les moments.

Les coordonnées exactes (x_G, y_G, z_G) du centre de gravité de l'ensemble supérieur n'étant pas connues, la mesure de l'accélération en G nécessite six accéléromètres. La valeur acc_k délivrée par un des accéléromètres dépend de sa position \vec{d}_k , de son orientation $\vec{\theta}_k$, de la position du centre de gravité \vec{d}_G et des six composantes de l'accélération au centre de gravité \vec{d}_G .

$$acc_k = f_k \left\{ \vec{d}_k, \vec{\theta}_k, \vec{d}_G, \vec{d}_G \right\} \quad (k = 1..6) \quad (2.18)$$

avec $\vec{d}_k = (dx_k, dy_k, dz_k)$, $\vec{\theta}_k = (\theta_{x_k}, \theta_{y_k}, \theta_{z_k})$, $\vec{d}_G = (dx_G, dy_G, dz_G)$

et $\vec{d}_G = (\ddot{x}_G, \ddot{y}_G, \ddot{z}_G, \ddot{\theta}_{x_G}, \ddot{\theta}_{y_G}, \ddot{\theta}_{z_G})$

Les six relations linéaires (2.18) permettent donc d'obtenir les trois composantes du vecteur \vec{d}_G à condition de connaître les paramètres x_G , y_G et z_G . Les composantes du vecteur \vec{d}_G ainsi que la masse de l'ensemble supérieur qui dépendent de la masse et de la position de la pièce sont difficiles à déterminer a priori. Cependant, on les obtient par identification expérimentale au moment où le système n'est plus excité mais vibre encore avant d'être amorti. Cette configuration particulière se produit juste après la sortie de l'outil hors de la matière. L'outil n'applique plus de forces sur la pièce car il n'est plus en contact avec elle, mais l'ensemble supérieur de la platine vibre encore avant d'être amorti. Lorsque la force f_{coupe} est nulle, l'équation (2.17) prend la forme :

$$[M] \vec{a}_G - \sum_{j=1}^4 \vec{f} mes^j = \vec{0} \quad (2.19)$$

En raison des erreurs de mesure et des approximations du modèle, l'équation (2.19) n'est jamais parfaitement vérifiée. On obtient les coordonnées (x_G, y_G, z_G) du centre de gravité et la masse m de l'ensemble supérieur par une méthode des moindres carrés en minimisant la quantité :

$$\sum_{i=1}^N \left([M] \vec{a}_{G_{t_i}} - \sum_{j=1}^4 \vec{f} mes_{t_i}^j \right)^2 \quad (2.20)$$

où t_i ($i=1..N$) représentent les instants dépendants de la fréquence d'échantillonnage où les mesures sont effectuées. La minimisation de la quantité (2.20) nécessite la résolution itérative du système d'équation (2.18).

La correction apportée par la compensation accélérométrique est bien illustrée par la figure 2.23. où est représentée la réponse à un choc appliqué au centre de la plaque supérieure selon l'axe Z.

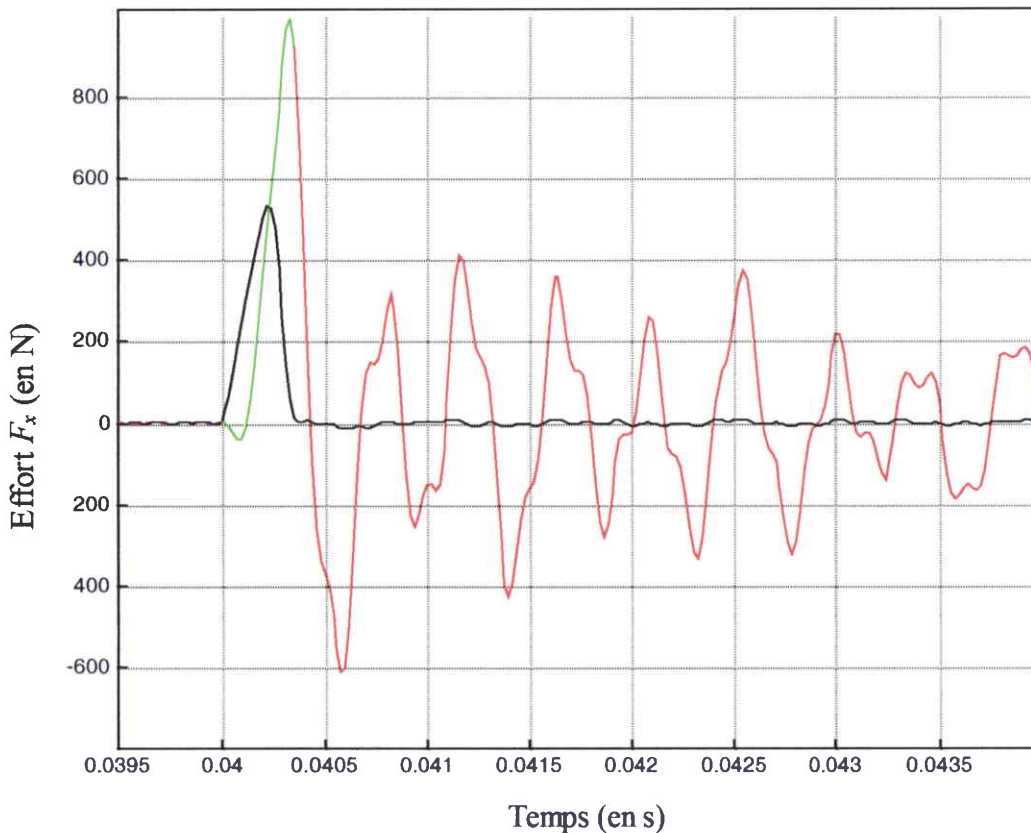


figure 2.23 : Réponse en effort du dynamomètre, brute (en rouge) et après compensation (en noir), en vert : durée pendant laquelle le marteau est en contact avec la platine [2.16]

Par conséquent, bien que la correction apportée par la compensation accélérométrique soit satisfaisante, le dispositif de compensation basé sur une platine Kistler possède deux défauts. Le premier vient du fait que les accéléromètres sont très gênants et mal protégés. Le deuxième défaut provient de la faible fréquence à laquelle apparaît le premier mode de flexion de la plaque supérieure, de l'ordre de 5 à 6 kHz, malgré un renforcement de la plaque supérieure par adjonction d'une plaque épaisse. L'élimination de ces fréquences, qui ne sont pas prises en compte par le modèle, impose un filtrage passe-bas qui abaisse énormément la bande passante du dispositif et perturbe la compensation accélérométrique sur les modes rigides.

Ces remarques ont amené *Lapujolade* [2.16] à concevoir un nouveau dynamomètre, plus compact et mieux protégé, baptisé dynamomètre Dyna TK. Ce dynamomètre à géométrie triangulaire très compacte (figure 2.24), est instrumenté par six accéléromètres ($Az1$, $Az2$, $Az3$, $Ax4$, $Ax5$, $Ay6$) et possède une bande passante supérieure à 8 kHz.

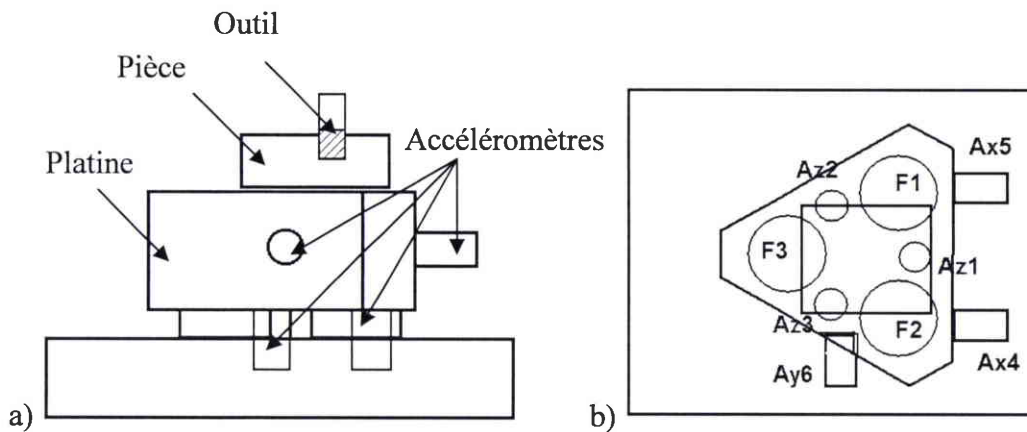


figure 2.24 : Dynamomètre à capteurs piézoélectriques et à compensation accélérométrique Dyna TK a) vue de face b) vue de dessus [2.16]

Le premier mode de flexion est repoussé au-delà de 12 kHz. Les accéléromètres verticaux ($Az1$, $Az2$, $Az3$) sont en position inférieure et ne gênent plus l'accessibilité.

La comparaison entre la mesure d'effort effectuée avec la platine développée par *Lapujolade* et celle obtenue par notre méthode est effectuée au paragraphe 2.3.2. La pièce utilisée lors des essais est représentée sur la figure 2.25.

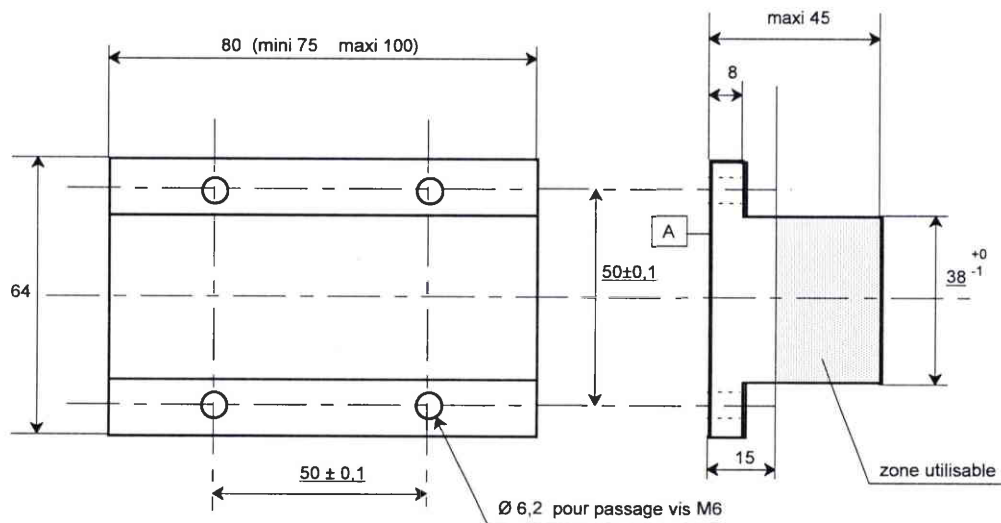


figure 2.25 : Epreuve utilisée pour mesurer les efforts de coupe sur la platine dynamomètre Dyna TK [2.16]

Nous avons réalisé quelques usinages avant la campagne d'essai afin de déterminer par identification expérimentale les paramètres utilisés lors de la compensation accélérométrique. L'ensemble supérieur de la platine Dyna TK a une masse proche de 5 kg et un centre de gravité dont les coordonnées en mm sont (-45.85, 0.5, 35.88) par rapport au repère utilisé pour identifier la position des accéléromètres. Ces paramètres sont recalculés après chaque sortie de l'outil hors de la matière lors de la série d'essai car l'usinage de l'éprouvette provoque une légère diminution du poids de l'ensemble supérieur et une modification des coordonnées de son centre de gravité. Ces paramètres sont ensuite utilisés pour compenser la mesure effectuée lors de l'usinage suivant.

La correction apportée par la compensation accélérométrique est bien illustrée par la figure 2.26. Nous avons utilisé un outil à deux dents de diamètre 40 mm de la marque Cératizit pour effectuer une opération de contournage dans l'éprouvette présentée figure 2.25 en AU4G vissée à la platine Dyna TK, montée sur la table de la fraiseuse Gambin 120 CR. Les conditions de coupe sont les suivantes : fréquence de rotation de la broche 17 500 tr/min, avance à la dent de 0,07 mm/dent, vitesse de coupe de 2199 m/min, engagement de 9 mm et profondeur de passe de 4 mm.

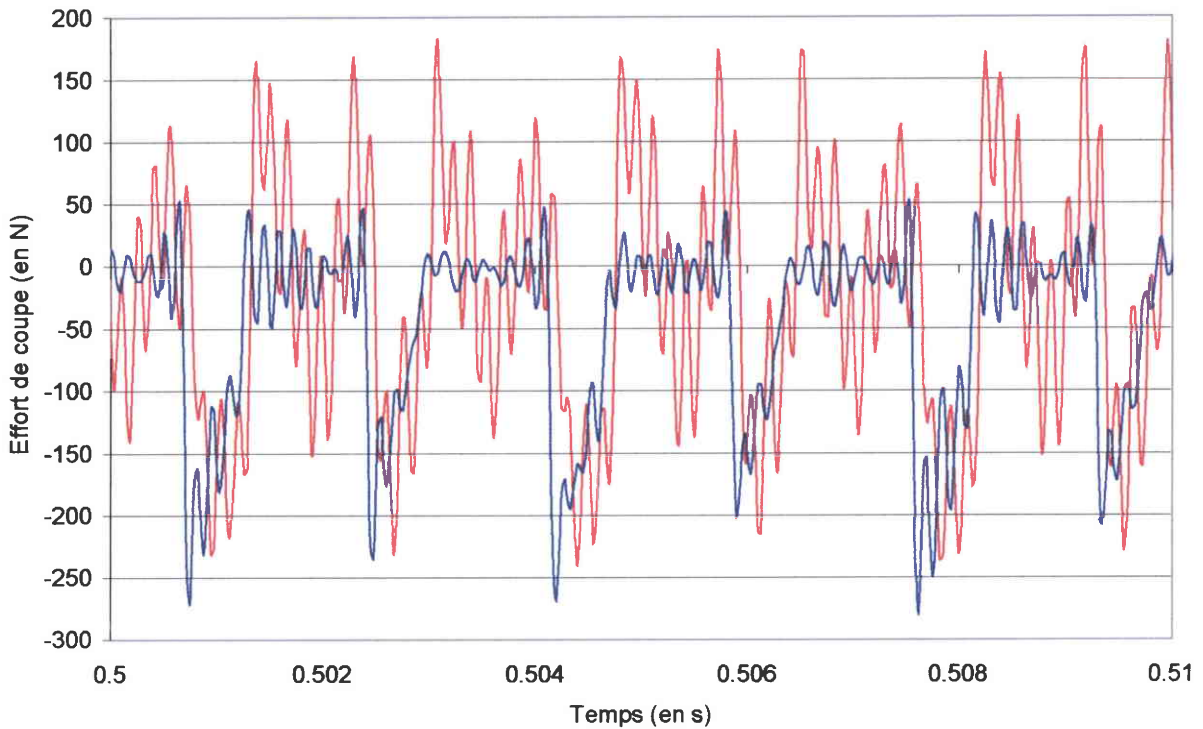


figure 2.26 : Compensation accélérométrique appliquée à une opération de contournage (signal brut en rouge, signal compensé en bleu) [2.15]

Le signal est débarrassé des composantes de fréquence élevée liées à la résonance du dynamomètre. Cette perturbation ne peut pas être éliminée par un simple filtrage qui ferait disparaître dans le signal tout ce qui est lié au phénomène vibratoire étudié.

Tounsi et Otho [2.17, 2.18] ont étendu la méthode de compensation accélérométrique en incluant la matrice d'amortissement $[C]$ dans l'équation d'équilibre dynamique (2.17), soit :

$$[M]\vec{d}_G + [C]\vec{d}_G + \sum_{j=1}^4 \vec{f} mes^j = \vec{f} coupe \quad (2.21)$$

En appliquant la transformée de Fourier à l'équation 2.21, on obtient à la fréquence ω , l'équation :

$$\left([M] + \frac{[C]}{j\omega} \right) [\ddot{D}_G] + \sum_{j=1}^4 \left[\vec{F} mes^j \right] = \left[\vec{F} coupe \right] \quad (2.22)$$

où $\left([M] + \frac{[C]}{j\omega} \right)$ sera désigné par la matrice $[Kis]$.

La matrice $[Kis]$ est obtenue par identification expérimentale au moment où le système n'est plus excité mais vibre encore avant d'être amorti, comme dans les travaux de **Lapujolade et al.** [2.10, 2.15]. Cette configuration particulière se produit juste après la sortie de l'outil hors de la matière. Lorsque la force f_{coupe} est nulle, l'équation (2.22) s'écrit :

$$[Kis][\ddot{D}_G] + \sum_{j=1}^4 \left[\vec{F} mes^j \right] = 0 \tag{2.23}$$

Le système d'équations peut être explicité par :

$$\begin{bmatrix} Kis_{xx} & Kis_{xy} & Kis_{xz} \\ Kis_{yx} & Kis_{yy} & Kis_{yz} \\ Kis_{zx} & Kis_{zy} & Kis_{zz} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{D}_{Gx} \\ \ddot{D}_{Gy} \\ \ddot{D}_{Gz} \end{bmatrix} + \sum_{j=1}^4 \begin{bmatrix} \vec{F} mes^j_x \\ \vec{F} mes^j_y \\ \vec{F} mes^j_z \end{bmatrix} = 0 \tag{2.24}$$

Pour mesurer l'accélération du centre de gravité de l'ensemble supérieur, il est possible de disposer les accéléromètres de deux manières en fonction de l'hypothèse retenue :

- si la rotation de l'ensemble supérieur est négligée, l'accélération du centre de gravité de la plaque supérieure du dynamomètre est égale à l'accélération de n'importe quel point de la plaque. Sous cette hypothèse, trois accéléromètres piézoélectriques sont nécessaires pour déterminer les trois composantes de l'accélération.

- si la rotation de l'ensemble supérieur est prise en compte, l'accélération du centre de gravité ne peut être obtenue qu'en utilisant au minimum six mesures d'accéléromètres disposés de manière appropriée. Cette disposition retenue par *Tounsi et Otho* [2.17, 2.18], est décrite sur la figure 2.27.

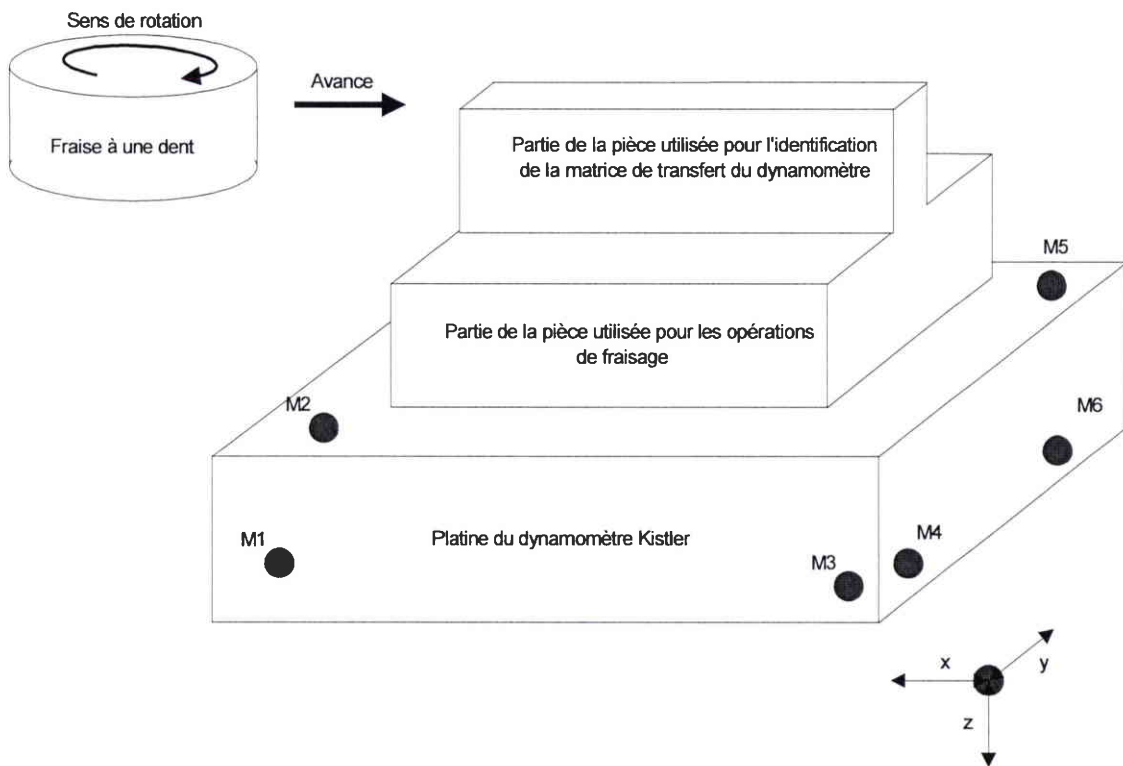


figure 2.27 : Forme de la pièce usinée et position des accéléromètres [2.17, 2.18]

Les mesures accélérométriques permettent d'obtenir la valeur de l'accélération du centre de

$$\text{gravité de l'ensemble supérieur : } \left[\ddot{D}_G \right] \approx \frac{1}{2} \begin{bmatrix} \ddot{x}_{M6} + \ddot{x}_{M4} \\ \ddot{y}_{M1} + \ddot{y}_{M3} \\ \ddot{z}_{M2} + \ddot{z}_{M5} \end{bmatrix}.$$

Les trois composantes de la force d'excitation et l'accélération du centre de gravité de la plaque supérieure du dynamomètre sont mesurées simultanément. Les neuf termes de la matrice de transfert du dynamomètre sont déterminés à partir d'une seule expérience de coupe.

Pour déterminer les neuf termes de la matrice [Kis], neuf relations indépendantes sont nécessaires. Elles sont obtenues en multipliant chaque terme du système (2.24) par le terme conjugué de \ddot{D}_{Gi} (i= x,y,z) qui est la transformée de Fourier de la composante accélération i.

Pour chaque composante d'accélération \ddot{D}_{Gi} (i= x,y,z) et pour chaque composante d'effort mesuré $\vec{F}mes_k$ (k= x,y,z), on obtient :

$$S_{\ddot{D}_{Gi}\vec{F}mes_k} = (-1) \begin{bmatrix} S_{\ddot{D}_{Gi}\ddot{D}_{Gx}} & S_{\ddot{D}_{Gi}\ddot{D}_{Gy}} & S_{\ddot{D}_{Gi}\ddot{D}_{Gz}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Kis_{kx} \\ Kis_{ky} \\ Kis_{kz} \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

où S_{xy} est l'interspectre de X et de Y.

En explicitant le système 2.25, on obtient le système 2.26.

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} S_{\ddot{D}_{Gx}\vec{F}mes_x} \\ S_{\ddot{D}_{Gy}\vec{F}mes_x} \\ S_{\ddot{D}_{Gz}\vec{F}mes_x} \end{bmatrix} &= (-1) \begin{bmatrix} S_{\ddot{D}_{Gx}\ddot{D}_{Gx}} & S_{\ddot{D}_{Gx}\ddot{D}_{Gy}} & S_{\ddot{D}_{Gx}\ddot{D}_{Gz}} \\ S_{\ddot{D}_{Gy}\ddot{D}_{Gx}} & S_{\ddot{D}_{Gy}\ddot{D}_{Gy}} & S_{\ddot{D}_{Gy}\ddot{D}_{Gz}} \\ S_{\ddot{D}_{Gz}\ddot{D}_{Gx}} & S_{\ddot{D}_{Gz}\ddot{D}_{Gy}} & S_{\ddot{D}_{Gz}\ddot{D}_{Gz}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Kis_{xx} \\ Kis_{xy} \\ Kis_{xz} \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} S_{\ddot{D}_{Gx}\vec{F}mes_y} \\ S_{\ddot{D}_{Gy}\vec{F}mes_y} \\ S_{\ddot{D}_{Gz}\vec{F}mes_y} \end{bmatrix} &= (-1) \begin{bmatrix} S_{\ddot{D}_{Gx}\ddot{D}_{Gx}} & S_{\ddot{D}_{Gx}\ddot{D}_{Gy}} & S_{\ddot{D}_{Gx}\ddot{D}_{Gz}} \\ S_{\ddot{D}_{Gy}\ddot{D}_{Gx}} & S_{\ddot{D}_{Gy}\ddot{D}_{Gy}} & S_{\ddot{D}_{Gy}\ddot{D}_{Gz}} \\ S_{\ddot{D}_{Gz}\ddot{D}_{Gx}} & S_{\ddot{D}_{Gz}\ddot{D}_{Gy}} & S_{\ddot{D}_{Gz}\ddot{D}_{Gz}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Kis_{yx} \\ Kis_{yy} \\ Kis_{yz} \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} S_{\ddot{D}_{Gx}\vec{F}mes_z} \\ S_{\ddot{D}_{Gy}\vec{F}mes_z} \\ S_{\ddot{D}_{Gz}\vec{F}mes_z} \end{bmatrix} &= (-1) \begin{bmatrix} S_{\ddot{D}_{Gx}\ddot{D}_{Gx}} & S_{\ddot{D}_{Gx}\ddot{D}_{Gy}} & S_{\ddot{D}_{Gx}\ddot{D}_{Gz}} \\ S_{\ddot{D}_{Gy}\ddot{D}_{Gx}} & S_{\ddot{D}_{Gy}\ddot{D}_{Gy}} & S_{\ddot{D}_{Gy}\ddot{D}_{Gz}} \\ S_{\ddot{D}_{Gz}\ddot{D}_{Gx}} & S_{\ddot{D}_{Gz}\ddot{D}_{Gy}} & S_{\ddot{D}_{Gz}\ddot{D}_{Gz}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Kis_{zx} \\ Kis_{zy} \\ Kis_{zz} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (2.26)$$

Pour résoudre ce système, il suffit d'inverser la matrice $\left[S_{\ddot{D}_{Gi}\ddot{D}_{Gi}} \right]$ qui s'écrit

$$\left[S_{\ddot{D}_{Ox}\ddot{D}_{Ox}} \right] = \begin{bmatrix} S_{\ddot{D}_{Ox}\ddot{D}_{Ox}} & S_{\ddot{D}_{Ox}\ddot{D}_{Oy}} & S_{\ddot{D}_{Ox}\ddot{D}_{Oz}} \\ S_{\ddot{D}_{Oy}\ddot{D}_{Ox}} & S_{\ddot{D}_{Oy}\ddot{D}_{Oy}} & S_{\ddot{D}_{Oy}\ddot{D}_{Oz}} \\ S_{\ddot{D}_{Oz}\ddot{D}_{Ox}} & S_{\ddot{D}_{Oz}\ddot{D}_{Oy}} & S_{\ddot{D}_{Oz}\ddot{D}_{Oz}} \end{bmatrix}$$

Cette matrice représente l’interspectre du spectre de puissance des composants de l’accélération de l’ensemble supérieur. Cette matrice de transfert est utilisée pour affiner la mesure des efforts dynamiques de coupe pour les opérations de fraisage.

La méthode de *Tounsi et Otho* [2.17, 2.18] prend en compte l’amortissement de l’ensemble supérieur, mais nécessite l’usinage d’une pièce particulière pour identifier expérimentalement les coefficients de la matrice [Kis]. En effet, l’utilisation de l’effort de coupe comme signal d’entrée pour l’identification expérimentale de la structure implique que l’ensemble des modes structuraux soit excité dans la bande de fréquence où l’on souhaite mesurer les efforts de coupe. De plus, l’excitation ne doit pas être couplée avec la dynamique de l’ensemble supérieur de la platine. Il est difficile de garantir la direction d’application d’une force, ce qui a pour effet de créer des composantes d’efforts perpendiculaires à la direction souhaitée. Cette méthode a l’avantage de ne pas donner à priori la direction d’application de la force. Les trois composantes d’efforts et les mouvements relatifs entre l’outil et la pièce sont mesurés simultanément.

La méthode proposée est basée sur la coupe non continue d’une pièce étroite spécialement créée pour exciter une large bande de fréquence. En effet, une opération de fraisage est caractérisée par une coupe discontinue, c’est à dire par une succession d’instant où une arête de l’outil coupe la matière et où l’outil n’est pas en contact avec la matière. Or, plus la durée de coupe diminue et plus les efforts de coupe ressemblent à des impulsions, ce qui a pour effet d’augmenter la bande passante d’excitation, comme il est montré sur la figure 2.28.

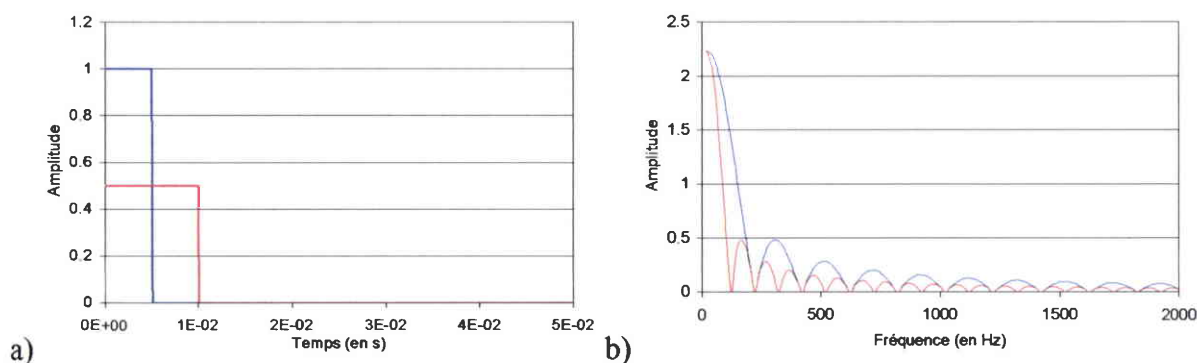


figure 2.28 : Influence de la durée de l’impulsion sur la bande passante du premier lobe du spectre, (a) Deux impulsions de durée différente, (b) Spectre des impulsions [2.17, 2.18]

En fraisage, la durée de coupe peut être réduite en diminuant l'épaisseur de la pièce usinée. C'est pour cette raison que *Tounsi et Otho* [2.17, 2.18] réservent une partie de la pièce (figure 2.27) qui va être entièrement usinée pour déterminer la matrice de transfert [Kis]. Le spectre de l'usinage de cette partie de la pièce est présenté sur la figure 2.29.

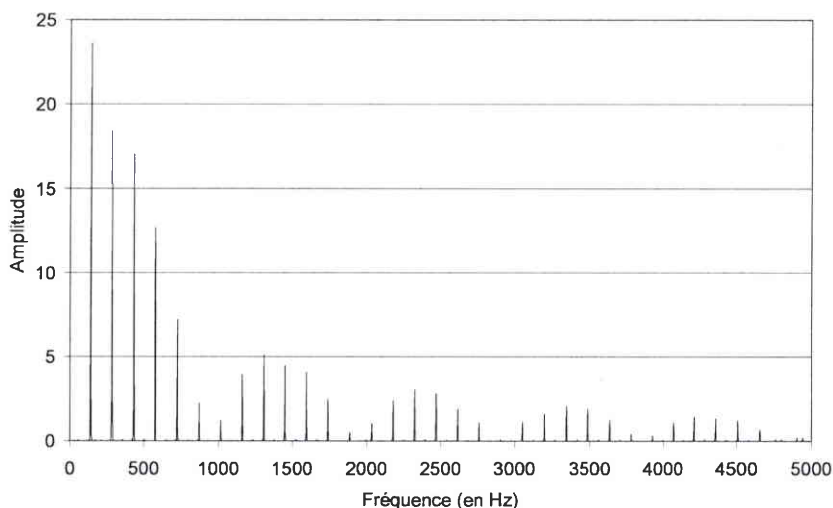


figure 2.29 : Spectre du fraisage d'une pièce de faible épaisseur [2.17, 2.18]

On peut constater que la bande passante excitée est très élevée, et que les fréquences des raies du spectre d'excitation sont des multiples de la fréquence de rotation et ne sont donc pas reliées à la dynamique de l'ensemble supérieur de la platine. Ainsi, l'identification expérimentale de la structure peut être réalisée en utilisant les efforts de coupe d'une pièce étroite comme signal d'excitation.

2.1.5. Synthèse des caractéristiques des méthodes étudiées

Les tableaux 2.1 et 2.2 permettent de comparer les caractéristiques des différentes méthodes de mesure des efforts de coupe. La bande passante de chaque méthode est présentée car c'est le facteur qui nous empêche d'utiliser de nombreuses méthodes de mesure en fraisage à grande vitesse. Les méthodes de mesure indirecte sont regroupées dans le tableau 2.1.

Principe de la méthode	Mesure des courants des servomoteurs des axes de la machine			Outil de coupe instrumenté
Auteurs	<i>Altintas</i> [2.1]	<i>Kim et Kim</i> [2.2]	<i>Jeong et Cho</i> [2.3]	<i>Spiewak</i> [2.6, 2.7]
Schéma de principe				
Bande passante	0 – 20 Hz	0 – 62 Hz	0 – 130 Hz	10 – 3 000 Hz
Avantages	Pas d'instrumentation de la machine outil			Bande passante utilisable en fraissage à grande vitesse
Inconvénients	Bande passante trop faible pour être utilisable en fraissage à grande vitesse			<ul style="list-style-type: none"> - Instrumentation de l'outil et du rotor - Ø outil minimal pour accueillir l'accéléromètre - Risque centrifugation de l'accéléromètre

tableau 2.1 : Méthodes de mesure indirecte des efforts de coupe en fraissage

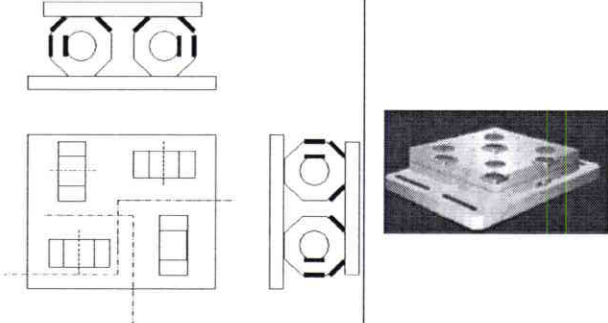
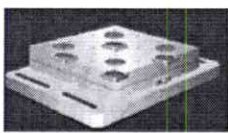
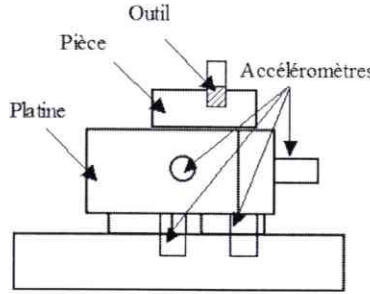
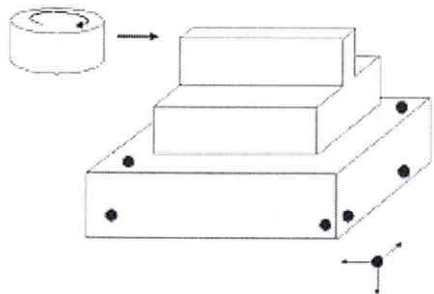
Principe de la méthode	Jauges de déformation	Capteurs piézoélectriques	Capteurs piézoélectriques + Compensation accélérométrique	
Auteurs	<i>Korkut</i> [2.8]	Kistler 9225B [2.9]	<i>Lapujoulade et al.</i> [2.10, 2.15, 2.16]	<i>Tounsi et Otho</i> [2.17 , 2.18]
Schéma de principe				
Bande passante	0 – 192 Hz	0 – 1 000 Hz	0 – 8 000 Hz	0 – 4 000 Hz
Avantages	-	Facilité d'utilisation	Très haute bande passante Compacité, rigidité	Prise en compte de la rotation de l'ensemble supérieur
Inconvénients	Faible bande passante	Pas de compensation accélérométrique	-	Manque de rigidité de la platine

tableau 2.2 : Méthodes de mesure directe des efforts de coupe en fraisage

En conclusion, le dynamomètre Dyna TK développé par *Lapujoulade et al.* [2.10, 2.15, 2.16] est le moyen le plus fiable de mesurer les efforts de coupe sur l'ensemble de la gamme de fréquence qu'il est possible d'exciter avec notre broche.

En exploitant les spécificités des paliers magnétiques actifs de la broche de fraisage SMB30, nous avons été amené à développer notre propre méthode indirecte de mesure des efforts de coupe jusqu'à 4 kHz de fréquence d'excitation (*Auchet et al.* [2.19] [Annexe 1]). Cette méthode ne nécessite pas l'instrumentation de la broche. Notre méthode sera comparée à des mesures réalisées à l'aide de platines dynamométriques à capteurs piézoélectriques dans leur bon domaine de fonctionnement.

2.2. Mesure des efforts de coupe en utilisant les Paliers Magnétiques Actifs (PMA) de la broche

2.2.1. Géométrie du problème

Un palier magnétique est composé de deux paires d'électroaimants exerçant des efforts radiaux sur l'arbre afin de le maintenir dans sa position d'équilibre (figure 2.30). La géométrie de ce palier magnétique introduit deux directions orthogonales principales que l'on nommera axes V et W. Les forces appliquées au rotor par l'aimant sont proportionnelles aux tensions de commande des bobines, qui peuvent être modulés.

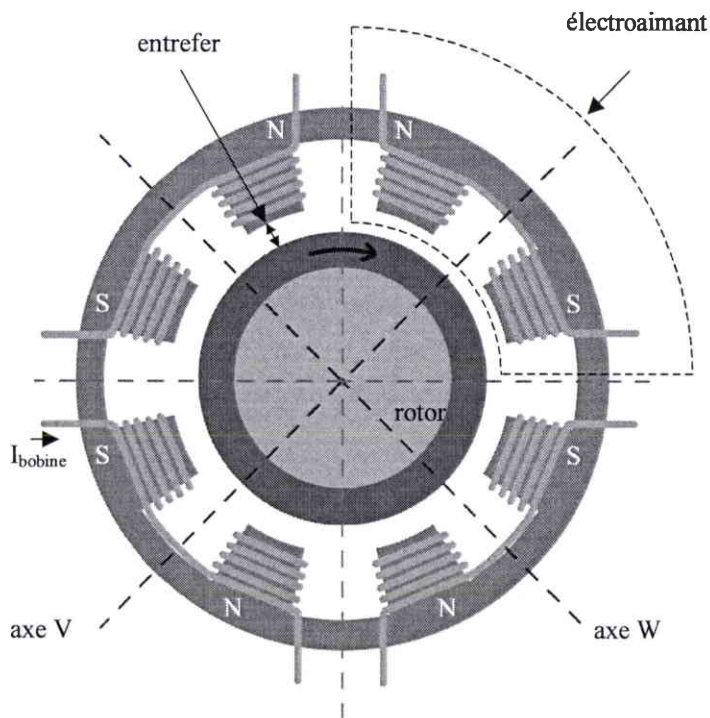


figure 2.30 : Axes principaux d'un palier magnétique [2.20]

Cette spécificité des paliers magnétiques est utilisée pour maintenir l'axe de rotation de l'arbre dans sa position nominale. Les chargements subis par le rotor à tout moment, comme l'effort instantané dû à la coupe intermittente ou encore le balourd du rotor, sont compensés par les efforts appliqués sur le rotor par les électroaimants des paliers magnétiques actifs (PMA). Les détecteurs de position mesurent le déplacement du rotor. Lorsqu'une erreur de position est détectée, le système de contrôle bouclé module le courant de chaque bobine pour faire varier l'effort appliqué par l'électroaimant sur le rotor dans le but de le ramener à sa position initiale. Chaque paire d'électroaimants est contrôlée de manière indépendante.

Nos méthodes de mesure indirecte sont basées sur la mesure des tensions de commande des PMA au cours de l'usinage. Ces mesures nous permettent de connaître instantanément les efforts selon chaque axe V et W de chaque palier. Nous calculons ensuite les efforts appliqués au bout de l'outil nécessaires pour obtenir une distribution des efforts au niveau des paliers qui correspond à celle mesurée lors de la coupe. Les efforts de coupe radiaux sont communément décomposés selon les axes de la fraiseuse (axes X et Y), qui sont différents des axes V-W des PMA. Pour la broche étudiée, l'axe X de la broche est situé à 150° de l'axe V de la machine (figure 2.31).

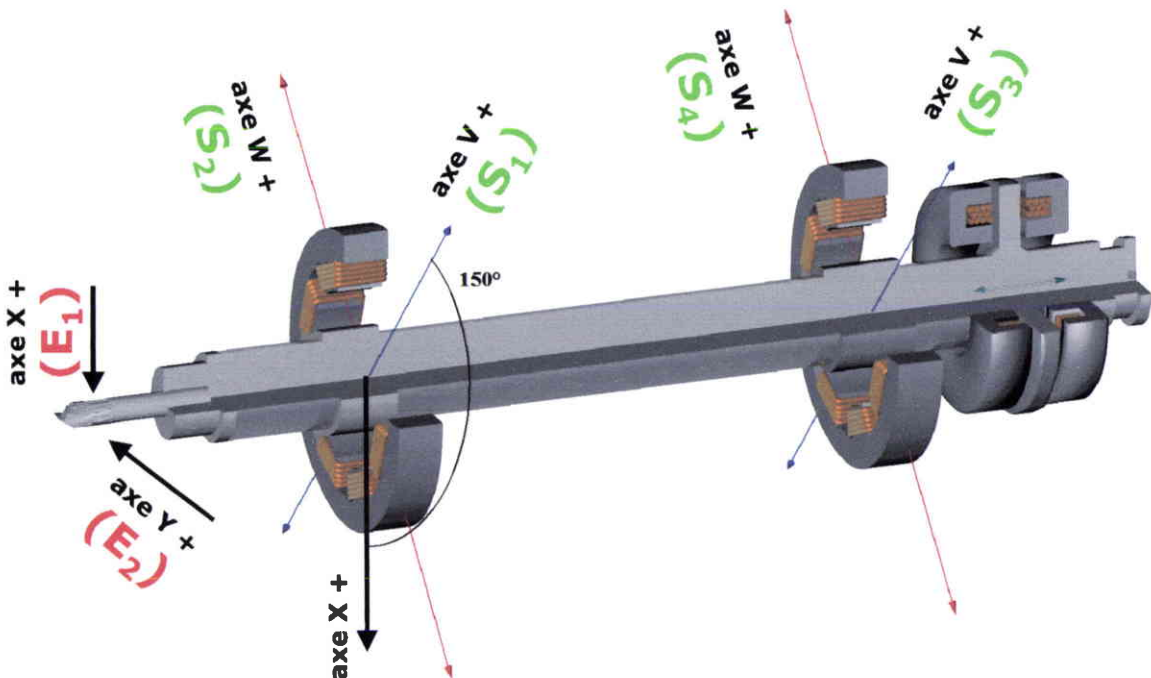


figure 2.31 : Systèmes d'axes des PMA radiaux (V-W)
et de la fraiseuse (X-Y) [2.20]

Les paramètres E_1 et E_2 que nous souhaitons déterminer grâce à la méthode de mesure sont les efforts de coupe F_x et F_y . Les grandeurs E_1 et E_2 sont déterminées à partir des quatre tensions

de commande des électroaimants S_1 , S_2 , S_3 et S_4 , mesurées au cours de l'usinage. Huit fonctions de transfert complexes sont déterminées expérimentalement afin de calculer les efforts de coupe à partir des quatre tensions de commande.

2.2.2. Mesure des tensions de commande des PMA

Les tensions de commande S_1 , S_2 , S_3 , et S_4 sont mesurées pendant l'opération de fraisage. Les tensions S_i représentent es tensions de commande de l'électroaimant qui correspondent à la commande envoyée à la partie puissance par la partie commande de la boucle de contrôle du PMA et qui sont garanties par S2M comme étant proportionnelles aux effort appliqués au rotor par l'électroaimant. Lorsqu'une erreur de position de l'arbre est détectée, le système de contrôle bouclé module les tensions de commande dans la plage $-10 < U < 10$ V. Seul un électroaimant de chaque paire modifie la force de rappel qu'il crée en fonction du signe de la tension de commande. Les figures 2.32 et 2.33 illustrent l'évolution de la tension de commande S_1 au cours de deux opérations typiques de fraisage.

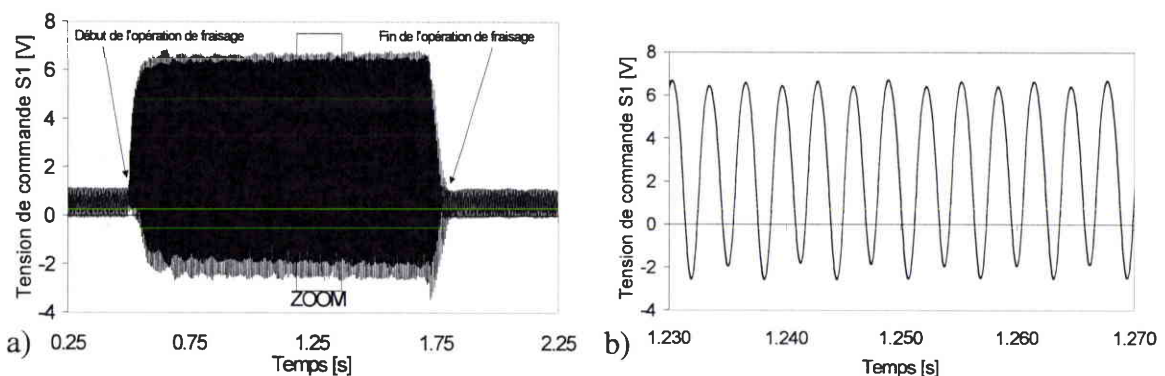


figure 2.32 : Rainurage (conditions de coupe : $F_z = 0.36$ mm/dent, $A_p = 4$ mm, $\omega = 14\,000$ tr/min) a) usinage entier, b) au cours de l'opération d'usinage

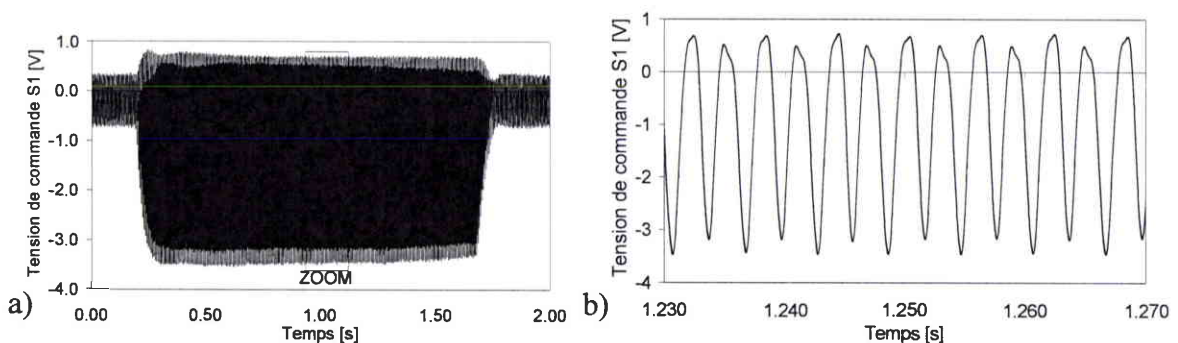


figure 2.33 : Contournage (conditions de coupe : $F_z = 0.5$ mm/dent, $A_p = 3$ mm, $A_e = 10$ mm, $\omega = 10\,000$ tr/min) a) usinage entier, b) au cours de l'usinage

Les tensions de commande sont mesurées dans le domaine temporel en utilisant l'analyseur spectral à huit canaux Pimento développé par la société LMS. L'exploitation des tensions de commande mesurées nécessite de passer dans le domaine fréquentiel, comme nous l'avons expliqué dans le paragraphe 1.2.1. Les signaux $S_1(t)$ à $S_4(t)$ étant continus, il est nécessaire d'opérer un fenêtrage de type Hanning à chaque échantillon avant d'appliquer la Transformée de Fourier Discrète (TFD) afin d'éviter les problèmes de fuite d'énergie. $S_1(j\omega)$, $S_2(j\omega)$, $S_3(j\omega)$ et $S_4(j\omega)$ sont les spectres fréquentiels obtenus, où ω représente la fréquence. La figure 2.34 présente les différents traitements subis par les signaux $S_1(t)$ à $S_4(t)$.

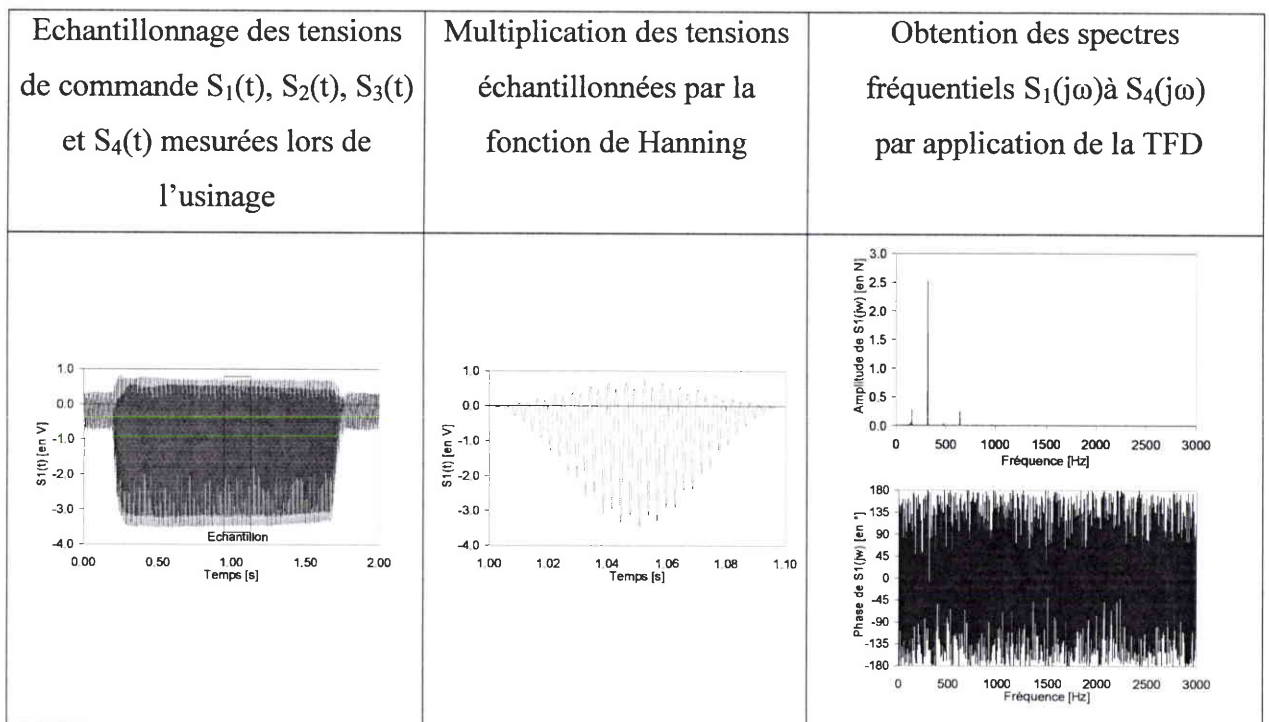


figure 2.34 : Démarche d'obtention des spectres fréquentiels de chaque échantillon des tensions de commandes $S_1(t)$ à $S_4(t)$

2.2.3. Fonctions de transfert paliers magnétiques/outil

Les fonctions de transfert paliers magnétiques/outil sont obtenues en mesurant simultanément l'amplitude d'un impact appliqué à l'extrémité de l'outil selon la direction X ou Y et les quatre réponses $S_1(t)$ à $S_4(t)$. Les efforts et les tensions de commande représentant les réponses des paliers sont mesurés dans le domaine temporel en utilisant l'analyseur de spectre Pimento

et transportés dans le domaine fréquentiel en utilisant la TFD. Nous obtenons huit fonctions de transfert complexes définies par :

$$H_{ij}(j\omega) = \frac{S_i(j\omega)}{E_j(j\omega)} \quad (2.27)$$

où $i=1$ à 4 désigne une des quatre tensions mesurées lors de l'usinage et $j = 1, 2$ représente un des deux degrés de liberté de l'outil. Les fonctions $H_{11}(j\omega)$, $H_{21}(j\omega)$, $H_{31}(j\omega)$, $H_{41}(j\omega)$ sont obtenues simultanément en mesurant les variations des tensions de commande (S_1 à S_4 en Volts) dues aux impacts appliqués selon l'axe X au bout de l'outil par un impacteur (figure 2.35).

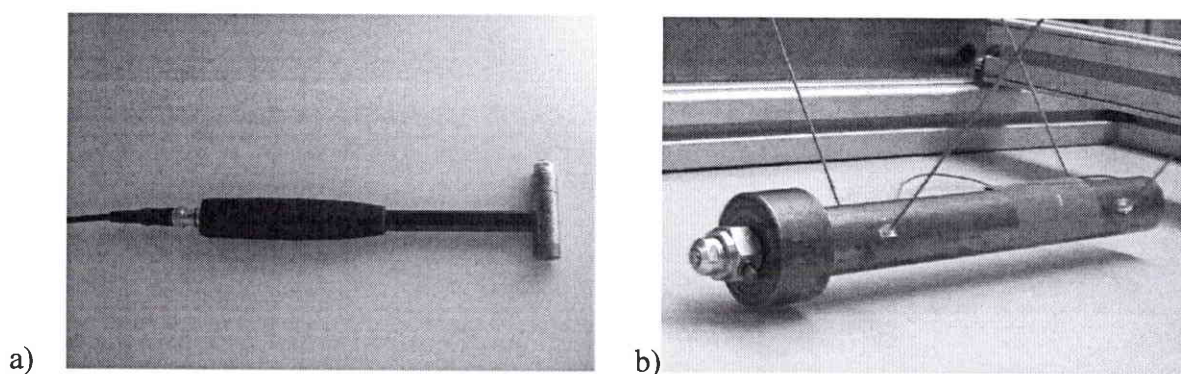


figure 2.35 : Impacteurs utilisés pour mesurer les FDT paliers – outils
a) marteau d'impact b) pendule d'impact

Un capteur d'effort situé à l'extrémité de l'impacteur mesure l'effort appliqué à l'outil. E_1 représente l'évolution de l'effort appliqué en bout d'outil par l'impacteur selon la direction X. L'impact appliqué en bout d'outil selon l'axe Y est utilisé pour déterminer expérimentalement $H_{12}(j\omega)$, $H_{22}(j\omega)$, $H_{32}(j\omega)$, $H_{42}(j\omega)$, où E_2 représente l'effort subi par l'outil consécutif à l'impact selon la direction Y.

La figure 2.36 représente les différentes étapes permettant d'obtenir une des huit fonctions de transfert palier/outil lors d'un impact appliqué au bout de l'outil.

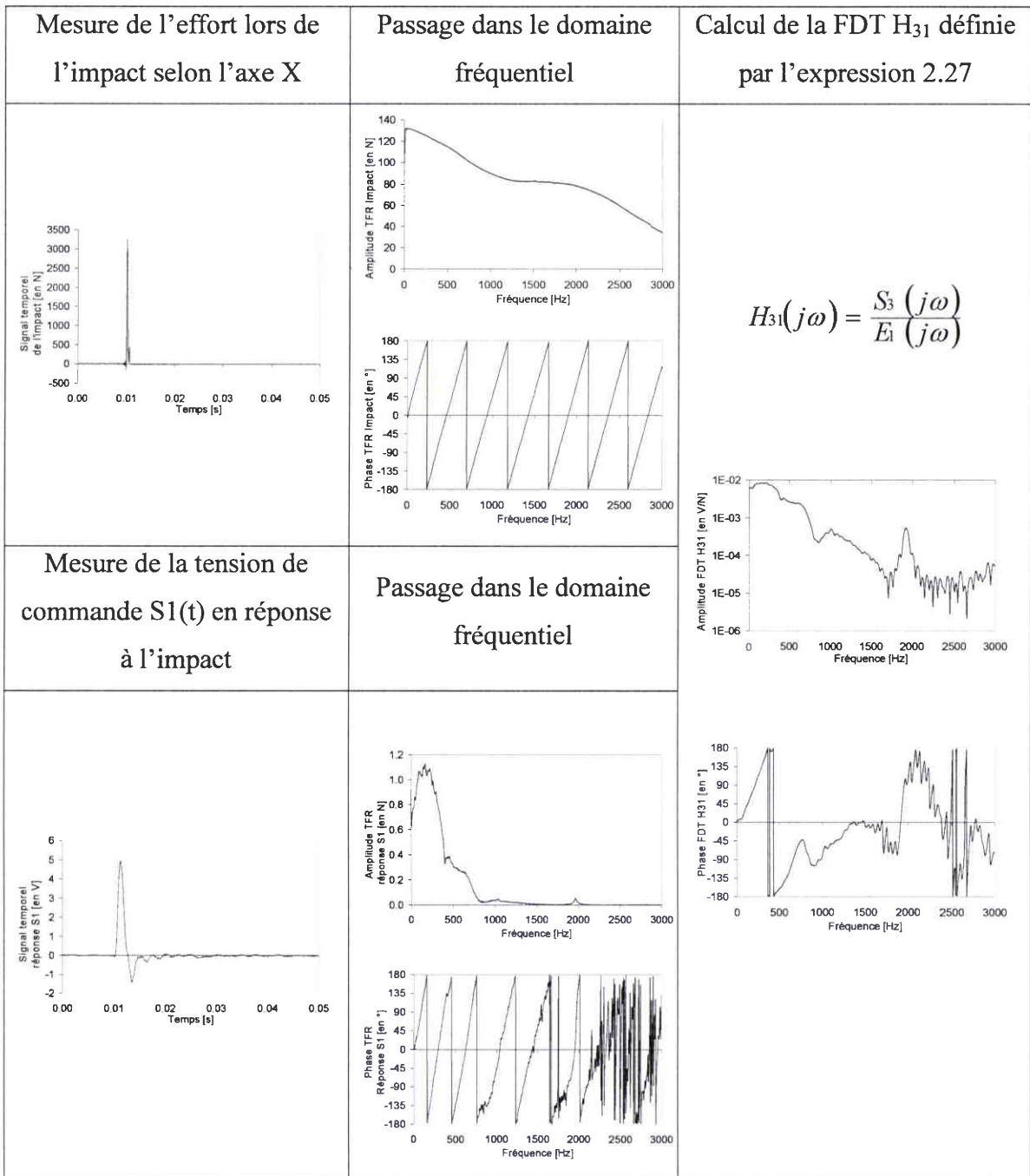


figure 2.36 : Démarche d'obtention d'une fonction de transfert palier/outil H_{31}

2.2.4. Méthodes de calcul des efforts de coupe

Dans ce paragraphe, nous présentons les méthodes de calcul des efforts de coupe. Comme mentionné précédemment, les fonctions de transfert complexes relient les tensions de commande aux vibrations en bout d'outil. Par conséquent, il est possible de relier les tensions de commande de chaque palier aux efforts de coupe :

$$\begin{pmatrix} S_1 \\ S_2 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ E_2 \end{pmatrix} \quad (2.28)$$

et

$$\begin{pmatrix} S_3 \\ S_4 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} H_{31} & H_{32} \\ H_{41} & H_{42} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ E_2 \end{pmatrix} \quad (2.29)$$

La résolution des systèmes (2.28) et (2.29) fournit deux couples de solutions $(E_1^{(1)}, E_2^{(1)})$ et $(E_1^{(2)}, E_2^{(2)})$, respectivement nommés " solution directe 1" et " solution directe 2" :

$$\begin{aligned} E_1^{(1)} &= \frac{H_{22}S_1 - H_{12}S_2}{H_{22}H_{11} - H_{12}H_{21}} \\ E_2^{(1)} &= \frac{H_{11}S_2 - H_{21}S_1}{H_{22}H_{11} - H_{12}H_{21}} \end{aligned} \quad (2.30)$$

et

$$\begin{aligned} E_1^{(2)} &= \frac{H_{42}S_3 - H_{32}S_4}{H_{42}H_{31} - H_{32}H_{41}} \\ E_2^{(2)} &= \frac{H_{31}S_4 - H_{41}S_3}{H_{42}H_{31} - H_{32}H_{41}} \end{aligned} \quad (2.31)$$

Lors de la comparaison réalisée avec les efforts mesurés en utilisant une platine dynamométrique Kistler, présentée au prochain paragraphe, on constate que les résultats manquent de précision. Pour augmenter cette précision, *Ewins* [2.21] recommande de multiplier le nombre de degrés de liberté utilisés pour décrire le système vibratoire. Ainsi, il est possible de construire un système reliant les quatre paramètres d'entrée aux deux paramètres de sortie:

$$\begin{pmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \\ H_{31} & H_{32} \\ H_{41} & H_{42} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ E_2 \end{pmatrix} \quad (2.32)$$

Comme le système (2.32) présente un nombre d'équations supérieur au nombre d'inconnues, il est redondant et ne possède pas une solution unique. –, Ce système se résout en multipliant à gauche chaque membre du système d'équation par la transposée de la matrice rectangulaire. Cependant, comme chaque terme des matrices du système est une fonction complexe, il convient d'utiliser la transposée hermitienne de la matrice rectangulaire à la place de la transposée courante. La transposée hermitienne consiste à remplacer chaque terme de la matrice de fonctions complexes par son terme conjugué, avant d'opérer la transposée de la nouvelle matrice. Ainsi, la transposée $[H]^H$ de la matrice de fonction complexe $[H]$ s'écrit $[H]^H = [\overline{H}]^T$ où le terme conjugué de la fonction complexe H_{ij} est noté $\overline{H_{ij}}$. Par conséquent, $[H]^H [H]$ est une matrice carrée, même si $[H]$ est une matrice rectangulaire.

Le système permettant d'associer les huit FDT PMA/outil H_{ij} et les quatre tensions de commandes S_i mesurées au cours de l'usinage se résout ainsi :

$$\begin{bmatrix} \overline{H_{11}} & \overline{H_{21}} & \overline{H_{31}} & \overline{H_{41}} \\ \overline{H_{12}} & \overline{H_{22}} & \overline{H_{32}} & \overline{H_{42}} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{H_{11}} & \overline{H_{21}} & \overline{H_{31}} & \overline{H_{41}} \\ \overline{H_{12}} & \overline{H_{22}} & \overline{H_{32}} & \overline{H_{42}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \\ H_{31} & H_{32} \\ H_{41} & H_{42} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} E_1^{(3)} \\ E_2^{(3)} \end{pmatrix} \quad (2.33)$$

La résolution du système 2.33 permet de calculer la valeur des efforts E_1 et E_2 :

$$\begin{aligned} E_1 &= \frac{de - bf}{ad - bc} \\ E_2 &= \frac{af - ce}{ad - bc} \end{aligned} \quad \text{où} \quad \begin{aligned} a &= \overline{H_{11}}H_{11} + \overline{H_{21}}H_{21} + \overline{H_{31}}H_{31} + \overline{H_{41}}H_{41} \\ b &= \overline{H_{11}}H_{12} + \overline{H_{21}}H_{22} + \overline{H_{31}}H_{32} + \overline{H_{41}}H_{42} \\ c &= \overline{H_{12}}H_{12} + \overline{H_{22}}H_{22} + \overline{H_{32}}H_{32} + \overline{H_{42}}H_{42} \\ d &= \overline{H_{12}}H_{11} + \overline{H_{22}}H_{21} + \overline{H_{32}}H_{31} + \overline{H_{42}}H_{41} \\ e &= \overline{H_{11}}S_1 + \overline{H_{21}}S_2 + \overline{H_{31}}S_3 + \overline{H_{41}}S_4 \\ f &= \overline{H_{12}}S_1 + \overline{H_{22}}S_2 + \overline{H_{32}}S_3 + \overline{H_{42}}S_4 \end{aligned} \quad (2.34)$$

Les fonctions $E_1(t)$ et $E_2(t)$ sont obtenues en appliquant une TFD inverse aux fonctions $E_1(j\omega)$ et $E_2(j\omega)$ et en divisant les signaux temporels ainsi obtenus par la fonction caractéristique de la fenêtre de Hanning, comme le montre la figure 2.37.

A partir de la TFD de l'effort	Application de la TFD	Division par la fonction de
--------------------------------	-----------------------	-----------------------------

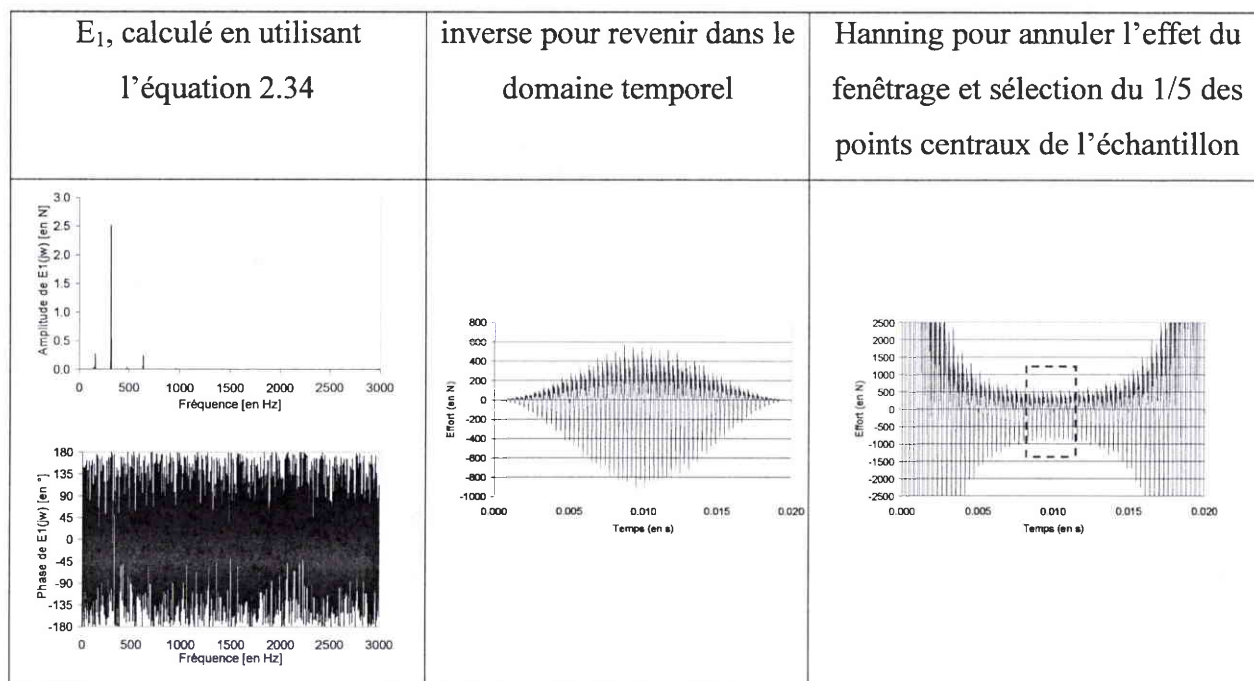


figure 2.37 : Obtention du signal temporel de l'effort de coupe E_1 à partir de sa TFD

Après avoir présenté notre méthode de mesure des efforts de coupe, nous allons la valider en la comparant à d'autres méthodes dans leur domaine de bon fonctionnement. Comme nous l'avons constaté à l'issue de la bibliographie menée sur les méthodes de mesure des efforts de coupe, deux platines dynamométriques à capteurs piézoélectriques ont été choisies car elles sont les plus adaptées à la mesure des efforts en usinage à grande vitesse.

2.3. Validation expérimentale de la méthode

2.3.1. Comparaison avec la platine Kistler

Le premier paragraphe est consacré à la comparaison entre les efforts mesurés avec la platine Kistler et ceux obtenus avec notre méthode de mesure. La platine Kistler est le dynamomètre le plus utilisé dans le domaine de l'usinage à grande vitesse. Nous utilisons le modèle 9225B qui est un système très rigide qui possède une fréquence propre élevée d'environ 3 kHz si la platine est isolée. Cependant, cette fréquence propre diminue lors du montage de la platine sur la table de la machine outil ainsi que lors du montage de la pièce sur la platine, pour se situer aux environs de 2,2 kHz, comme le montre la figure 2.38.

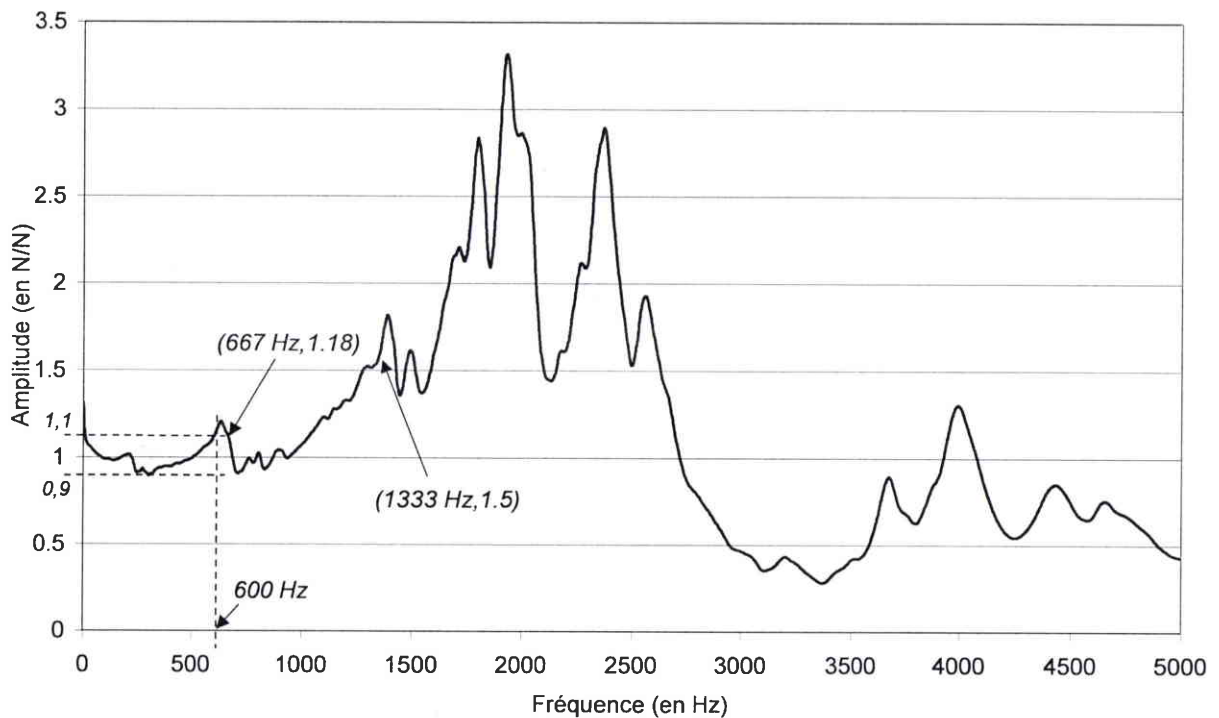


figure 2.38 : FDT de l'effort délivré par la platine Kistler 9225B en fonction de l'effort appliqué par le marteau d'impact

On peut remarquer que l'amplitude de la FDT de la platine Kistler est comprise entre 0.9 et 1.1 entre 0 et 600 Hz. L'erreur sur l'effort indiqué par la platine est par conséquent inférieure à 10% de la valeur de l'effort mesuré sur cette plage d'utilisation. Les essais ont été effectués pour des fréquences de passage de la dent comprises dans cette plage de fréquence. Un essai d'usinage représentatif est présenté afin de discuter de la précision de la méthode de mesure.

Un outil monobloc à deux dents de diamètre 32 mm de la marque Précioutil effectue un rainurage dans une plaque d'aluminium AU4G vissée à la platine Kistler, qui est montée sur la table de la fraiseuse Gambin 120 CR. Les conditions de coupe sont les suivantes : fréquence de rotation de la broche 10 000 tr/min, avance à la dent de 0,5 mm/dent, vitesse de coupe de 1005 m/min et profondeur de passe de 3 mm.

La comparaison s'effectue pour une opération de rainurage, car cette opération ne nécessite pas un dynamomètre de bande passante aussi élevée que dans le cas du contourage (*Auchet et al.* [2.22] [Annexe 2]). Les deux paragraphes suivants vont mettre en évidence l'influence de la méthode de calcul puis des conditions d'impact sur la précision de l'effort obtenu à partir de la méthode PMA.

2.3.1.1. Influence de l'utilisation des tensions de commande d'un seul ou des deux paliers sur la précision de la mesure

Notre première idée a été d'exploiter séparément les tensions de commande de chacun des deux paliers magnétiques actifs. Il est possible de déterminer chacun des efforts F_x et F_y à partir des tensions S_1 et S_2 mesurées au palier avant, mais également à partir des tensions S_3 et S_4 mesurées au palier arrière. L'effort de coupe F_y calculé en utilisant une méthode de résolution directe doit être quasiment identique à celui mesuré en utilisant l'autre méthode de résolution directe, puisque les tensions de commandes des paliers avant et arrière mesurées au cours de l'usinage sont l'image du même effort de coupe. Les efforts $E_2^{(1)}$ et $E_2^{(2)}$ sont calculés en utilisant les relations (2.30) et (2.31) et superposés sur la figure 2.39.

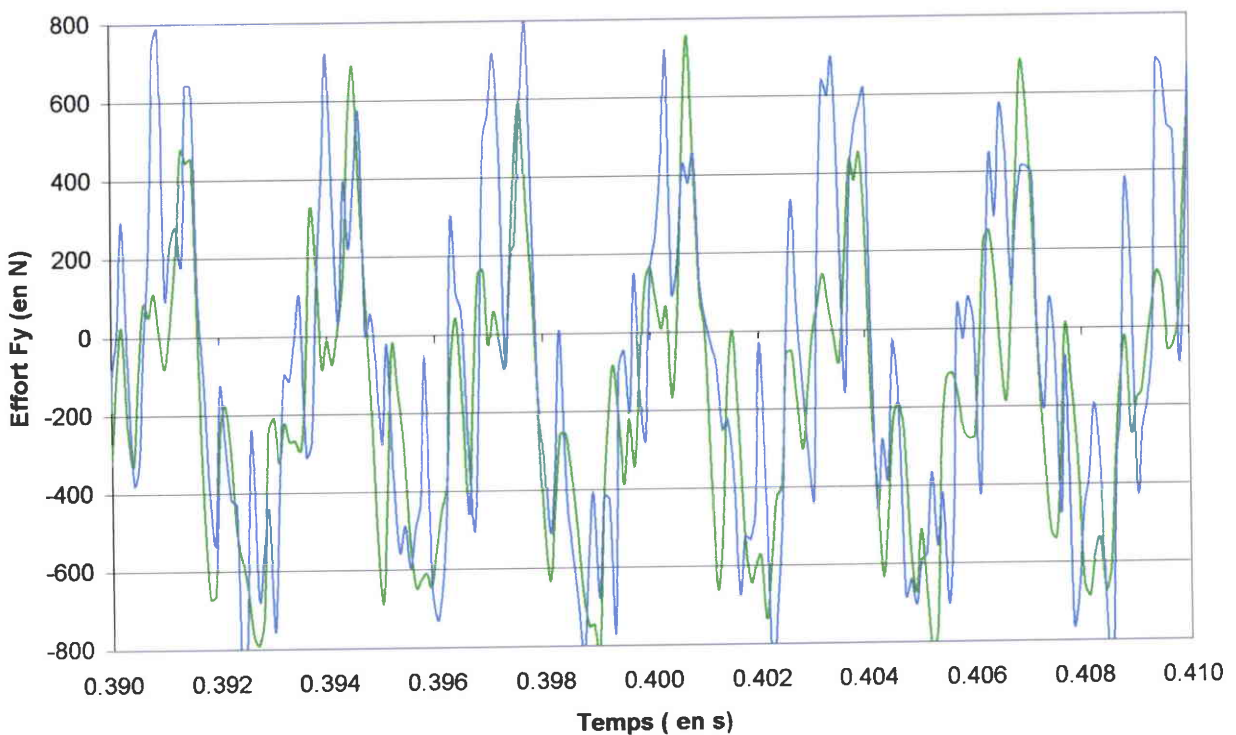


figure 2.39 : Effort F_y obtenu respectivement avec la méthode de résolution directe 1 (en bleu) et 2 (en vert)

Sur la figure 2.39, on constate que les efforts calculés $E_2^{(1)}$ et $E_2^{(2)}$ sont très différents, ce qui nous amène à abandonner les méthodes de résolution directe au profit de la méthode des moindres carrés qui est beaucoup plus précise comme le montre la figure 2.40. La méthode des moindres carrés est basée sur l'utilisation d'un système redondant qui nous permet de connaître avec plus de précision le comportement de l'outil à partir des efforts mesurés aux paliers par multiplication du nombre de degrés de liberté utilisés pour décrire le système

vibratoire outil/porte-outil/rotor. Nous utilisons les quatre tensions de commande mesurées lors de l'usinage pour déterminer les deux efforts de coupe F_x et F_y .

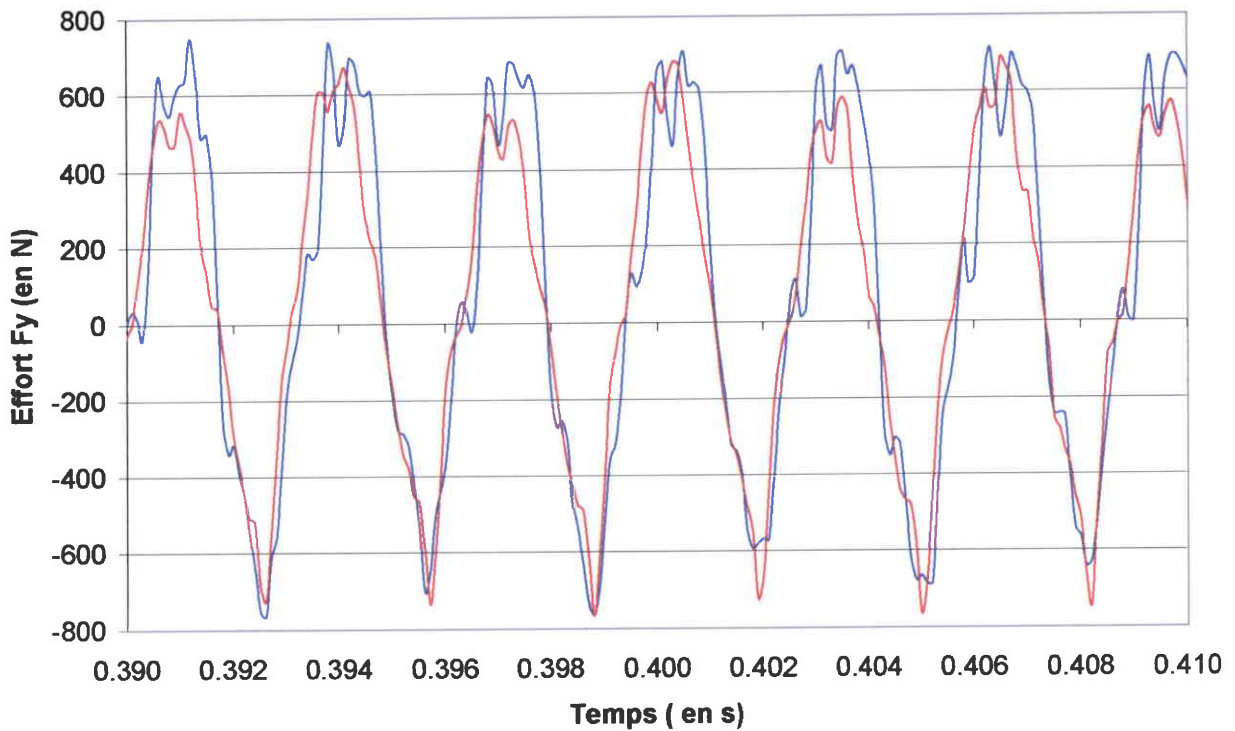


figure 2.40 : Effort de coupe F_y déterminé par la méthode des moindres carrés (en bleu) et l'effort F_y mesuré par la platine Kistler (en rouge)

Les efforts de coupe F_x et F_y calculés en utilisant la méthode des moindres carrés sont tous deux similaires aux mesures obtenues avec la platine. Cependant, il semble que la platine ne détecte pas l'oscillation qui apparaît à quatre fois la fréquence de passage de la dent qui est mesurée par la méthode indirecte ($f \approx 1333$ Hz).

On peut le vérifier en comparant les TFD des deux signaux (figure 2.41) où l'on constate que les raies des deux signaux sont superposables à la fois à la fréquence de passage d'une dent (333 Hz), mais également à la fréquence de rotation (167 Hz), alors que des différences apparaissent au niveau des raies dont les fréquences sont deux fois et quatre fois la fréquence de passage de la dent (respectivement 667 et 1333 Hz).

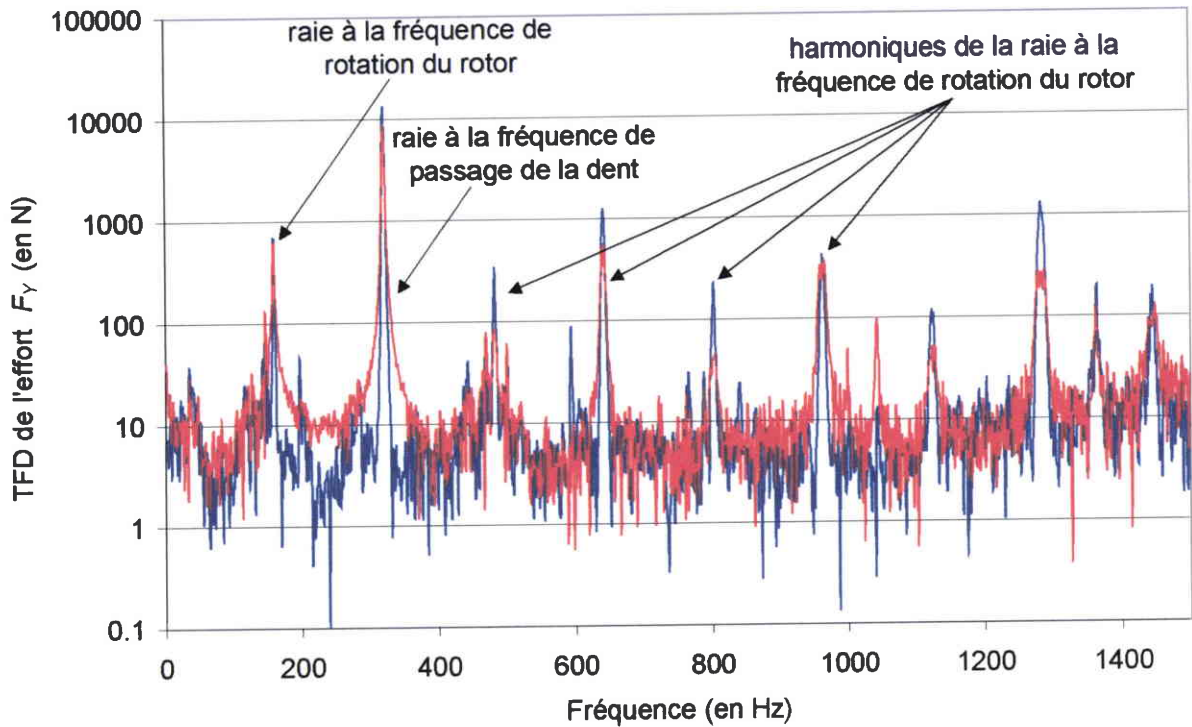


figure 2.41 : TFD de l'effort F_y déterminé par la méthode des moindres carrés (en bleu) et l'effort F_y mesuré par la platine Kistler (en rouge)

Les raies du spectre de l'effort F_y mesuré par la platine Kistler ayant pour fréquence 667 Hz et 1333 Hz devraient être amplifiées par le comportement dynamique de la platine car la FDT de l'effort délivré par la platine en fonction de l'effort appliqué par le marteau d'impact prend respectivement une valeur de 1,18 et de 1,5 pour ces deux raies sur la figure 2.38. Cette FDT ne prend cependant pas en compte l'influence des vibrations de la table de la machine outil sur les mesures délivrées par la platine. Une compensation accélérométrique est nécessaire pour corriger ce défaut de la platine Kistler. Dans le domaine temporel, les courbes de l'effort F_y mesuré par les deux méthodes présentent la même tendance, puisque les raies ayant une fréquence basse sont identiques, mais l'oscillation apparaissant à 1333 Hz est moins prononcée sur le signal de la platine car elle est masquée par le comportement dynamique de la platine.

2.3.1.2. Influence des conditions d'impact sur la précision de la mesure

Les fonctions de transfert entre les paliers et le bout de l'outil ont tout d'abord été réalisées en utilisant un marteau d'impact. On constate sur la figure 2.42 que l'amplitude de l'effort est déterminée à partir des FDT obtenues avec un marteau d'impact est de trente pour cents inférieure à celle mesurée par la platine Kistler.

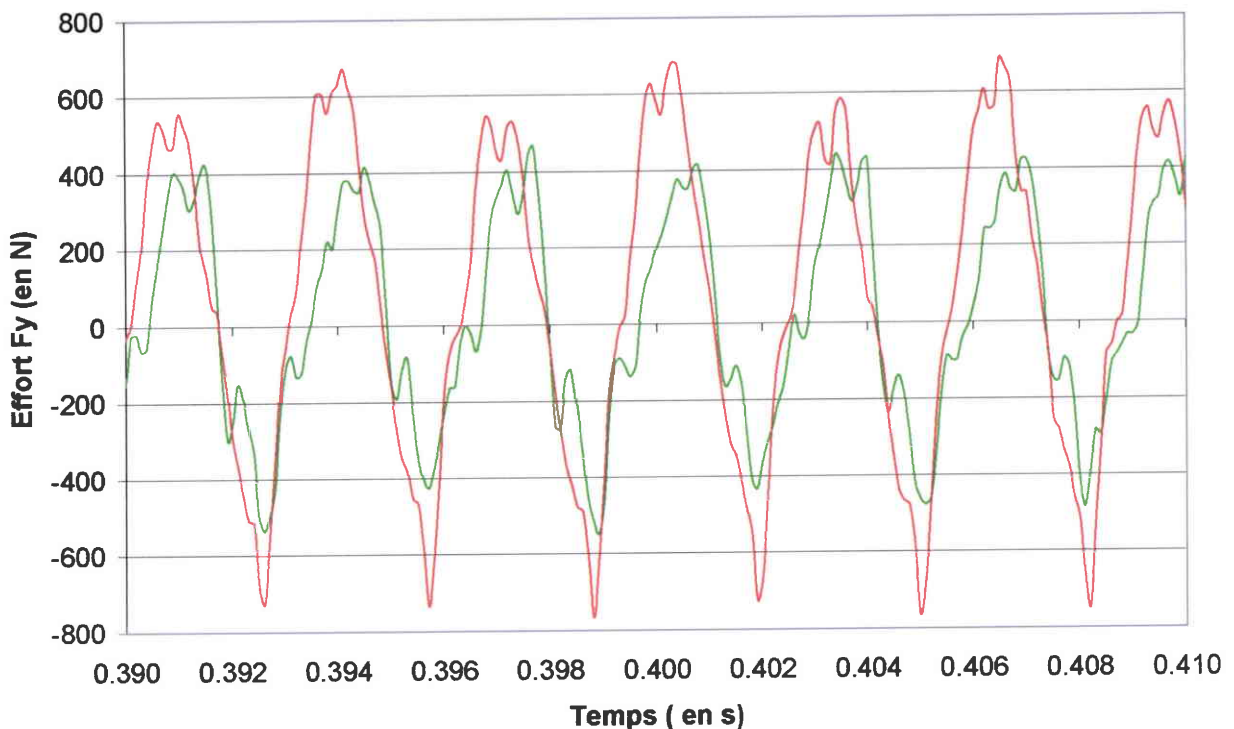


figure 2.42 : Effort F_y déterminé à partir des FDT obtenues en impactant au marteau (en vert) et l'effort F_y mesuré par la platine Kistler (en rouge)

Cet écart a pour origine l'impossibilité de maîtriser parfaitement la direction de l'impact lors de l'utilisation d'un marteau. Ainsi, le capteur de force mesure l'amplitude totale d'un impact dont le vecteur n'est pas confondu avec l'axe selon lequel on souhaite exciter la structure. Nous avons développé un pendule d'impact pour contourner cette limitation du marteau (figure 2.35.b). La précision de la méthode est nettement améliorée (figure 2.40) lors de l'utilisation du pendule d'impact.

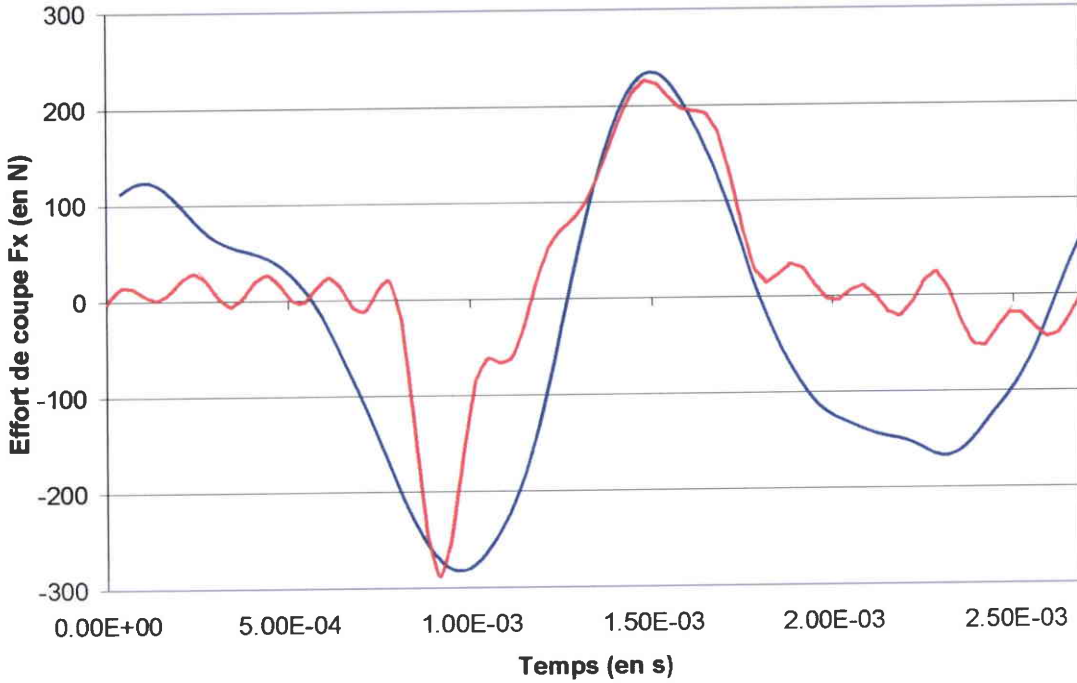
La validation de la méthode en contournage a tout d'abord été partiellement réalisée en vérifiant que la puissance de coupe calculée à partir des efforts de coupe obtenue avec notre méthode de mesure correspond à la puissance consommée par le moteur de la broche (*Auchet et al.* [2.23] [Annexe 3]).

La méthode a ensuite été validée pour des contournages effectués à des vitesses de rotation élevées grâce à la platine Dyna TK développée par *Lapujoulade* [2.10, 2.15].

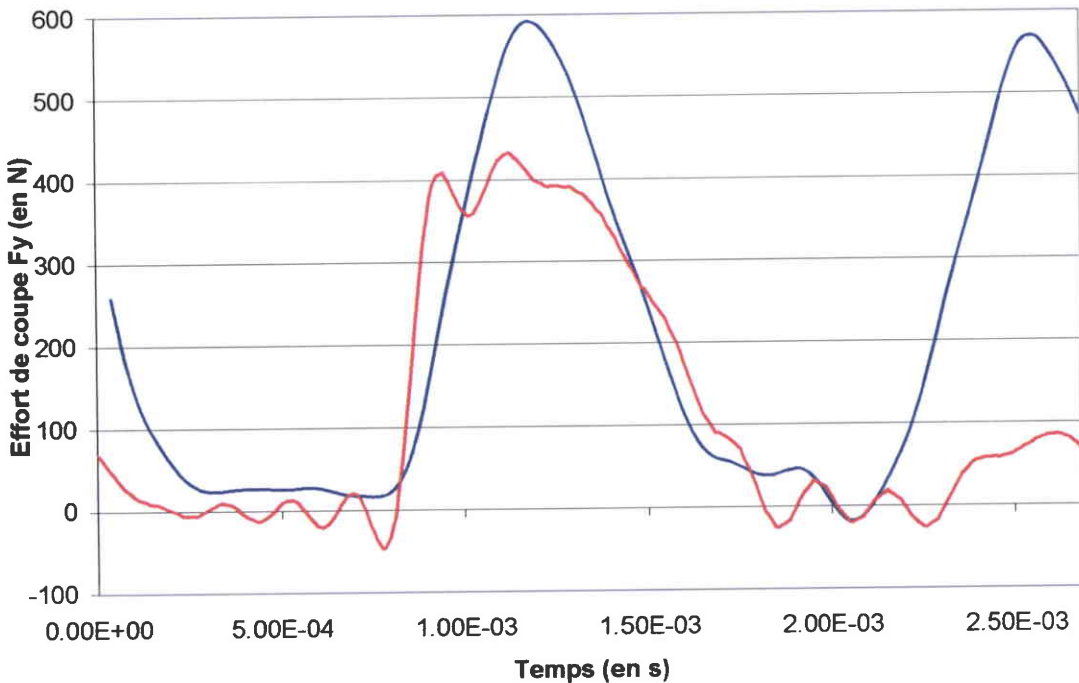
2.3.2. Comparaison avec la platine Dyna TK

La platine dynamométrique Dyna TK à capteurs piézoélectriques est présentée au paragraphe 2.1.4.3. Elle possède une bande passante supérieure à 8 kHz, ce qui en fait un outil adapté à l'usinage à grande vitesse. La figure 2.43 compare la mesure effectuée à l'aide de la platine Dyna TK à l'effort calculé à partir de la méthode basée sur les PMA.

Un outil à deux dents de diamètre 32 mm de la marque Cératizit (référence : MHSC-HP 32-R02-19) effectue un contournage dans une éprouvette d'aluminium AU4G vissée à la platine Dyna TK, elle même montée sur la table de la fraiseuse Gambin 120 CR. Les conditions de coupes sont les suivantes : fréquence de rotation de la broche 21 875 tr/min, avance 0,18 mm/tr/dent, vitesse de coupe 2199 m/min et profondeur de passe axiale de 5 mm et radiale de 25 mm. Les plaquettes de l'outil ont un rayon de bec de 2 mm.



a)



b)

figure 2.43 : efforts F_x (a) et F_y (b) mesurés par la platine DYNA TK (en rouge) [2.16] et les efforts déterminés à partir des tensions de commande des paliers (en bleu)

Les efforts de coupe F_x et F_y calculés en utilisant la méthode basée sur les paliers magnétiques présentent les mêmes tendances que les mesures obtenues avec la platine Dyna TK mais avec une amplitude supérieure. La platine Dyna TK semble cependant plus précise, car les signaux obtenus avec notre méthode ne présentent pas les fronts montants ou descendants caractéristiques de l'opération de contournage. Ces observations nous amènent à nous interroger sur les différences existant entre les essais réalisés sur les platines Kistler et Dyna TK. La fréquence de passage de la dent est tout d'abord plus élevée pour les essais réalisés sur la platine Dyna TK, de même que le nombre d'harmoniques à la fréquence de passage de la dent nécessaires pour décrire correctement les opérations de contournage (*Auchet at al.* [2.22] [Annexe 2]). Ces deux observations permettent d'affirmer que la bande passante du moyen de mesure d'effort utilisé pour mesurer les efforts lors des essais réalisés sur platine Dyna TK doit être huit fois supérieure à celle pour les essais sur platine Kistler. De plus, on peut constater sur la figure 2.44 que la raideur de l'ensemble porte-outil/outil utilisé pour les essais Kistler est plus importante que pour les essais Dyna TK.

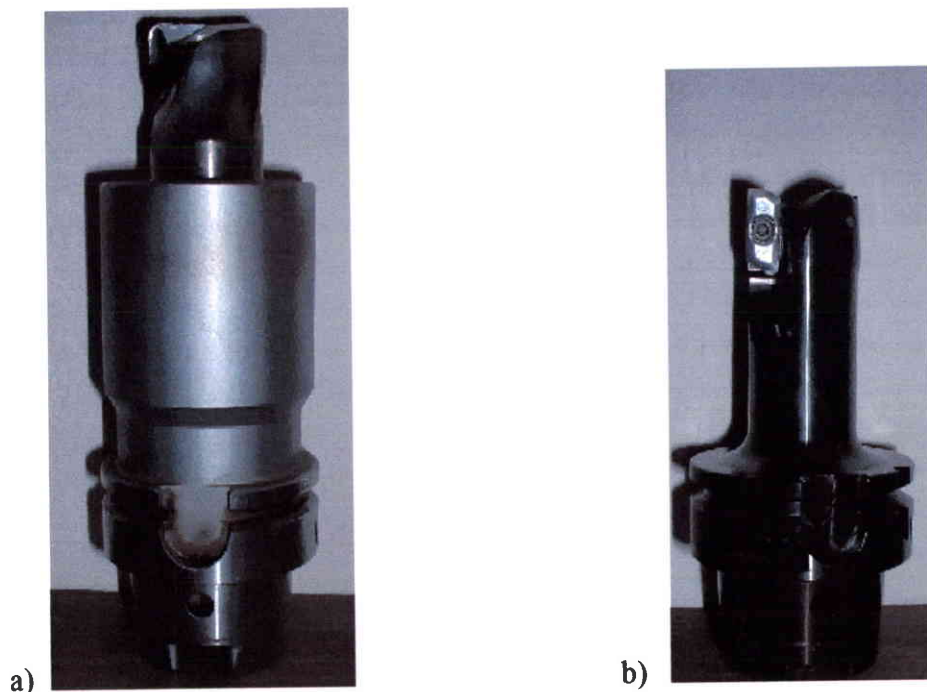


figure 2.44 : ensemble porte-outil/outil utilisés pour les essais Kistler (a) et Dyna TK (b)

La raideur de l'ensemble porte-outil/outil semble limiter la bande passante de notre méthode de mesure. Une perspective à donner à mon travail consiste à déterminer la bande passante de la méthode de mesure PMA en fonction de l'ensemble porte-outil/outil utilisé pour usiner.

Nous présentons dans le prochain paragraphe les phénomènes pouvant être à l'origine des différences observées entre les signaux comparés.

2.4. Les limites de la méthode

Notre méthode de mesure des efforts de coupe en utilisant les FDT paliers/outil expérimentales possède actuellement trois limites qu'il est nécessaire de préciser.

2.4.1. Effet perturbant du balourd du rotor et des frottements hydrodynamiques

L'asymétrie mineure du rotor provoque un balourd qui est compensé par les électroaimants des paliers magnétiques, en même temps que les forces extérieures appliquées au rotor, telles que les efforts de coupe et les frottements hydrodynamiques. Les tensions de commande mesurées au niveau des paliers contiennent ainsi également des informations destinées à compenser le balourd et les frottements hydrodynamiques en plus des efforts de coupe. Sur la figure 2.45 sont superposées la TFD de la tension de commande S_1 pour un outil uniquement en rotation et celle du même outil en cours d'usinage.

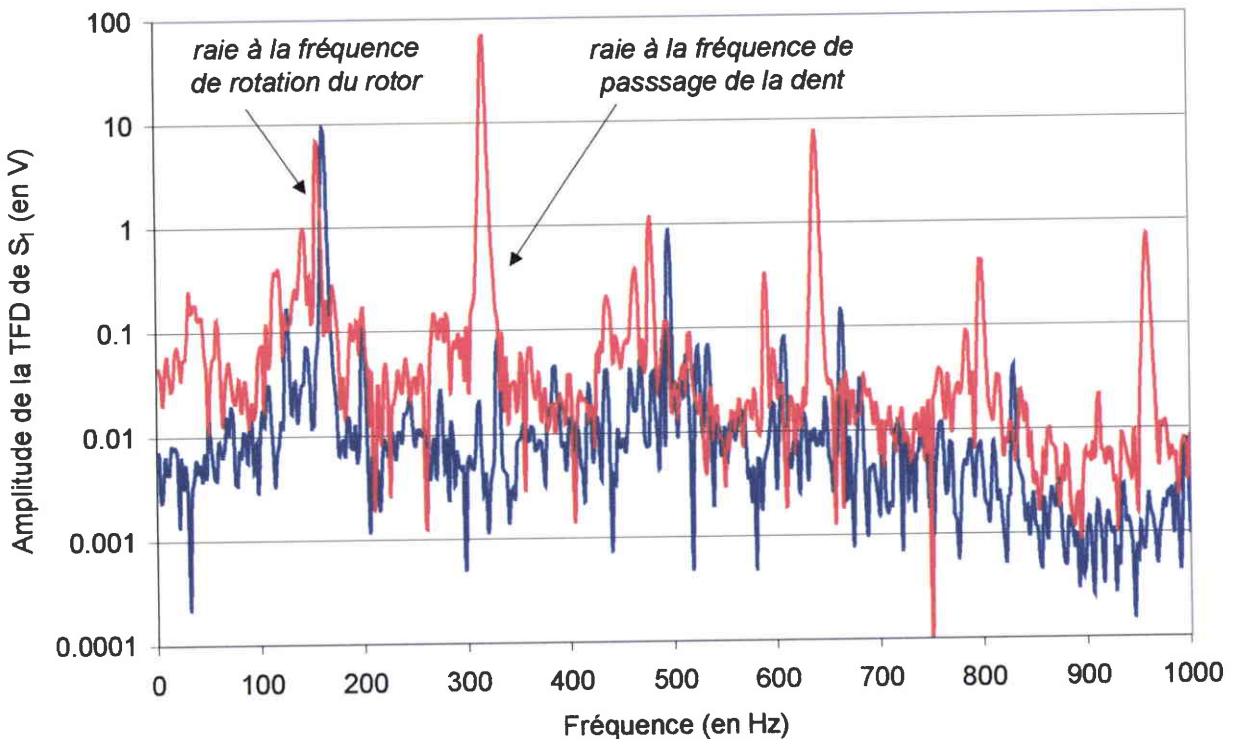


figure 2.45 : Amplitude de la TFD de la tension commande S_1 uniquement lors de la rotation de l'outil (en bleu) et au cours de l'usinage (en rouge)

On constate que la raie apparaissant à la fréquence de rotation du rotor semble identique sur les deux courbes, mais elle n'a pas pour origine le même phénomène. Le balourd est le phénomène prépondérant lorsque l'outil est uniquement en rotation, alors que la différence de

coupe entre les dents de l'outil a également une influence sur la raie apparaissant à la fréquence de rotation du rotor au cours de l'usinage.

Nous n'avons actuellement pas trouvé de méthode permettant de séparer des quatre tensions de commande des PMA mesurées l'influence du balourd et des frottements hydrodynamiques de celle des efforts de coupe.

2.4.2. Dualité temps/fréquence et fréquence d'échantillonnage limité

Notre méthode de mesure s'appuie sur un passage dans le domaine fréquentiel pour associer les tensions de commande mesurées au cours de l'usinage au FDT paliers outils, alors qu'il n'est pas possible d'avoir à la fois une description temporelle et fréquentielle fine d'un phénomène.

En effet, comme nous l'avons expliqué au paragraphe 1.2.2, le pas de fréquence Δf entre deux raies du spectre d'un signal temporel échantillonné à la fréquence F_e est obtenu en divisant la fréquence d'échantillonnage par le nombre de points de l'échantillon N_e .

$$\Delta f = F_e / N_e \quad (2.35)$$

Le phénomène est supposé périodique sur la durée de l'échantillon. La précision du spectre fréquentiel décroît lorsque la fréquence d'échantillonnage croît pour un nombre de points de l'échantillon N_e fixé. Cette dépendance entre la variation de précision du signal temporel et du spectre fréquentiel est appelée dualité temps/fréquence.

Nous limitons la fréquence d'échantillonnage F_e à 25 kHz, car elle permet d'obtenir des spectres dont la fréquence maximale est 12,5 kHz, au delà de laquelle nous estimons que le contenu fréquentiel des signaux n'est plus significatif. L'un des points faibles de La TFD réside dans son propre mode de fonctionnement. Echantillonner N_e points à la fréquence F_e nécessite une durée minimale N_e/F_e pendant laquelle le signal observé doit être périodique afin de l'analyser.

Comme le temps d'usinage est limité de par les grandes vitesses d'avance utilisées en usinage à grande vitesse, nous étudions l'influence du choix du nombre de points de l'échantillon N_e sur la précision de la mesure.

Un outil à deux dents de diamètre 25 mm de la marque Cératizit (référence : MHSC-HP 25-R02-19) effectue un rainurage dans une éprouvette d'aluminium AU4G vissée à la table de la fraiseuse Gambin 120 CR. Les conditions de coupe sont les suivantes : fréquence de rotation de la broche 10 000 tr/min, avance 0,25 mm/tr/dent, vitesse de coupe 1571 m/min et profondeur de passe 3 mm. Les plaquettes de l'outil ont un rayon de bec de 2 mm. La fréquence d'échantillonnage est 25 kHz. La figure 2.46 présente la TFD de l'effort de coupe F_x obtenu par notre méthode de mesure pour une valeur N_e de 2500, 5000 et 10 000 points, correspondant respectivement à une résolution fréquentielle du spectre de l'effort de coupe de 2.5, 5, et 10 Hz.

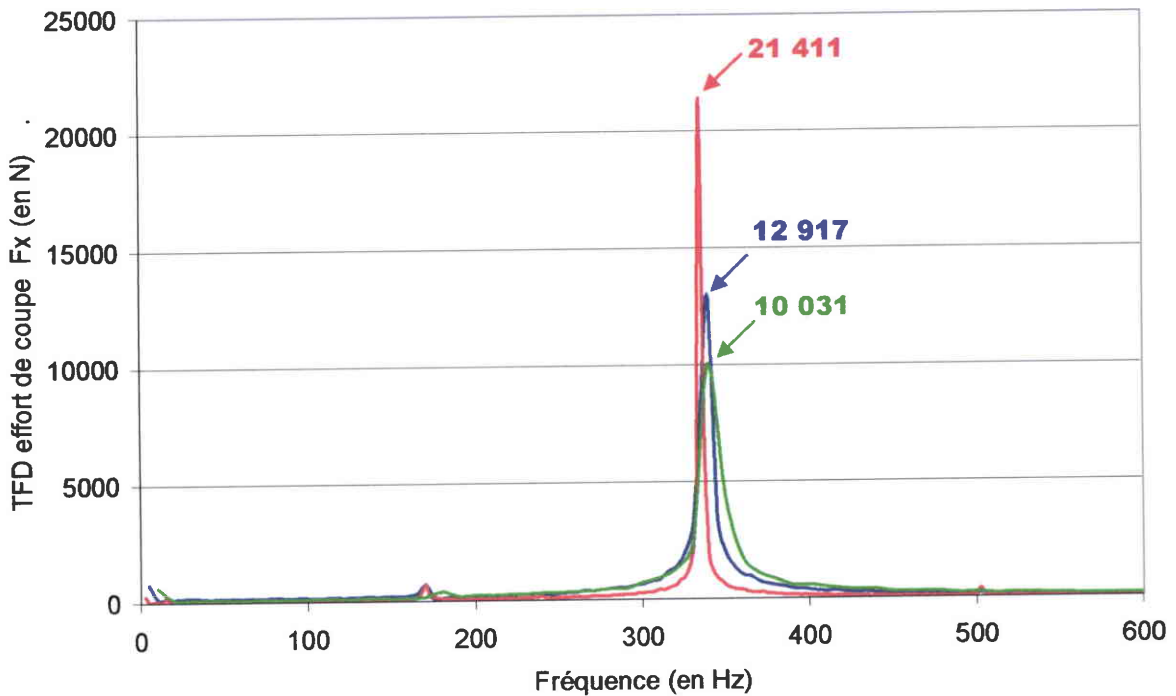


figure 2.46 : TFD de l'effort de coupe F_x obtenu par la méthode PMA pour une valeur N_e de 2500 (en vert), 5000 (en bleu) et 10 000 points (en rouge)

L'augmentation du nombre de points affine les raies du spectre et augmente leur valeur maximale, diminuant l'effet palissade qui provient de la répartition de l'énergie des fréquences comprises entre deux raies successives sur les raies voisines.

La figure 2.47 permet de visualiser le gain de précision obtenu sur le signal temporel de l'effort de coupe F_x .

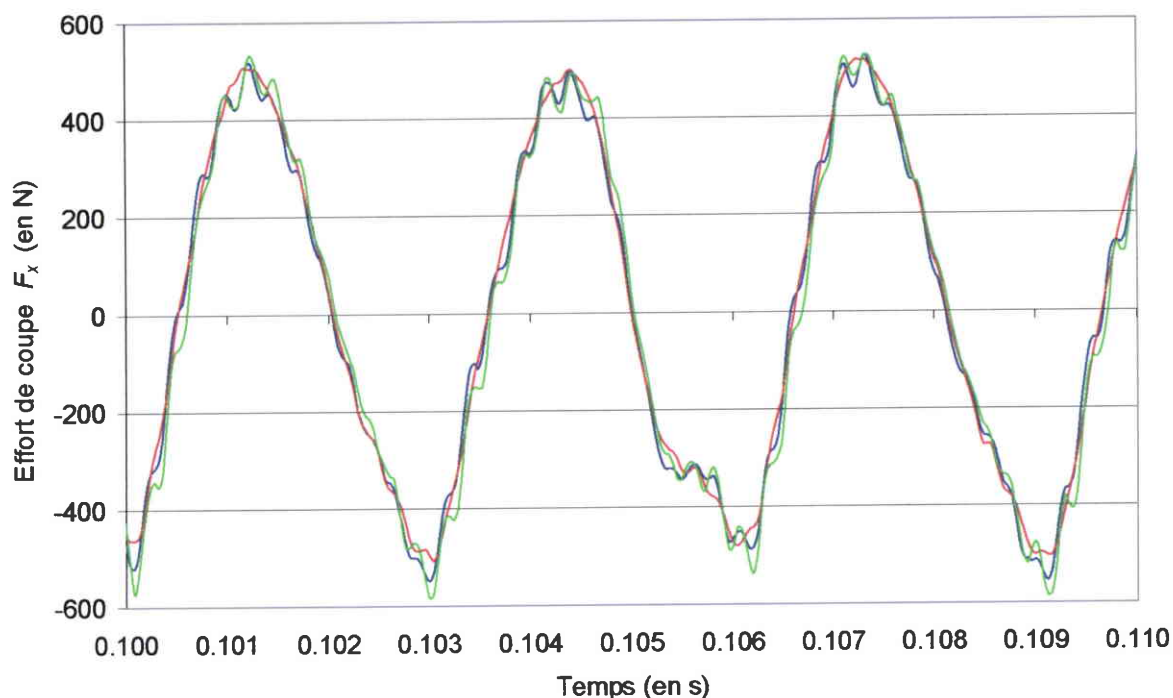


figure 2.47 : Effort de coupe F_x obtenu par la méthode PMA pour une valeur N_e de 2500 (en vert), 5000 (en bleu) et 10 000 points (en rouge)

On remarque que la courbe la plus précise, en rouge, est moins bruitée que les deux autres, et que l'effort extrémal est inférieur de 10 % à l'effort calculé en prenant une valeur de N_e égale à 2500 points. Enregistrer 10 000 points échantillonnés à une fréquence de 25 kHz nécessite une durée d'échantillonnage de 0.4 secondes pendant laquelle le signal mesuré doit être périodique, ce qui est difficile à obtenir lors de l'usinage d'une pièce de forme complexe (variation fréquente des trajectoires).

La précision de notre méthode de mesure actuelle dépend du nombre de points par échantillon qu'il est possible de choisir et par conséquent du temps pendant lequel l'effort de coupe est périodique. Une perspective à donner à ce travail est l'utilisation de la Transformée de Fourier Court Terme à la place de la TFD car elle est plus adaptée à l'analyse de phénomènes fortement fluctuant ou de durée très courte.

2.4.3. Bande passante de la broche utilisée comme dynamomètre

Notre méthode de mesure des efforts de coupe étant basée sur l'obtention de FDT paliers/outil, la bande passante de la broche utilisée comme dynamomètre dépend de la rigidité de l'ensemble rotor/porte-outil/outil. Lors d'un impact sur un outil très flexible, peu d'énergie est transmise aux paliers. Ainsi, la cohérence de la FDT paliers/outil, c'est à dire le rapport signal sur bruit, chute pour une fréquence plus faible que pour un outil plus rigide.

Cette limite nous empêche de mesurer les efforts selon l'axe de la broche car le serre-outil amortit tellement l'impact en bout d'outil qu'il n'est pas possible d'obtenir une FDT palier axial/outil.

Lors de la perte de cohérence des FDT paliers/outil, l'électronique d'asservissement de la broche joue le rôle de filtre passe bas, ce qui permet d'obtenir des spectres des tensions de commande des PMA peu bruités sans utiliser aucun filtre additionnel. Nous n'avons cependant pas étudié précisément l'effet de l'électronique d'asservissement sur les FDT.

2.5. Conclusion

Une étude bibliographique de la mesure des efforts de coupe en fraisage met en évidence que la majorité des méthodes développées ont une bande passante trop faible pour être utilisable en fraisage à grande vitesse. Seul le dynamomètre Dyna TK développé par *Lapujoulade et al.* [2.10, 2.15, 2.16] est capable de mesurer les efforts de coupe sur l'ensemble de la gamme de fréquence qu'il est possible d'exciter avec notre broche.

La méthode de mesure proposée ne nécessite pas l'instrumentation de la machine outil car elle est basée sur l'analyse des informations directement fournies par les PMA de la broche d'usinage. L'effort de coupe est obtenu en appliquant aux tensions de commande des PMA, enregistrées au cours de l'usinage, huit FDT PMA/outil déterminées expérimentalement lorsque le rotor est à l'arrêt. Les FDT PMA/outil sont obtenues en mesurant simultanément l'amplitude d'un impact appliqué à l'extrémité de l'outil et les quatre tensions de commande des PMA.

Suite à une campagne d'essais de quarante huit usinages, répétés chacun trois fois, nous constatons que nos mesures d'efforts sont en bon accord avec celles effectuées avec la platine Kistler et que la méthode possède une bonne répétabilité. La faisabilité de la mesure des efforts de coupe en utilisant la méthode PMA est démontrée.

Pour augmenter la précision de notre méthode, deux perspectives à donner à ce travail sont envisageables :

- retirer l'effet du balourd et des efforts hydrodynamiques de la mesure des efforts de coupe, car les tensions de commande mesurées au cours de l'usinage sont l'image de l'ensemble des efforts appliqués au rotor par les électroaimants.
- remplacer la TFD par la Transformée de Fourier Court Terme lors du passage dans le domaine fréquentiel des tensions de commande mesurées car cette transformée est plus adaptée à l'analyse de phénomènes fortement fluctuants ou de durée très courte.

Les douze essais effectués sur la platine Dyna ont cependant mis en évidence la dépendance de la bande passante de la méthode PMA vis à vis de la raideur de l'ensemble porte-outil/outil, ce qui constitue une limite importante de la méthode PMA en utilisant des FDT palier/outil expérimentales. De plus, la mesure expérimentale des FDT paliers/outil ne prend pas en compte les effets gyroscopiques qui sont prépondérants pour un outil uniquement en rotation ou pour un usinage instable (chapitre 1.3). Ces deux limites de la méthode PMA utilisant des FDT paliers/outil expérimentales sont contournées en utilisant des FDT numériques obtenues à l'aide d'une modélisation par éléments finis de l'ensemble rotor/porte-outil/outil en rotation.

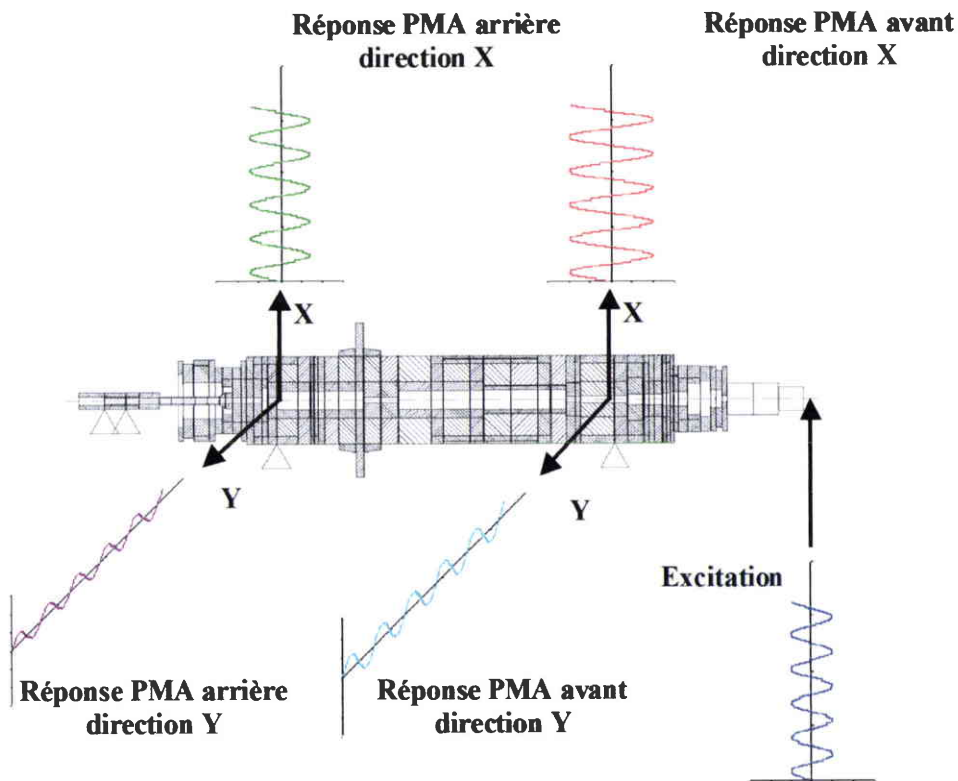
REFERENCES DU CHAPITRE II

- [2.1] Y. Altintas, Prediction of cutting forces and tool breakage in milling from feed drive current measurement, ASME, Journal of Engineering for Industry ,vol. 114, pp. 386-392, 1992.
- [2.2] T.-Y. Kim and J. Kim, Adaptive cutting force control for a machining centre by using indirect cutting force measurements, International Journal of Machine Tools & Manufacture vol. 36, pp. 926-937, 1996.
- [2.3] Y.-H. Jeong, D.-W. Cho, Estimating cutting force from rotating and stationary feed motor currents on a milling machine, International Journal of Machine Tools & Manufacture, vol. 42, pp. 1559-1566, 2002.
- [2.4] D. Kannopp, Computer simulation of stick slip friction in mechanical dynamic systems, Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, vol. 107, pp. 478-484, 1985.
- [2.5] K.C. Cheok, H. Hu, N.K. Loh, Modeling and identification of a class of servomechanism systems with stick-slip friction, Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, vol. 110, pp. 324-328, 1988.
- [2.6] S. A. Spiewak, Acceleration based indirect force measurement in metal cutting processes, International Journal of Machine Tools & Manufacture, vol. 35(1), pp. 1-17, 1995.
- [2.7] S. Spiewak, Instrumented milling cutter for in-process measurement of spindle error motion, Annals of the CIRP, vol. 41(1), 1992.
- [2.8] I. Korkut, A dynamometer design and its construction for milling operation, Materials & Design, vol. 24, pp. 631-637, 2003.
- [2.9] Plaquette commerciale Kistler, Mesure des efforts de coupe. Précision innovante pour plus de rentabilité.
- [2.10] J. Tlustý, D.Y. Jang, Y.S. Tarn, Measurement of the milling force over a wide range, Proceedings 15th NAMRC, pp. 273-280, 1987.
- [2.11] T.Y. Ahn, K.F. Eman, S.M. Wu, Cutting dynamics identification by dynamic data system modeling approach, ASME journal of engineering for industry, vol. 107, pp. 91-94, 1985.
- [2.12] P.E. Gyax, Experimental full cut milling dynamics, Annals of CIRP, vol. 29 (1), pp. 61-66, 1980.

- [2.13] S.A. Spiewak, J. Di Corpo, Adaptive compensation of dynamic characteristics for in-process sensors, ASME journal of engineering for industry, vol. 113, pp. 198-206, 1991.
- [2.14] F. Lapujoulade, Measuring of cutting forces during fast transient periods, in : Proc. First French and German Conference on High Speed Machining, Metz, pp. 372-376, Juin 1997.
- [2.15] F. Lapujoulade, G. Coffignal, J. Pimont, Cutting forces evaluation during high speed milling, in : Proc. Second Conference International IDMMME'98, Compiègne, vol. 2 pp. 541-549, Mai 1998.
- [2.16] F. Lapujoulade, Communications privées, 2004.
- [2.17] N. Tounsi, A. Otho, Dynamic cutting force measuring, International Journal of Machine Tools & Manufacture, vol. 40, pp. 1157-1170, 2000.
- [2.18] N. Tounsi, A. Otho, Identification of machine-tool-workpiece system dynamics, International Journal of Machine Tools & Manufacture, vol. 40, pp. 1367-1384, 2000.
- [2.19] S. Auchet, P. Chevrier, M. Lacour, P. Lipinski, A new method of cutting force measurement based on command voltages of Active Electro-Magnetic Bearings, International Journal of Machine Tools & Manufacture, vol. 44, pp. 1441-1449, 2004.
- [2.20] B. Wagner, Communications privées, 2004.
- [2.21] D.J. Ewins, Modal Testing : Theory and Practice, Research Studies Press LTD, Great Britain, 1984.
- [2.22] S. Auchet, P. Chevrier, P. Lipinski, Indirect measurement of dynamic cutting forces, in: Proc. 15th technical meeting DYMAT, Metz, Juin 2004.
- [2.23] S. Auchet, P. Chevrier, M. Lacour, P. Lipinski, Mesure indirecte de la puissance de coupe, dans : Proc. 3^{ème} assises UGV, Clermont-Ferrand, pp. 51-58, Mars 2004.

Chapitre III : Modélisation par éléments finis de l'ensemble rotor/porte-outil/outil

Les FDT paliers/outil expérimentales ne prennent pas en compte les effets gyroscopiques et leur cohérence est liée à la raideur de l'outil de coupe utilisé. Ces problèmes sont contournés en utilisant des FDT paliers/outil numériques obtenues en utilisant une modélisation par éléments finis de l'ensemble rotor/porte-outil/outil en rotation. La précision de la modélisation de l'ensemble rotor/porte-outil est tout d'abord discutée. La prise en compte de l'outil dans la modélisation est décrite. Nous présentons la méthode d'obtention des huit FDT PMA/outil déterminées par simulation numérique et émettons des hypothèses concernant l'origine de raies à hautes fréquences apparaissant sur les spectres des efforts de coupe calculés en utilisant des fonctions de transfert paliers/outils numériques.



Détermination de FDT paliers/outil par analyse harmonique de l'ensemble rotor/porte-outil/outil modélisé par éléments finis

3.1. Modélisation de l'ensemble rotor/cône HSK

Nous avons expliqué qu'un palier magnétique actif est caractérisé par son électronique d'asservissement qui a pour but de contrôler la position du rotor en agissant sur le courant envoyé dans les électro-aimants des PMA. L'asservissement dépend de la dynamique du rotor de la machine à paliers magnétiques actifs, c'est pourquoi il est nécessaire d'étudier le comportement dynamique de chaque rotor au moment de la conception du PMA. La modélisation est par la suite affinée consécutivement à des mesures expérimentales réalisées lors de la mise en route de la machine.

Le service calcul de la société S2M est chargé d'effectuer la modélisation des rotors des machines équipées de PMA. Nous allons présenter le modèle de l'ensemble rotor/cône HSK de la broche SMB30 réalisé par *Lacour* [3.1], responsable du service calcul de S2M.

La raideur en bout d'outil est caractéristique du comportement dynamique du rotor. Elle est obtenue expérimentalement en mesurant à la fois l'amplitude d'un impact appliqué au bout du porte-outil au moyen de la cellule de force du pendule d'impact et l'accélération consécutive à l'impact par l'intermédiaire d'un accéléromètre fixé au bout du porte outil (figure 3.1).

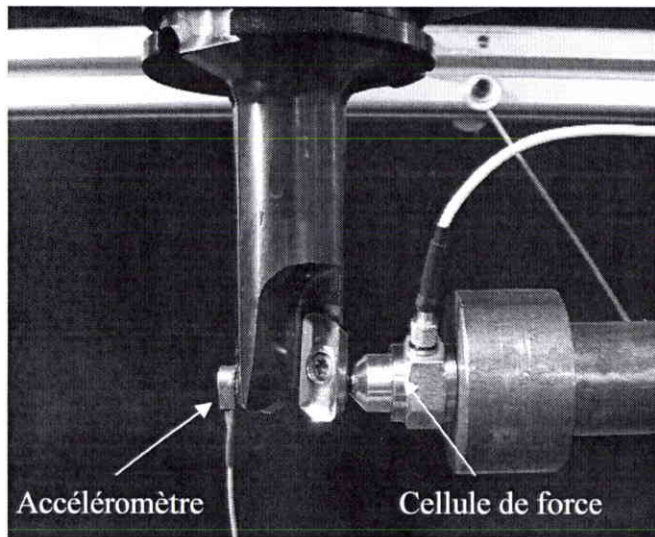


figure 3.1 : Maillage en éléments finis de l'ensemble rotor/cône HSK

La raideur en bout de porte-outil est la fonction de transfert entre l'amplitude de l'impact et le déplacement au point de l'impact, obtenu en intégrant deux fois l'accélération mesurée. L'accéléromètre utilisé, de modèle PCB U352B22, possède une sensibilité de 10.17 mV/g et une résolution de $15 \cdot 10^{-4}$ g. La cellule de force, de modèle 8200 de la marque Brüel et Kjær, possède une sensibilité de 3.89 pC/N. L'accéléromètre et le capteur de force possèdent une bande passante comprise entre 10 Hz et 8 KHz.

Les modifications apportées au modèle existant, permettant de caler le modèle à l'arrêt sur les mesures expérimentales de raideur en bout d'outil, sont décrites dans les trois paragraphes suivants. Nous redéfinissons tout d'abord les propriétés mécaniques des matériaux, puis nous étudions la rigidité des éléments de l'ensemble rotor/cône HSK en contact entre eux, alors que la modélisation initiale les suppose encastrés. Enfin, l'amortissement de la structure est mieux défini au moyen des coefficients de Rayleigh α et β dont le calcul est présenté dans la dernière partie de ce paragraphe.

3.1.1. Présentation du modèle existant

La société S2M utilise le logiciel Madyn [3.2] pour l'étude du comportement dynamique des rotors des machines équipées de PMA. Il est dédié à l'étude des rotors des machines tournantes car l'équation d'équilibre utilisée pour l'extraction des valeurs propres du rotor prend en compte la matrice de Coriolis qui est responsable des effets gyroscopiques :

$$[M] \ddot{x} + ([D] + \omega [\Theta]) \dot{x} + [K] x = 0 \quad (4.1)$$

où $[M]$, $[D]$, $[K]$ et $[\Theta]$ sont respectivement les matrices de masse, d'amortissement, de raideur et de Coriolis. ω est la fréquence de rotation de l'arbre.

Le logiciel Madyn impose une modélisation en 2D qui semble convenir pour l'étude de l'ensemble rotor/cône HSK quasiment de révolution. Néanmoins, ce point sera discuté lors de l'étude de la modélisation de l'outil car le modèle est composé d'éléments poutres travaillant en flexion, en torsion et en compression.

Pour des raisons de confidentialité, les dimensions du rotor présenté figure 3.2 diffèrent de celles du rotor de la broche SMB30.

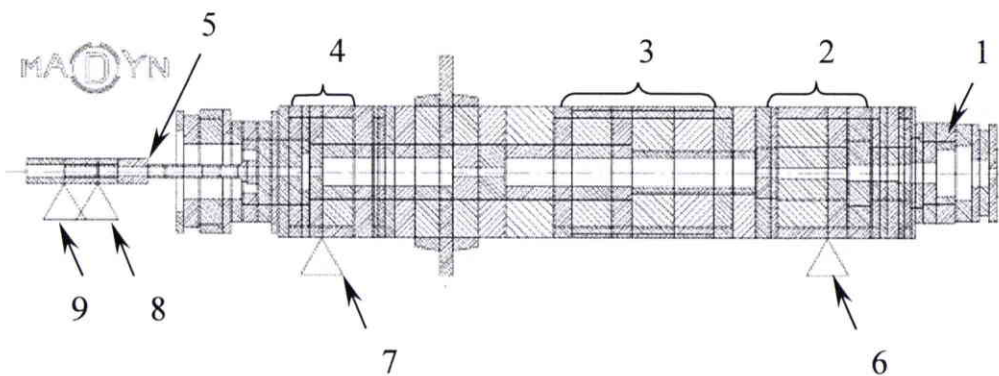


figure 3.2 : Maillage en éléments finis de l'ensemble rotor/cône HSK

Le cône HSK (1) est supposé encastré au corps du rotor de par l'action du serre-outil OTT (5). Le serre-outil qui traverse la broche est supposé ne pas apporter de raideur au rotor. Ces deux choix de modélisation sont discutés dans le paragraphe 3.1.3. Les parties (2), (3) et (4) du rotor désignent les éléments ferromagnétiques respectivement du PMA avant, du moteur et du PMA arrière. L'action de chaque PMA sur le rotor est modélisée par le biais d'un élément palier (6) et (7). Le comportement des PMA qui dépend de la fréquence d'excitation (savoir faire S2M), est ajouté par S2M. Les deux roulements à bille du serre-outil OTT sont représentés également par des éléments paliers (8) et (9). Chaque roulement est modélisé par un ensemble ressort-amortisseur en parallèle. La raideur du ressort a pour valeur 6.10^7 N/m et la valeur du coefficient d'amortissement est égale à 10^{-20} . Les propriétés des matériaux sont rassemblées dans le tableau 3.1.

	Module d'Young	Masse volumique
Acier	2.05E11 N/m ²	7 850 Kg/m ³
Acier n'apportant pas de raideur au rotor	2.05E08 N/m ²	7 850 Kg/m ³
Titane	1.237E11 N/m ²	4 281 Kg/m ³

tableau 3.1 : Propriétés des matériaux du rotor

Les données concernant la frette du moteur et les aimants des PMA sont confidentielles. De même, nous ne pouvons pas indiquer quelle propriété est assignée à chaque élément du rotor. Nous avons utilisé trois porte-outil à fretter de la marque EPB pour comparer le comportement du rotor modélisé à celui du rotor réel. Un porte-outil est uniquement composé du cône HSK et du cylindre de frettage qui est une forme très simple dont la modélisation est précise.

La précision de la modélisation de l'ensemble rotor/cône HSK est estimée à partir de la comparaison entre la raideur mesurée expérimentalement à l'arrêt et la raideur calculée à partir du modèle numérique pour une vitesse de rotation nulle. La figure 3.3 permet d'estimer la précision du modèle initial réalisé par *Lacour* [3.1]. Il faut souligner que sur ce graphique, les résonances sont les minima, car la raideur dynamique représente la fonction de transfert entre l'amplitude de l'impact et le déplacement au point de l'impact en N/m.

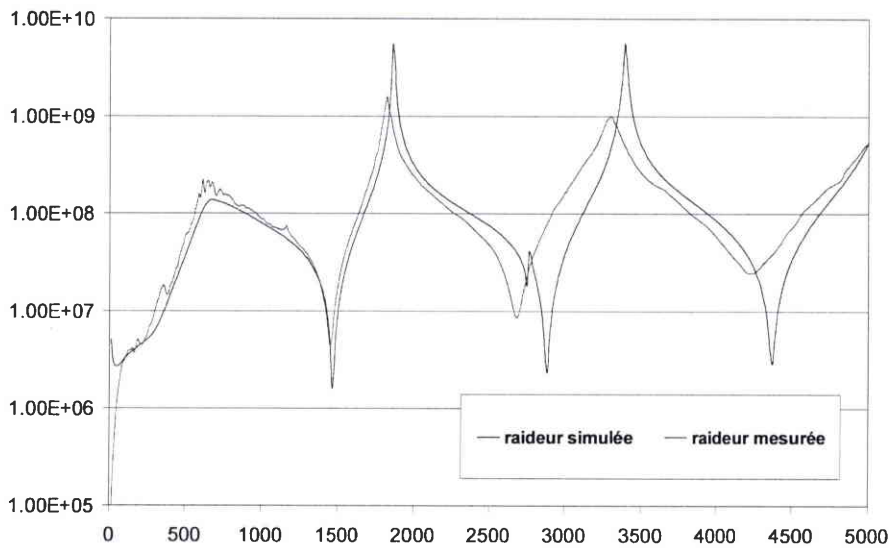


figure 3.3 : Raideur dynamique au bout du porte outil EPB 1680 obtenue expérimentalement (en rouge) et numériquement à partir du modèle initial de Lacour (en bleu)

La raideur simulée par le modèle initial est très proche de la mesure jusqu'à la première fréquence de résonance, puis s'éloigne progressivement de la mesure pour les fréquences plus élevées. Cette modélisation est satisfaisante, mais nous allons augmenter la précision de la modélisation afin de pouvoir calculer précisément des fonctions de transfert paliers magnétiques/outil numériques qui prennent en compte les effets gyroscopiques. Les fréquences des trois premiers modes de la raideur mesurée expérimentalement et de la raideur obtenue par simulation numérique sont comparées pour les trois porte-outil (tableau 3.2).

EPB 0670				
	Raideur Simulée	Raideur Mesurée	Différence entre la fréquence de la raideur simulée et de la raideur mesurée	Différence relative entre la fréquence de la raideur simulée et de la raideur mesurée
1er mode	1 525 Hz	1 500 Hz	25 Hz	1.67 %
2ème mode	3 050 Hz	2 850 Hz	200 Hz	7.02 %
3ème mode	4 700 Hz	4 525 Hz	175 Hz	3.87 %

EPB 1680				
	Raideur Simulée	Raideur Mesurée	Différence entre la fréquence de la raideur simulée et de la raideur mesurée	Différence relative entre la fréquence de la raideur simulée et de la raideur mesurée
1er mode	1 462.5 Hz	1 450 Hz	12.5 Hz	0.86 %
2ème mode	2 887.5 Hz	2 700 Hz	187.5 Hz	6.94 %
3ème mode	4 400 Hz	4 250 Hz	150 Hz	3.53 %

EPB 2595				
	Raideur Simulée	Raideur Mesurée	Différence entre la fréquence de la raideur simulée et de la raideur mesurée	Différence relative entre la fréquence de la raideur simulée et de la raideur mesurée
1er mode	1 375 Hz	1 350 Hz	25 Hz	1.85 %
2ème mode	2 600 Hz	2 437.5 Hz	162.5 Hz	6.67 %
3ème mode	4 000 Hz	3 825 Hz	175 Hz	4.58 %

tableau 3.2 : Modes de la raideur en bout de porte-outil simulée et mesurée

On remarque que les écarts de fréquence entre les modes de la raideur en bout de porte-outil simulée et mesurée sont proches pour les trois porte-outil. Pour poursuivre notre étude, nous avons choisi d'utiliser le porte-outil EPB 1680. La différence relative entre la fréquence de la raideur simulée et mesurée est proche de 1 % pour le premier mode, de 7% pour le deuxième et de 3,5 % pour le troisième. Nous allons utiliser ces trois pourcentages comme critères de précision de la modélisation de l'ensemble rotor/cône HSK. Les modifications apportées au modèle existant ont tout d'abord consisté à mieux définir les propriétés des matériaux.

3.1.2. Détermination des propriétés des matériaux

Il est difficile de connaître précisément les propriétés mécaniques des matériaux utilisés dans la fabrication du rotor car les fournisseurs garantissent la composition chimique des métaux vendus, mais n'effectuent pas d'essais de caractérisation des propriétés mécaniques. A composition identique, un même acier peut présenter des propriétés mécaniques légèrement différentes suite à l'influence des paramètres non maîtrisés de son mode d'élaboration. De plus, il est difficile de décrire les propriétés mécaniques des aimants car ils sont composés de résine et de tôles.

Ces constatations nous ont amené à diminuer les différences relatives entre chacun des trois premiers modes de la raideur simulée et mesurée en modifiant les propriétés des matériaux utilisés pour modéliser le rotor et le cône HSK. Nous avons effectué une série de simulations numériques à partir d'un plan d'expérience basé sur la méthode Taguchi [3.3] portant sur les propriétés des matériaux utilisés pour la modélisation de l'ensemble rotor/cône HSK.

La technique des plans d'expérience apporte une méthodologie permettant d'atteindre une meilleure connaissance du système observé en effectuant un minimum d'essais. Un plan d'expérience permet d'étudier l'influence d'un grand nombre de paramètres sur plusieurs réponses choisies. Chaque paramètre peut être réglé à sa valeur minimale ou à sa valeur maximale, que l'on appelle respectivement niveau bas et niveau haut du paramètre concerné. On effectue un plan d'expérience dont chaque essai est une simulation numérique qui vise à étudier l'influence de sept paramètres sur trois réponses. Chaque paramètre est une propriété d'un matériau constitutif du rotor et chaque niveau est la valeur d'origine de la propriété diminuée ou augmentée de 5%, pour que les effets soient comparables. Les trois réponses étudiées sont le pourcentage d'écart entre la fréquence de la raideur simulée et mesurée des trois premiers modes de la raideur. Les données concernant la masse volumique de la frette du

moteur et la masse volumique des aimants des paliers sont confidentielles. Le tableau 3.3 résume les cinq autres paramètres étudiés et les niveaux utilisés pour l'étude.

	Niveau bas (-1)	Niveau haut (1)	Unité
Module d'Young acier rotor avec raideur	1.950E+11	2.150E+11	N/m2
Masse volumique acier rotor avec raideur	7.470E+03	8.230E+03	Kg/m3
Masse volumique acier rotor sans raideur	7.470E+03	8.230E+03	Kg/m3
Module d'Young titane	1.237E+11	1.363E+11	N/m2
Masse volumique titane	4.281E+03	4.719E+03	Kg/m3

tableau 3.3 : Niveaux haut et bas des sept paramètres du plan d'expérience

La méthode du plan d'expérience permet de réduire à huit le nombre de simulations numériques à réaliser pour étudier l'influence de chacun des sept paramètres par rapport aux autres sur les trois réponses étudiées. La réduction du nombre de simulations à réaliser est possible en choisissant judicieusement les niveaux de chaque paramètre pour chaque simulation. Le tableau 3.4 est la table de Taguchi d'un plan d'expérience étudiant sept paramètres à deux niveaux. Elle indique pour chaque simulation le niveau haut (1) ou bas (-1) pris par chacun des sept paramètres pour que la méthode Taguchi puisse être appliquée.

No	Module d'young acier rotor avec raideur	Masse volumique acier rotor avec raideur	Masse volumique acier rotor sans raideur	Module d'young frette moteur	Module d'young titane	Masse volumique titane	Masse volumique aimants paliers
1	-1	-1	-1	-1	-1	-1	-1
2	-1	-1	-1	1	1	1	1
3	-1	1	1	-1	-1	1	1
4	-1	1	1	1	1	-1	-1
5	1	-1	1	-1	1	-1	1
6	1	-1	1	1	-1	1	-1
7	1	1	-1	-1	1	1	-1
8	1	1	-1	1	-1	-1	1

tableau 3.4 : Table de Taguchi contenant sept paramètres à deux niveaux

Le tableau 3.5 présente les résultats des huit simulations du plan d'expérience.

	Fréquence 1er mode (en Hz)	Fréquence 2ème mode (en Hz)	Fréquence 3ème mode (en Hz)	Ecart relatif 1er mode	Ecart relatif 2ème mode	Ecart relatif 3ème mode
1ère simulation	1467.98	2882.5	4362.98	1.24%	6.76%	2.66%
2ème simulation	1469.73	2876.32	4350.77	1.36%	6.53%	2.37%
3ème simulation	1398.8	2746.64	4157.36	-3.53%	1.73%	-2.18%
4ème simulation	1408.05	2756.93	4180.95	-2.89%	2.11%	-1.62%
5ème simulation	1519.67	2989.75	4519.91	4.80%	10.73%	6.35%
6ème simulation	1526.04	2998.58	4541.17	5.24%	11.06%	6.85%
7ème simulation	1478.62	2902.17	4407.1	1.97%	7.49%	3.70%
8ème simulation	1478.5	2894.68	4394.58	1.97%	7.21%	3.40%

tableau 3.5 : Résultats des simulations du plan d'expérience

Le traitement des résultats du plan d'expérience montre que les trois premiers paramètres ont beaucoup plus d'influence que les quatre derniers. Les niveaux des paramètres de la simulation numérique donnant les trois meilleures réponses sont également déterminés grâce au plan d'expérience. En prenant la valeur 195 000 MPa pour le module d'Young de l'acier du rotor avec raideur, 8 230 Kg/m³ pour la masse volumique de l'acier du rotor avec raideur ainsi que 7 470 Kg/m³ pour la masse volumique de l'acier du rotor sans raideur, on obtient un écart de -2,46%, 2,51% et -1,19% respectivement sur le premier, deuxième et troisième mode de flexion.

3.1.3. Modification de la géométrie du rotor

Le deuxième paragraphe présente un plan d'expérience portant sur la géométrie du rotor. Les essais du plan d'expérience sont toujours des simulations numériques. Bien qu'il soit logique de penser que la géométrie du rotor est définie, les contacts entre le serre-outil OTT et le rotor, ainsi que le système d'attache d'outil sont deux exemples où la raideur du contact est difficile à estimer. Le serre-outil est supposé ne pas apporter de raideur alors que le cône HSK est supposé encastré au reste du rotor sur toute sa surface de contact avec le rotor.

Pour des raisons de confidentialité, les détails du plan ne peuvent pas être présentés. Néanmoins, il nous est permis de révéler que la raideur de l'attache du porte-outil est modélisée de manière trop importante par rapport à la réalité. Il faut diminuer le diamètre extérieur des sections au niveau de l'attache de l'outil de l'ordre de 10% (de 63 mm à 56 mm) pour modéliser plus fidèlement la réalité. De plus, on peut souligner que les contacts entre le serre-outil et le rotor n'apportent effectivement aucune raideur au rotor.

Suite aux modifications apportées à la géométrie du rotor, on obtient un écart de - 2,46%, 2,51% et - 1,19% respectivement sur le premier, deuxième et troisième modes de flexion.

La figure 3.4 compare la raideur au bout du porte-outil 1680 mesurée expérimentalement à celles obtenues par simulation numérique à partir du modèle initial et à partir du modèle ayant subi des modifications au niveau des propriétés des matériaux et de la géométrie suite aux deux plans expériences numériques. Cette figure permet de visualiser la précision gagnée.

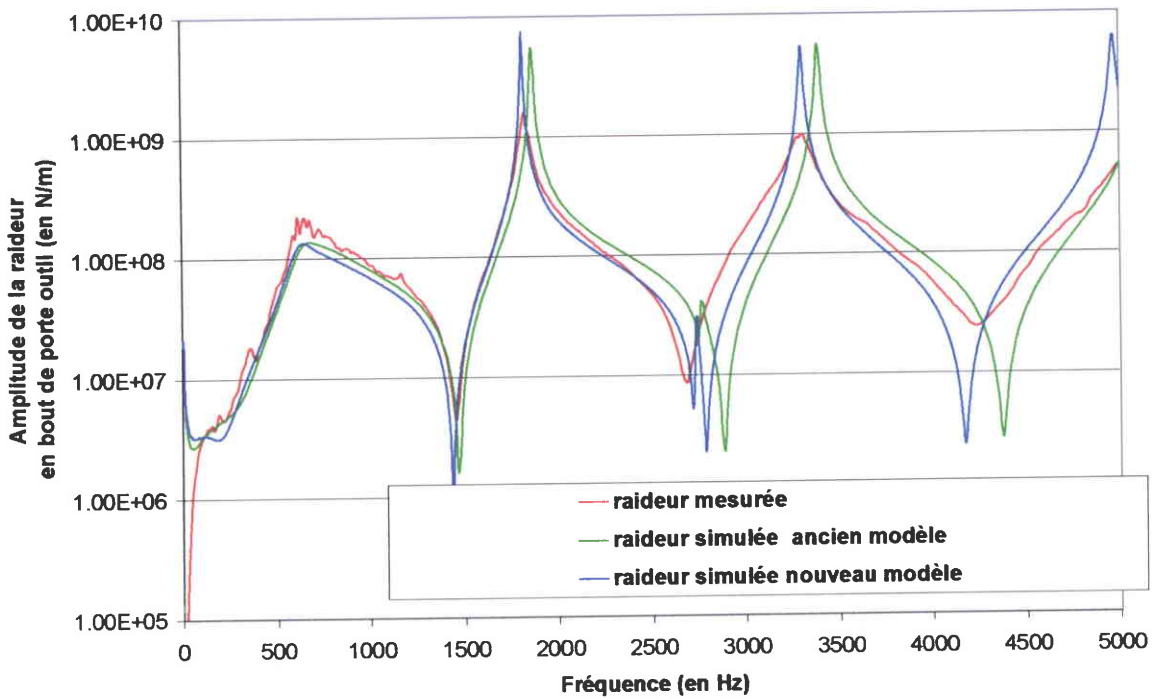


figure 3.4 : Raideur au bout du porte outil EPB 1680 à l'arrêt

La raideur simulée par le nouveau modèle est très proche de la mesure jusqu'à la deuxième fréquence de résonance. On remarque cependant que les amplitudes des résonances sont plus importantes sur la courbe de raideur simulée que sur la courbe de raideur expérimentale. Le modèle numérique semble subir un amortissement trop faible. Nous présentons dans le paragraphe suivant une méthode de détermination des coefficients d'amortissement de Rayleigh à partir de la mesure expérimentale de la raideur en bout de porte-outil.

3.1.4. Amortissement du rotor modélisé

Le logiciel Madyn permet de décrire l'amortissement de la structure au moyen de l'amortissement structural ou de l'amortissement de Rayleigh. L'amortissement structural, proportionnel à la matrice de rigidité $[K]$ (équation 4.1), est appliqué au modèle initial. Le facteur d'amortissement structural d_s a un effet sur la matrice d'amortissement $[D]$ qui décroît lorsque la vitesse de rotation de l'arbre Ω croît :

$$[D] = \frac{d_s}{\Omega} [K] \quad (4.2)$$

Le facteur d'amortissement d_s a pour valeur 0.005 dans le modèle initial, ce qui semble trop faible suite aux constatations effectuées à la fin du précédent paragraphe. Il serait possible de modifier le coefficient d_s pour caler la raideur numérique sur la raideur expérimentale, mais nous préférons supprimer l'amortissement structural et décrire l'amortissement des matériaux de la structure au moyen des coefficients de Rayleigh α et β qui peuvent être identifiés

expérimentalement. La matrice d'amortissement $[D]$ est alors décrite comme une combinaison linéaire des matrices de masse $[M]$ et de rigidité $[K]$:

$$[D] = \alpha [M] + \beta [K] \quad (4.3)$$

Les coefficients α et β sont calculés à partir de l'amortissement modal ξ_i de chaque mode i . Chaque ξ_i peut être obtenu pour un i donné en divisant la bande passante Δf_i à -3dB de la courbe de raideur par la fréquence f_i du mode considéré (figure 3.5).

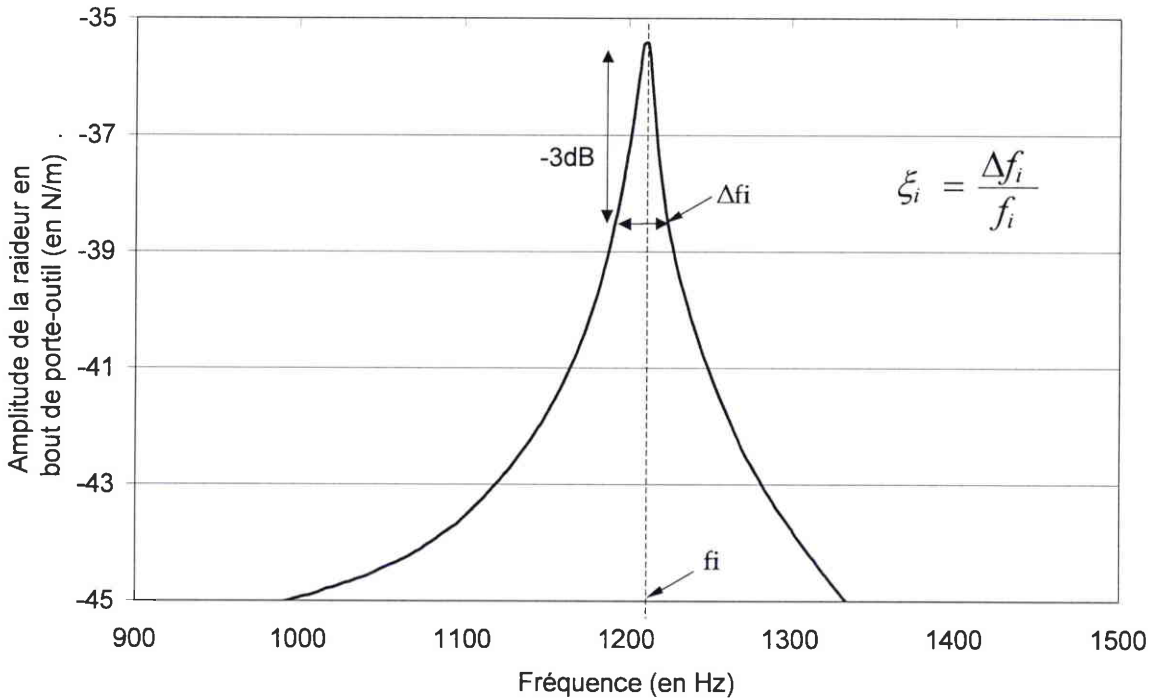


figure 3.5 : Calcul des facteurs d'amortissement modaux ξ_i

Comme la raideur en bout de porte-outil est une fonction discrète, la fréquence f_i est difficile à déterminer avec précision, car elle se trouve couramment entre deux raies spectrales. Nous avons préféré approcher la courbe de raideur avant et après la fréquence de résonance par deux fonctions polynomiales. L'intersection de ces deux fonctions nous fournit la fréquence f_i et l'amplitude de la courbe de raideur à laquelle il faut retirer 3 dB. Les deux fonctions polynomiales sont également utilisées pour connaître plus précisément Δf_i .

Les facteurs d'amortissement modaux ξ_i sont reliés aux coefficients de Rayleigh α et β par la relation :

$$\xi_i = \frac{1}{2} \left(\frac{\alpha}{2\pi f_i} + \beta \times (2\pi f_i) \right) \quad (4.4)$$

Il est ainsi possible de déterminer α et β à partir d'un couple de facteurs d'amortissement modaux et de vérifier que les coefficients α et β calculés sont proches de ceux obtenus avec les autres couples de facteurs d'amortissement modaux.

En appliquant la méthode de détermination des coefficients de Rayleigh au porte-outil EPB 1680, nous obtenons $\alpha = 200$ et $\beta = 10^{-6}$. La figure 3.6 compare la raideur au bout du porte-outil 1680 mesurée expérimentalement à celle obtenue par simulation numérique à partir du modèle possédant l'amortissement structurel initial et subissant l'amortissement de Rayleigh suite au calcul de α et β .

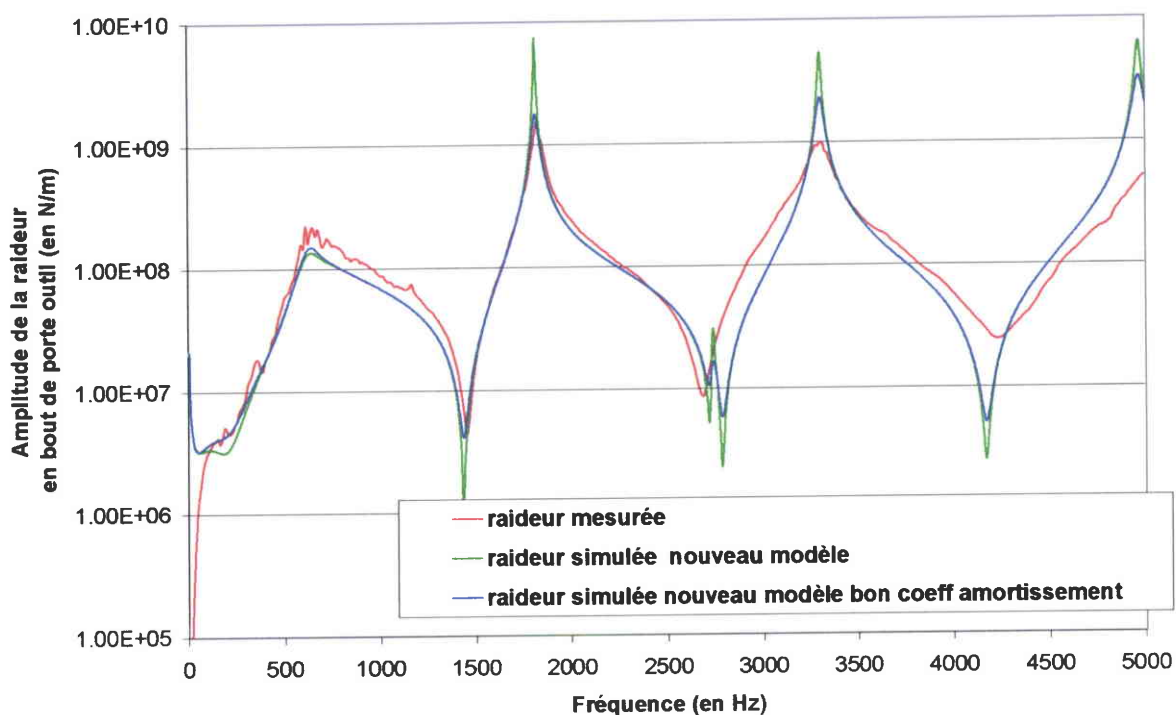


figure 3.6 : Raideur au bout du porte-outil, expérimentale (en rouge), à partir du modèle avec amortissement constant (en vert) et avec les coefficients α et β recalculés (en bleu)

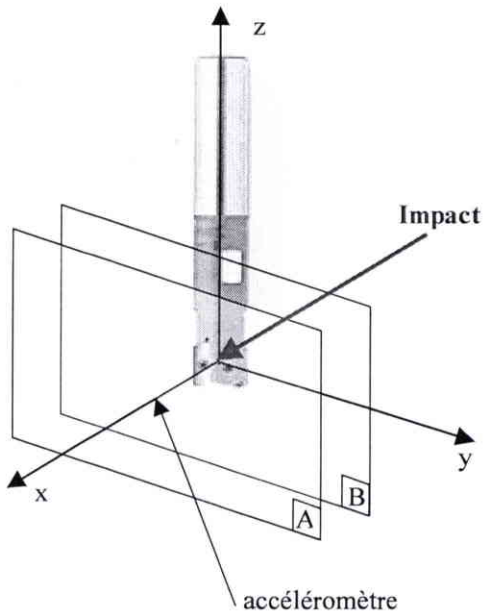
L'amplitude de la raideur simulée par le nouveau modèle possédant les coefficients α et β recalculés est très proche de celle de la mesure jusqu'à la deuxième fréquence d'antirésonance, proche de 2500 Hz. Suite à l'étude menée sur la modélisation de l'ensemble rotor/cône HSK, le paragraphe suivant présente les études menées sur la prise en compte de l'outil dans la modélisation de l'ensemble rotor/porte-outil/outil.

3.2. Etude de l'ensemble rotor/porte-outil/outil

Il est difficile de déterminer expérimentalement des courbes de raideur en bout d'outil, comme nous allons le montrer dans le paragraphe suivant. La méthode de calcul des moments quadratiques des outils, expliquée au deuxième paragraphe, permet de mettre en évidence une propriété de l'outil à trois dents qui nous affranchira de la comparaison avec une raideur expérimentale. L'influence de l'anisotropie de l'outil à deux dents sur la raideur est décrite en dernière partie.

3.2.1. Raideur expérimentale en bout d'outil

L'accéléromètre doit être placé sur la même génératrice que l'impacteur, mais diamétralement opposé à l'endroit de l'impact (figure 3.7). La direction de l'impact doit également être perpendiculaire à l'axe de la broche.

Avec :

- A : plan où est fixé l'accéléromètre
(parallèle au plan B)
- B: plan normal à l'impact
- z : axe de la broche

figure 3.7 : Configuration expérimentale de mesure de la raideur en bout d'outil

Cette disposition est impossible à réaliser pour un outil à trois dents car il est périodique de $2\pi/3$ (figure 3.8.a et 3.8.b).

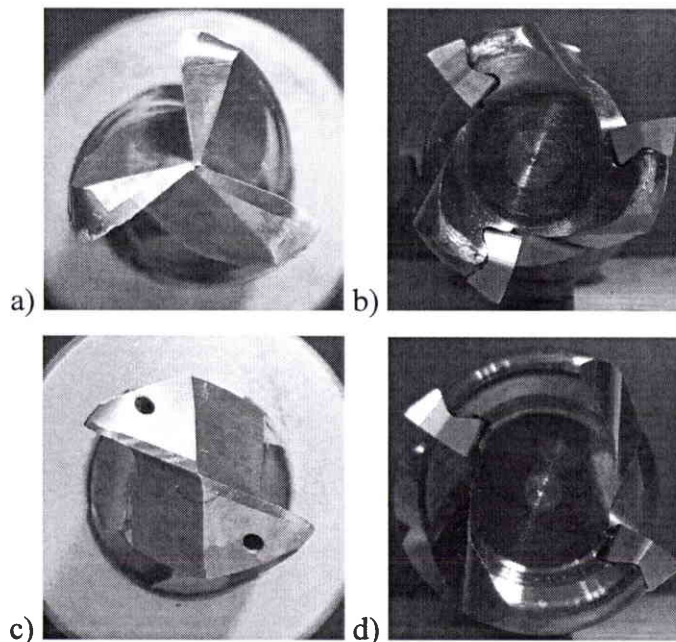


figure 3.8 : Vue de dessus d'un outil à trois dents monobloc (a) et à plaquettes amovibles (b) et d'un outil à deux dents monobloc (c) et à plaquettes amovibles (d)

La mesure de la raideur en bout d'outil est peu précise pour un outil monobloc à deux dents (figure 3.8.c) car la face en dépouille de la dent offre des surfaces diamétralement opposées, où il est possible de fixer un accéléromètre et d'impacter l'outil, mais qui ne sont pas parallèles. Les seuls outils permettant une mesure de la raideur en bout d'outil précise sont les outils à plaquettes rapportées à deux dents (figure 3.8.d). La raideur est cependant réalisée selon le plus grand diamètre de l'outil et ne peut pas être mesurée selon l'axe perpendiculaire. Une étude expérimentale de l'influence de l'anisotropie de l'outil à deux dents sur la raideur en bout d'outil ne peut pas être réalisée. Le paragraphe suivant présente la méthode de calcul des moments quadratiques des outils.

3.2.2. Calcul des moments quadratiques de l'outil

Un moulage en pâte à modeler de l'outil permet de déterminer rapidement sa section, par découpe du moulage selon le plan perpendiculaire à l'axe de l'outil. La section ainsi obtenue est reproduite sous le logiciel de calcul de structure COSMOS/M puis maillée (figure 3.9). Le calcul des moments quadratiques principaux au centre de gravité de l'outil $I_{G_{xx}}$ et $I_{G_{yy}}$ est réalisé à partir des moments quadratiques de chaque élément du maillage auxquels sont appliqués le théorème de Huygens. Ce calcul peut être réalisé à l'aide de nombreux logiciels de CAO et de calcul de structure.

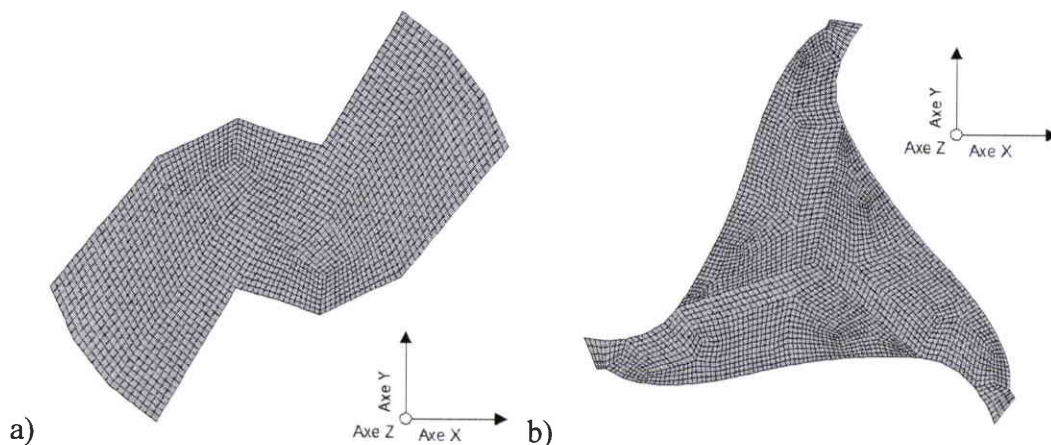


figure 3.9 : Maillage d'un outil à deux dents (a) et d'un outil à trois dents (b)

Les premiers calculs des moments quadratiques principaux $I_{G_{xx}}$ et $I_{G_{yy}}$ d'outil à trois dents ont toujours abouti à une valeur $I_{G_{xx}}$ très proche de celle d' $I_{G_{yy}}$, quelle que soit l'orientation du repère (Gxy). Cette constatation nous a amené à calculer les moments quadratiques $I_{G_{xx}}$ et $I_{G_{yy}}$ d'une surface obtenue en effectuant deux rotations successives d'angle 120° autour de G d'une surface quelconque (figure 3.10).

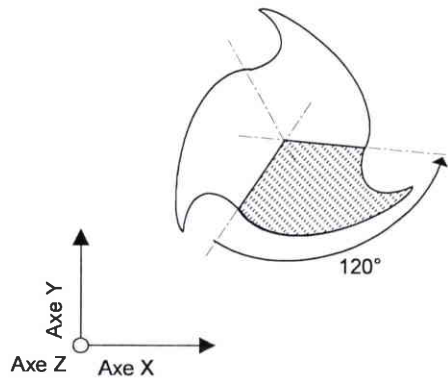


figure 3.10 : Section d'un outil à trois dents obtenue par deux rotations successives d'angle 120° d'une surface quelconque

Connaissant la matrice $[I]_G$ des moments quadratiques de la surface initiale au point G et les matrices $[P]_{120^\circ}$ et $[P]_{240^\circ}$ de passage caractéristiques de chaque rotation, on effectue le calcul des moments quadratiques de la section caractéristique d'un outil à trois dents :

$$[I_{total}]_G = [I]_G + [P]_{120^\circ}' [I]_G [P]_{120^\circ} + [P]_{240^\circ}' [I]_G [P]_{240^\circ}$$

$$\text{où } [I]_G = \begin{bmatrix} I_{Gxx} & I_{Gyx} \\ I_{Gxy} & I_{Gyy} \end{bmatrix}, [P]_{120^\circ} = \begin{bmatrix} -1/2 & -\sqrt{3}/2 \\ \sqrt{3}/2 & -1/2 \end{bmatrix} \text{ et } [P]_{240^\circ} = \begin{bmatrix} -1/2 & \sqrt{3}/2 \\ -\sqrt{3}/2 & -1/2 \end{bmatrix}$$

$$\text{d'où } [I_{total}]_G = \begin{bmatrix} 3/2 * (I_{Gxx} + I_{Gyy}) & 0 \\ 0 & 3/2 * (I_{Gxx} + I_{Gyy}) \end{bmatrix}$$

Le logiciel Madyn permet de modéliser chaque tranche longitudinale du rotor comme un cône ou comme un cylindre. On peut ainsi modéliser fidèlement les outils à trois dents, car la matrice des moments quadratiques de la section d'un outil à trois dents est celle d'un cercle dont le rayon est $\sqrt[4]{\frac{64}{\pi} * (I_{total}_G)}$. Cependant, la précision de cette modélisation doit être étudiée pour un outil à deux dents qui possède souvent une valeur pour I_{Gxx} ou I_{Gyy} deux fois supérieure à la deuxième. L'objet du prochain paragraphe est d'étudier l'effet de cette anisotropie sur la raideur en bout d'outil et de trouver une modélisation correcte d'un outil à deux dents.

3.2.3. Etude de l'anisotropie de l'outil à deux dents

Comme nous l'avons expliqué au paragraphe 3.2.1, une étude expérimentale de l'influence de l'anisotropie de l'outil à deux dents sur la raideur en bout d'outil ne peut pas être réalisée. L'étude présentée dans ce paragraphe est purement numérique et concerne deux outils de diamètre 25 mm à deux dents.

Le premier outil de la marque Préciooutil est en carbure monobloc, alors que le deuxième, de marque Cératizit, est à plaquettes amovibles et possède donc un corps en acier. Les moments quadratiques principaux sont calculés en utilisant la méthode décrite au paragraphe précédent. Comme un outil est modélisé sous le logiciel Madyn par un cylindre, le diamètre de la section du cylindre est calculé en utilisant la formule $\sqrt[4]{\frac{64}{\pi} * (I_g)}$. Les diamètres correspondant respectivement au moment quadratique minimal et maximal sont 13,68 mm et 21,59 mm pour l'outil monobloc et 17,17 mm et 23,99 mm pour l'outil à plaquettes amovibles.

Les raideurs en bout d'outil obtenues par simulation numérique en modélisant l'outil par un cylindre dont le rayon correspond au moment quadratique minimal et maximal sont comparées pour l'outil monobloc (figure 3.11) et pour l'outil à plaquettes amovibles (figure 3.12).

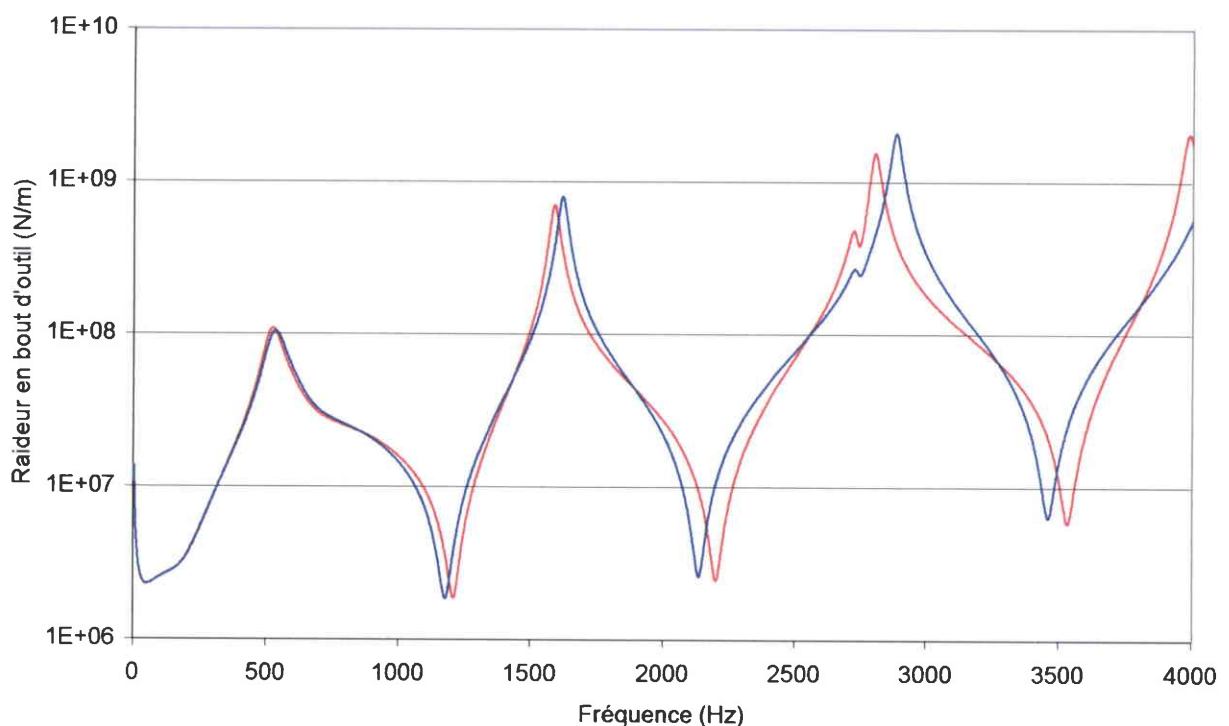


figure 3.11 : Raideur en bout d'outil pour un outil monobloc dont le rayon modélisé correspond au moment quadratique minimal (en rouge) et maximal (en bleu)

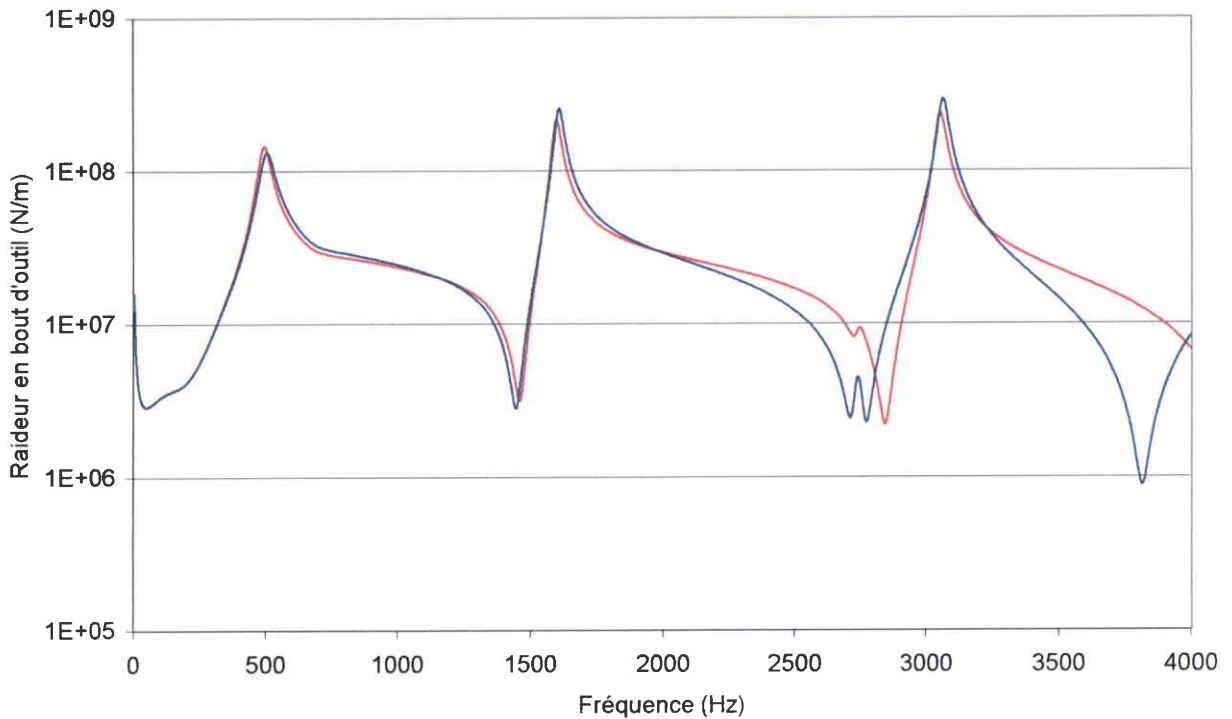


figure 3.12 : Raideur en bout d'outil pour un outil à plaquettes amovibles dont le rayon modélisé correspond au moment quadratique minimal (en rouge) et maximal (en bleu)

On constate que l'anisotropie de l'outil n'a pas la même influence sur la raideur de l'outil monobloc que sur celle de l'outil à plaquettes amovibles. Pour l'outil monobloc, diminuer le rayon du cylindre modélisant l'outil provoque une diminution des fréquences de résonance et une augmentation des fréquences d'antirésonance toutes deux proportionnelles à la fréquence du mode alors que cette diminution a peu d'influence sur les fréquences inférieures à 2 kHz de la raideur de l'outil à plaquettes amovibles, mais prend beaucoup plus d'importance sur les modes supérieurs à 2kHz.

Cette étude nous permet de connaître comment choisir le rayon du cylindre modélisant l'outil à deux dents, qui est compris entre le rayon correspondant au moment quadratique minimal et maximal.

La figure 3.13 permet de voir la précision obtenue sur la modélisation de la raideur en bout d'outil en suivant la démarche de modélisation de l'outil présentée dans ce paragraphe.

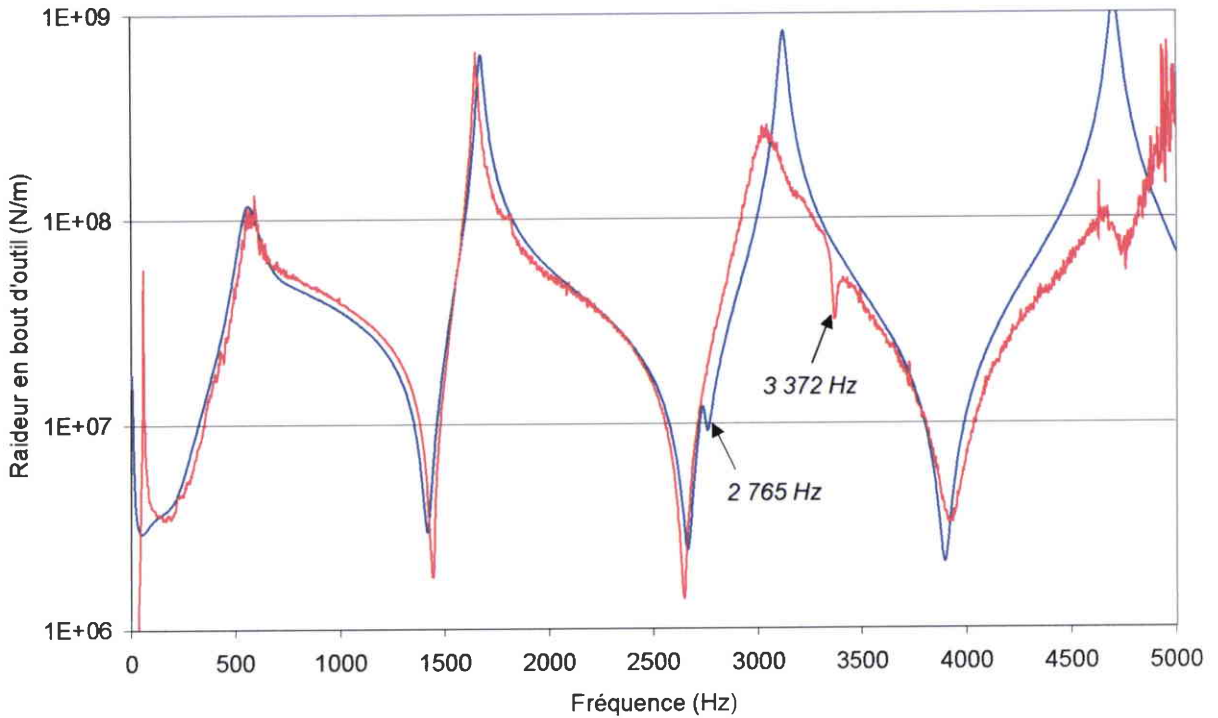


figure 3.13 : Raideur au bout de l'outil Cératizit à deux dents de diamètre 32mm à plaquettes amovibles, expérimentale (en rouge) et modélisée (en bleu)

On constate que les deux courbes se superposent jusqu'à 2,7 kHz. Le mode local apparaissant sur la courbe obtenue par modélisation à 2 765 Hz est mesuré sur la courbe de raideur expérimentale à 3 372 Hz. La modélisation correcte de ce mode local permettrait de rendre les courbes superposables jusqu'à une fréquence de 3,9 kHz.

3.3. Fonctions de transfert numériques paliers magnétiques/outil

Les FDT numériques sont obtenues à partir d'une analyse harmonique du modèle rotor/porte-outil/outil. Le logiciel Madyn applique un effort sinusoïdal au bout de l'outil selon l'axe X puis selon l'axe Y et enregistre pour chaque direction d'excitation les efforts exercés sur les éléments paliers représentant les PMA dans les directions X et Y (figure 3.14).

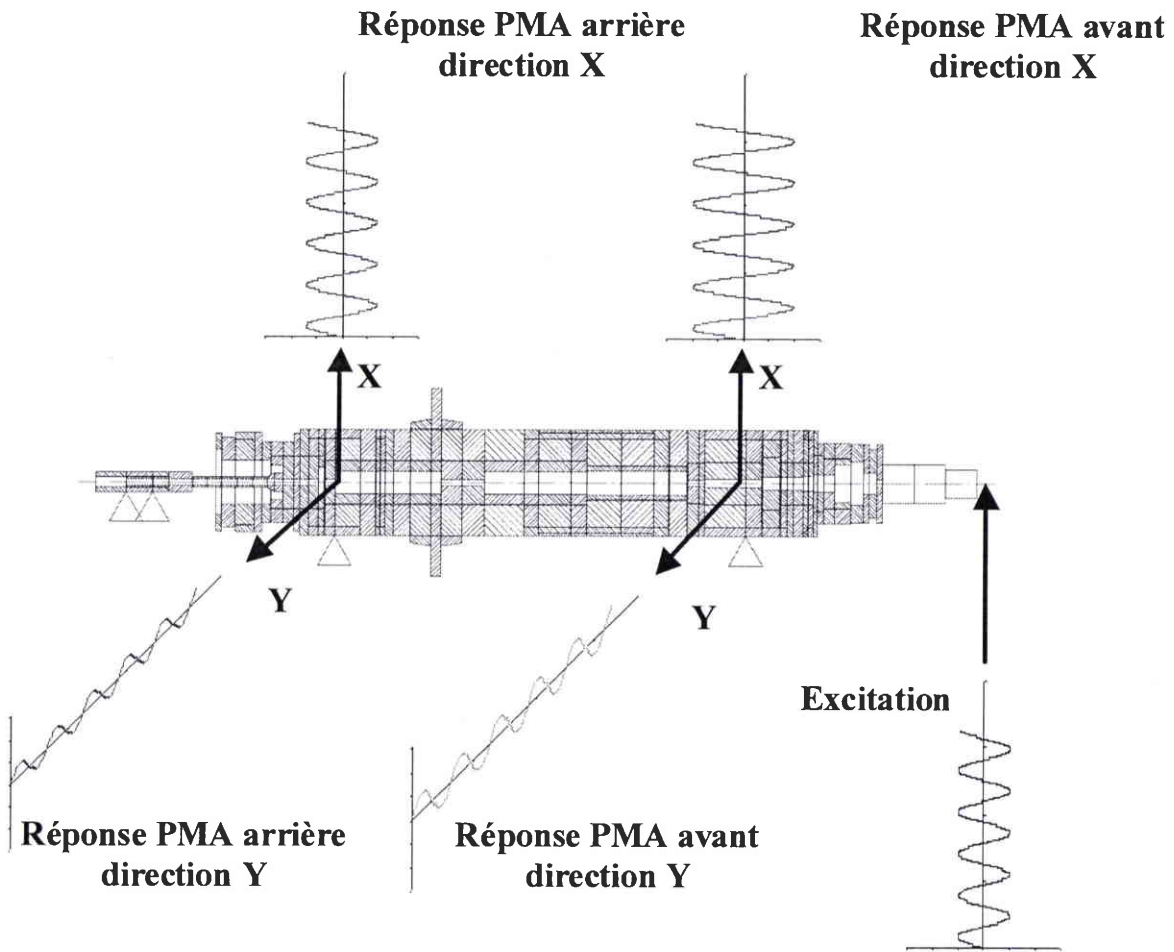


figure 3.14 : Analyse harmonique du rotor réalisée par Madyn

Les huit FDT paliers magnétiques/outil présentées au paragraphe 2.2.3 sont reconstruites point à point en modifiant la fréquence d'excitation qui balaye le domaine $f_{\min i} - f_{\max i}$ en suivant un pas de fréquence Δf . Δf , $f_{\min i}$ et $f_{\max i}$ sont les trois paramètres fréquentiels de l'analyse harmonique. On souhaite remplacer les huit FDT expérimentales utilisées dans la méthode de calcul des efforts de coupe (§3.2.4) par les FDT numériques afin de prendre en compte les effets gyroscopiques.

Les paramètres fréquentiels de l'analyse harmonique doivent être réglés afin de créer des fonctions de transfert possédant les mêmes caractéristiques fréquentielles que celles des spectres fréquentiels des tensions de commande mesurées lors de l'usinage. Ainsi, $f_{\min i}$ et Δf sont tous deux égaux au rapport entre la fréquence d'acquisition des tensions de commande et le nombre de points de l'échantillon utilisé pour réaliser la TFD des tensions de commande (§ 2.4.2). $f_{\max i}$ est égale à la moitié de la fréquence d'acquisition des tensions de commande.

La modélisation réalisée à l'aide du logiciel Madyn étant plane, les efforts exercés sur les éléments paliers sont mesurés selon les mêmes axes X et Y de l'excitation. Un changement de

repère est effectué pour transférer les efforts de réponse exercés sur les paliers du repère (O_{xyz}) lié aux axes d'excitation au repère (O_{vwz}) où sont mesurées les tensions de commande des paliers.

Les FDT numériques entre les efforts subis par un palier et les efforts d'excitation en bout d'outil doivent être divisées par la capacité de charge du palier correspondant pour obtenir des FDT numériques en Volt/Newton entre les tensions de commande du palier et les efforts d'excitation en bout d'outil, semblables à celles mesurées expérimentalement.

Nous comparons sur la figure 3.15 la partie réelle et la partie imaginaire des fonctions de transfert numériques et expérimentales H_{12} de l'outil Cératizit à deux dents de diamètre 32 mm dont une comparaison entre la raideur numérique et expérimentale est présentée sur la figure 3.13.

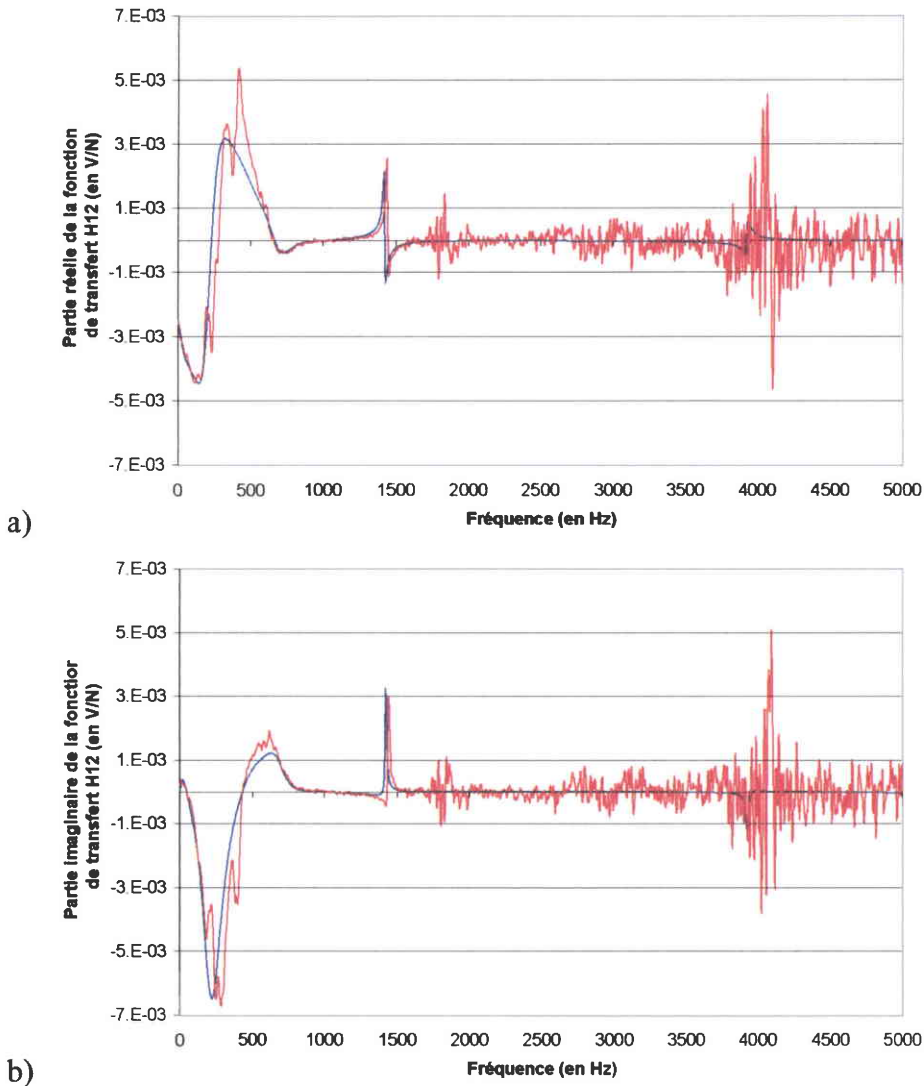


figure 3.15 : Fonction de transfert palier magnétique/outil expérimentale (en rouge) et modélisée (en bleu) a) partie réelle b) partie imaginaire

On constate que les courbes numériques sont semblables aux courbes expérimentales jusqu'à 2500 Hz à l'exception de deux bandes de fréquence (366 - 500 Hz et 1740 - 1830 Hz). Ces différences reflètent les approximations réalisées lors de la modélisation.

Effectuer une analyse modale de l'ensemble rotor/cône HSK en dehors de l'action des paliers permettrait de recalibrer le modèle numérique sur l'expérience en un nombre de degrés de liberté beaucoup plus importants que les six actuellement utilisés.

Ce travail n'a pas encore été réalisé car il nécessite de démonter la broche pour extraire le rotor. Nous pensons réaliser l'analyse modale du rotor à S2M lors de la prochaine fabrication d'une broche SMB30. Le prochain paragraphe présente les efforts de coupe calculés en utilisant les FDT paliers/outil numériques.

3.4. Calcul des efforts de coupe en utilisant les FDT paliers/outil numériques

Il convient de rappeler que notre méthode de mesure se sépare en deux phases (§2.2).

La première consiste à obtenir les huit fonctions de transfert paliers/outil de manière expérimentale (§2.2.3) ou numérique.

La deuxième consiste à mesurer les quatre tensions de commande des PMA au cours de l'usinage. Dans ce chapitre, l'effort de coupe est calculé en combinant les quatre tensions de commande et les huit FDT paliers/outils numériques.

Nous comparons, tout d'abord, l'effort mesuré avec la platine Kistler à l'effort calculé en appliquant aux tensions de commande échantillonnées à une fréquence de 10 kHz au cours de l'usinage les FDT numériques (figure 3.16). L'essai de rainurage est identique à celui présenté au paragraphe 2.3.1. Un outil monobloc à deux dents de diamètre 32 mm de la marque Préciooutil effectue un rainurage dans une plaque d'aluminium AU4G vissée à la platine Kistler, montée sur la table de la fraiseuse Gambin 120 CR. Les conditions de coupe sont : vitesse de rotation de la broche 10000 tr/min, avance à la dent 0,5 mm/dent, vitesse de coupe 1005 m/min et profondeur de passe 3 mm.

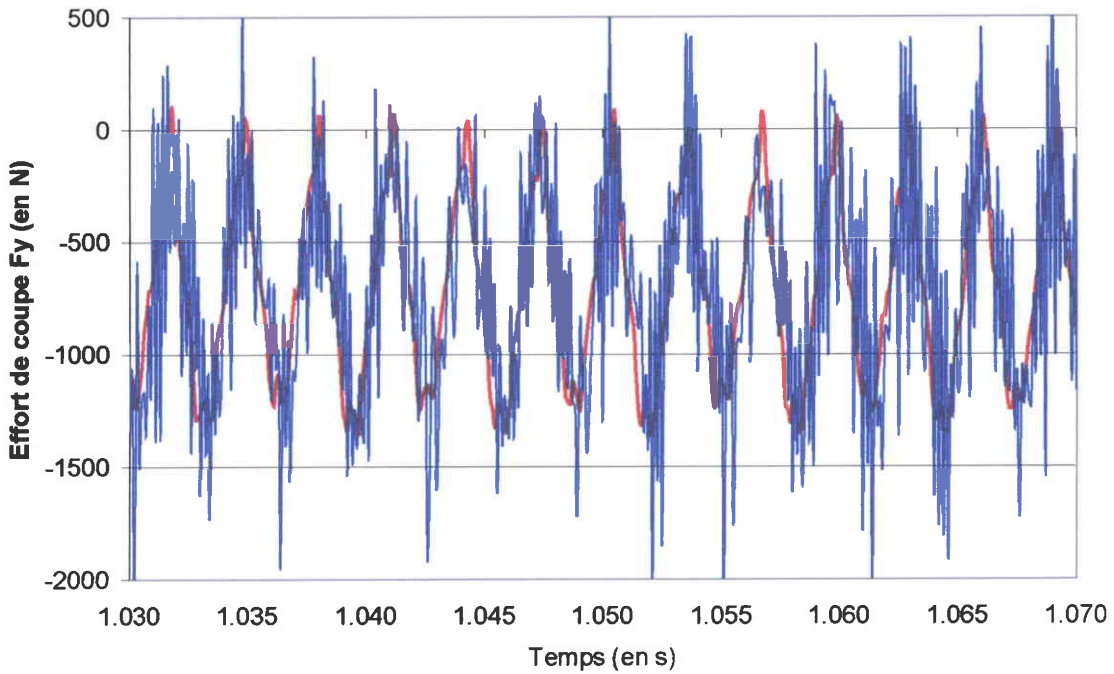


figure 3.16 : Comparaison entre l'effort F_y déterminé en utilisant les FDT paliers/outil numériques (en bleu) et l'effort F_y mesuré par la platine Kistler (en rouge)

L'effort calculé par la méthode PMA a la même tendance que celui mesuré par la platine Kistler, mais des hautes fréquences viennent le perturber. Sur les figures 3.17 et 3.18 sont superposés les spectres fréquentiels des efforts présentés sur la figure 3.16.

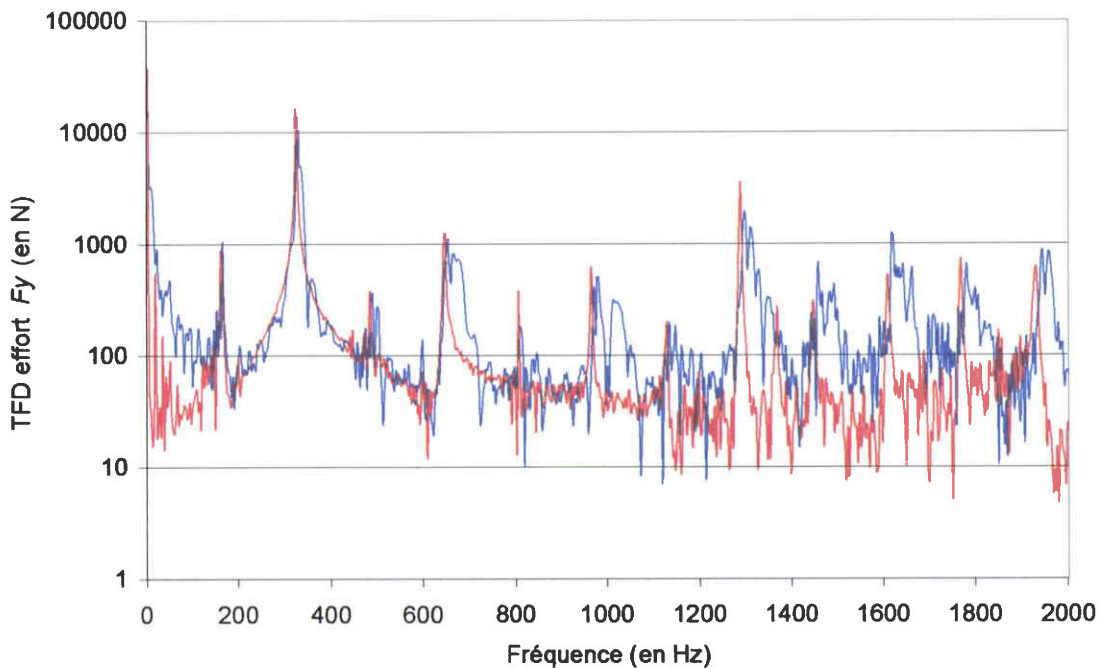


figure 3.17 : Comparaison entre l'effort F_y déterminé en utilisant les FDT numériques paliers/outil (en bleu) et l'effort F_y mesuré par la platine Kistler (en rouge)

Les raies observées sont similaires jusqu'à 2000 Hz, puis du bruit apparaît sur le spectre de l'effort déterminé en utilisant les FDT numériques entre 2 500 Hz et 3000 Hz, ainsi qu'entre 4 500 et 5 000 Hz (figure 3.18).

Les bandes de fréquences où le spectre fréquentiel des efforts de coupe mesurés par la platine Kistler présente des différences par rapport à celui de la méthode PMA correspondent à celles où les FDT numériques s'éloignent des FDT expérimentales (figure 3.18).

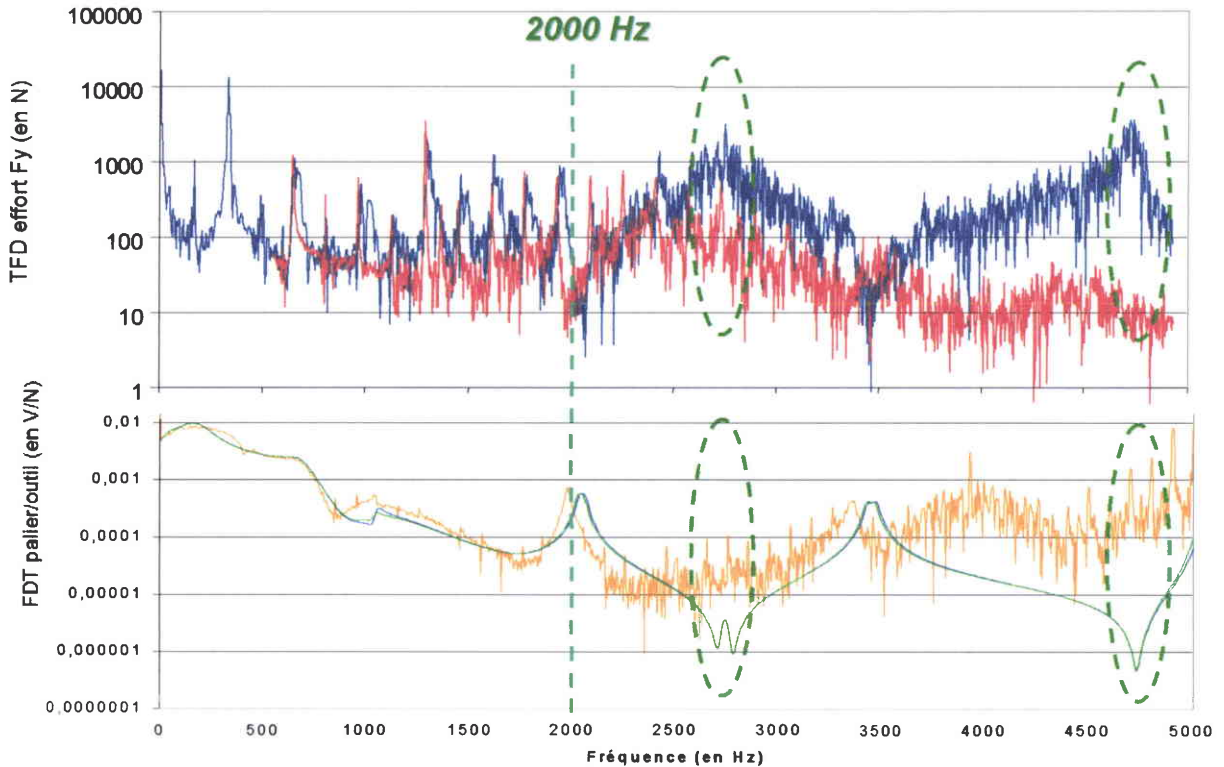


figure 3.18 : Comparaison entre les fréquences où le spectre des efforts déterminés en utilisant les FDT numériques (en bleu) est différent de celui mesuré par la platine Kistler (en rouge) et où les FDT numérique (en vert) et expérimentale (en orange) s'éloignent.

La simulation numérique aboutit à des FDT paliers/outil possédant des pics d'anti-résonance dont l'amplitude est très faible. Nous pensons que ce phénomène crée des raies fictives à haute fréquence, sur le spectre des efforts de coupe obtenus en utilisant la méthode PMA.

Afin de vérifier notre hypothèse, nous effectuons le même type de comparaison pour l'essai de contournage présenté au paragraphe 2.3.2 lors de la comparaison de notre méthode de mesure avec la platine Dyna TK. Un outil à deux dents de diamètre 32 mm de la marque Cératizit (référence : MHSC-HP 32-R02-19) effectue un contournage dans une éprouvette

d'aluminium AU4G vissée à la platine Dyna TK, elle même montée sur la table de la fraiseuse Gambin 120 CR.

Les conditions de coupes sont les suivantes : vitesse de rotation de la broche 21 875 tr/min, avance 0,18 mm/dent, vitesse de coupe 2199 m/min et profondeur de passe 5 mm. Les plaquettes de l'outil ont un rayon de bec de 2 mm. Nous comparons les spectres fréquentiels de l'effort F_y mesuré avec la platine Kistler et calculé en appliquant les FDT palier/outil numériques aux tensions de commande (figure 3.19 et 3.20)

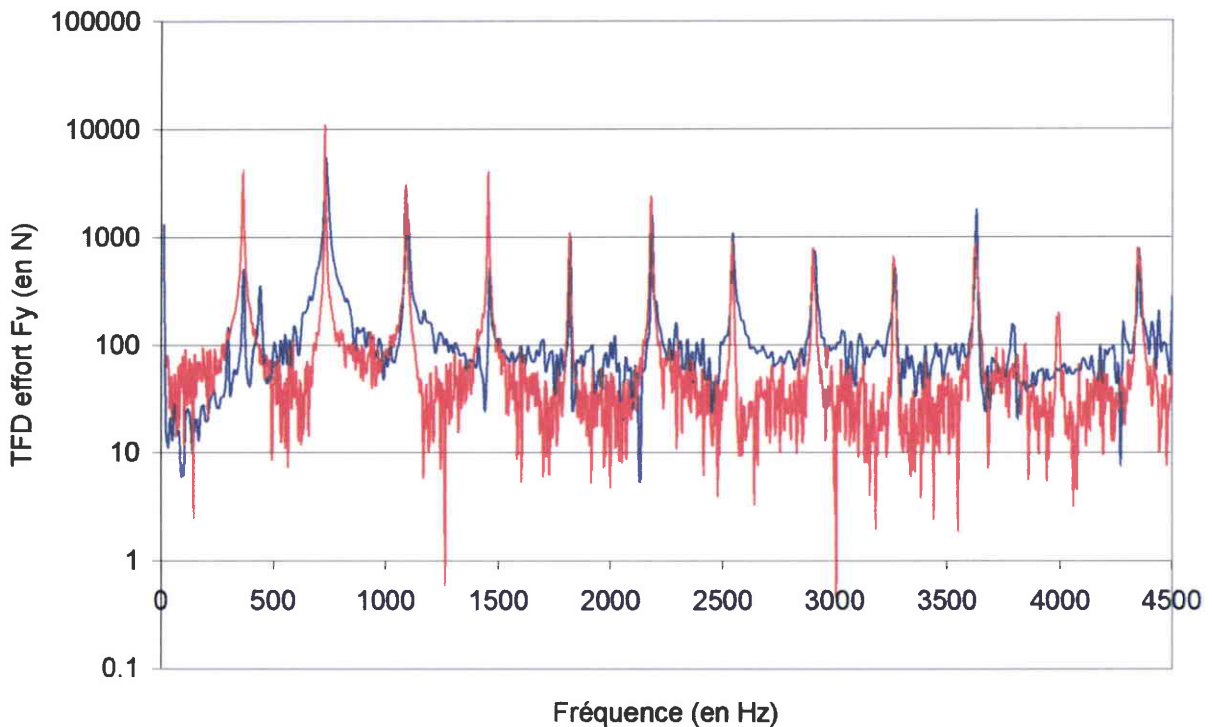


figure 3.19 : Comparaison entre l'effort F_y déterminé en utilisant les FDT numériques paliers/outil (en bleu) et l'effort F_y mesuré par la platine Kistler (en rouge)

Comme dans le cas de la comparaison avec la platine Kistler, les spectres sont semblables jusqu'à 4,5 kHz, puis des raies spectrales de grande amplitude apparaissent sur le spectre de l'effort déterminé en utilisant les FDT numériques entre 9 et 9,5 kHz, ainsi qu'entre 10,5 et 11,5 kHz (figure 3.20)..

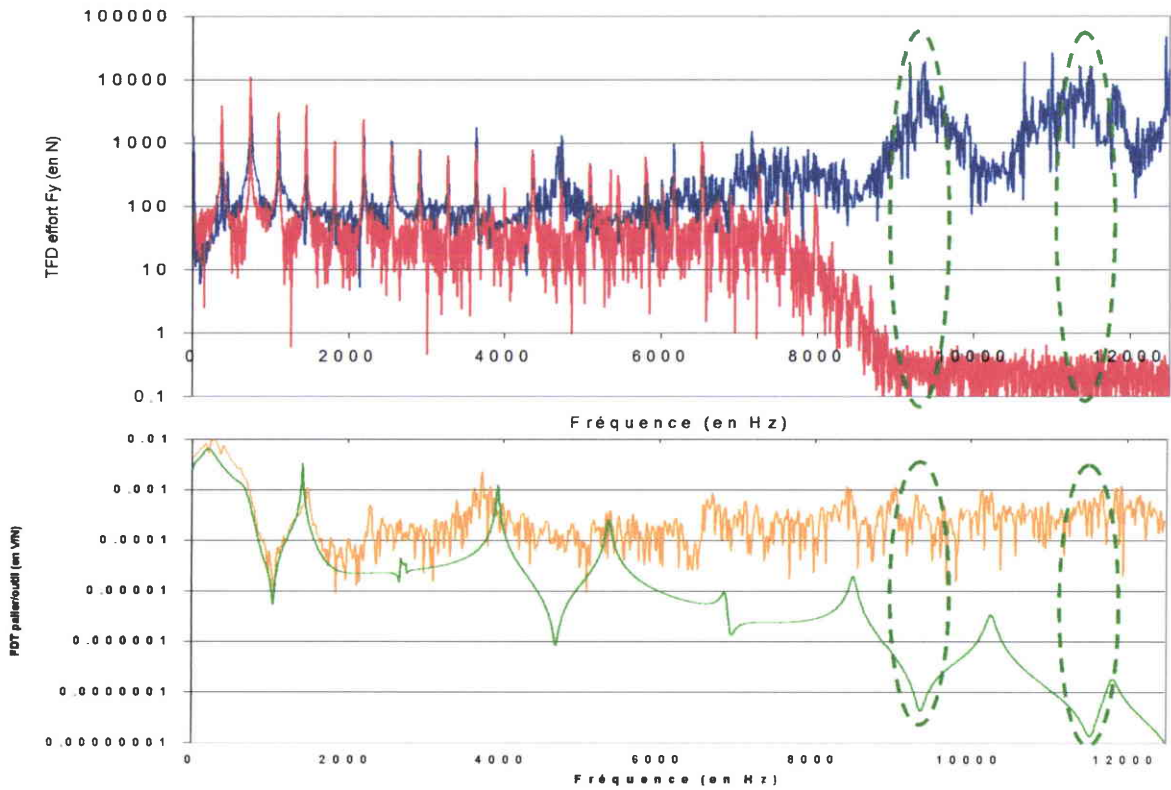


figure 3.20 : Comparaison entre les fréquences où le spectre des efforts déterminés en utilisant les FDT numériques (en bleu) est différent de celui mesuré par la platine Kistler (en rouge) et où les FDT numérique (en vert) et expérimentale (en orange) s'éloignent.

Le signal d'effort obtenu en appliquant la TFD inverse au spectre présenté figure 3.20 n'est pas présenté car les raies à haute fréquence déforment complètement le signal d'effort qui prend des valeurs d'amplitude 5 000 N. Nous pensons comme précédemment que l'amplitude des raies à haute fréquence est très grande car elle provient de l'amplitude très faible des pics d'anti-résonance des FDT paliers/outil numériques.

Cependant, un phénomène physique à haute fréquence apparaît car *Lapujoulade* [2.16] doit appliquer à ses mesures un filtre passe-bas de fréquence de coupure 8 kHz qui est rendu nécessaire par la présence fréquente de fortes vibrations aux environs de 9 et de 10 kHz. Nous pensons que ces raies proviennent de la dynamique de l'électronique d'asservissement qui est prise en compte dans les FDT expérimentales mais pas dans les FDT numériques. L'effet de l'électronique d'asservissement est mieux mis en évidence en comparant les spectres fréquentiels de l'effort F_y , calculé en appliquant aux tensions de commande les FDT palier/outil numériques et expérimentales (figure 3.21).

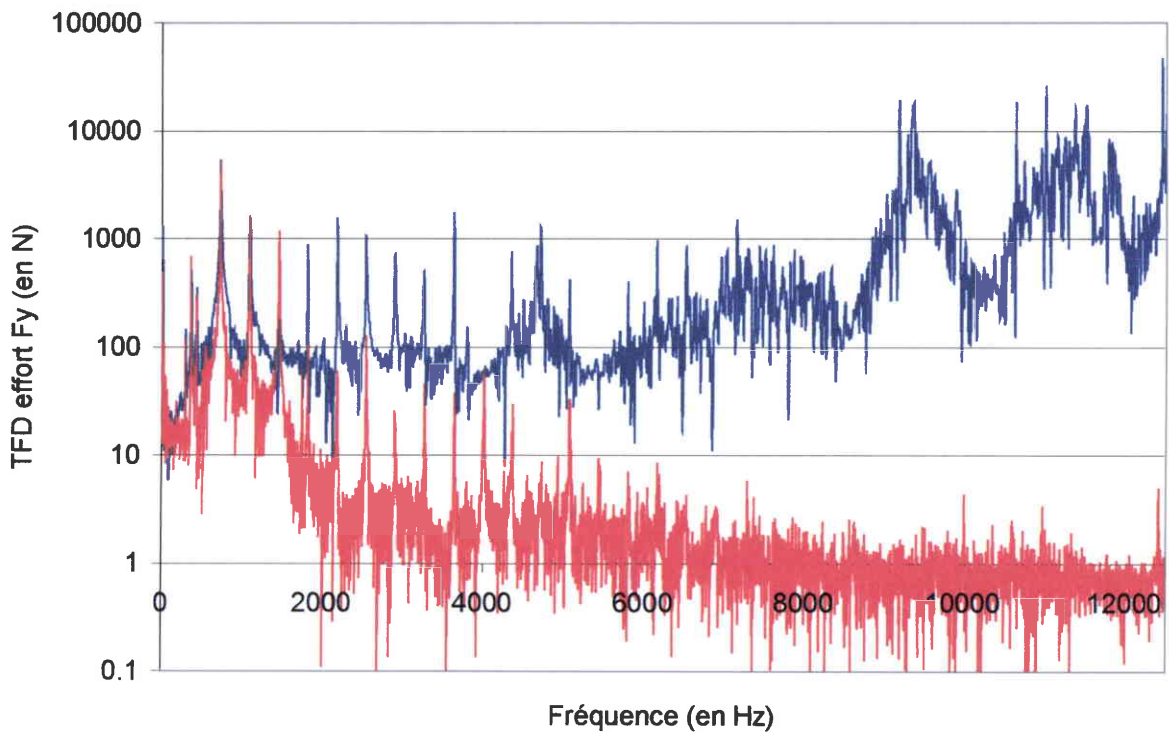


figure 3.21 : Spectre de l'effort F_y déterminé en utilisant les FDT paliers/outil numériques (en bleu) et expérimentales (en rouge)

On constate un comportement différent des deux spectres à partir de 1 500 Hz, où le spectre de l'effort calculé en utilisant les FDT paliers/outil expérimentales diminue nettement. Les harmoniques à la fréquence de rotation de la dent se distinguent du bruit jusqu'à 6 000 Hz. Au delà de cette fréquence, le spectre de l'effort calculé en utilisant les FDT paliers/outil expérimentales oscille autour d'une valeur constante, alors que le spectre de l'effort calculé en utilisant les FDT paliers/outil numériques subit des cycles croissants et décroissants sur une plage de fréquence d'environ 1000 Hz à chaque fois. Il atteint une amplitude 100 fois supérieure à son amplitude à 6000 Hz. Une perspective à donner à notre travail est de déterminer l'origine de ces raies à fréquence élevée et des différences observées entre les spectres d'effort calculé en utilisant les fonctions de transfert expérimentales et numériques. Une étude de l'effet de l'électronique d'asservissement sur les FDT paliers/outil expérimentales semble à nouveau être une perspective à envisager.

3.5. Conclusion

Les problèmes liés à l'utilisation de FDT paliers/outil expérimentales peuvent être contournés en utilisant des FDT paliers/outil numériques obtenues en utilisant une modélisation par éléments finis de l'ensemble rotor/porte-outil/outil.

Cette modélisation a déjà été effectuée par S2M afin de déterminer l'asservissement des PMA de la broche. Nous avons redéfini tout d'abord les propriétés mécaniques des matériaux, puis étudié la rigidité des éléments de l'ensemble rotor/cône HSK en contact entre eux, alors que la modélisation initiale les suppose encastés. L'amortissement de la structure est mieux décrit au moyen des coefficients de Rayleigh α et β . Une étude de la prise en compte de l'outil dans la modélisation a enfin abouti à une raideur en bout d'outil très proche de la raideur expérimentale.

Nous avons remplacé les huit FDT paliers/outil expérimentales par les FDT numériques dans notre méthode de mesure des efforts de coupe. Le spectre des efforts de coupe obtenu par cette méthode correspond à celui des efforts mesurés en utilisant la platine Kistler et la platine Dyna TK dans leur domaine de bon fonctionnement. Des raies à une fréquence supérieure à 9 kHz apparaissent cependant sur le spectre d'effort obtenu par notre méthode, alors qu'un filtre passe bas est appliqué au spectre des efforts mesurés par la platine Dyna TK afin d'éliminer ces raies.

L'utilisation des FDT paliers/outil numériques permet de prendre en compte les effets gyroscopiques et d'éviter la dépendance de la bande passante de la méthode de mesure vis à vis de la raideur de l'outil. Le comportement de l'ensemble rotor/porte-outil/outil est cependant décrit uniquement en trois nœuds, un à chaque palier et un au bout de l'outil, et l'effet de l'électronique d'asservissement n'est pas pris en compte dans la modélisation. Le choix entre l'utilisation de FDT paliers/outil numériques et expérimentales résulte d'un compromis car aucune des deux méthodes n'est actuellement pleinement satisfaisante.

Notre travail doit être poursuivi en effectuant une analyse modale du rotor seul afin de modéliser de manière plus fine le rotor. Il est également intéressant de déterminer l'influence de l'électronique d'asservissement sur les FDT paliers/outil expérimentales.

REFERENCES DU CHAPITRE III

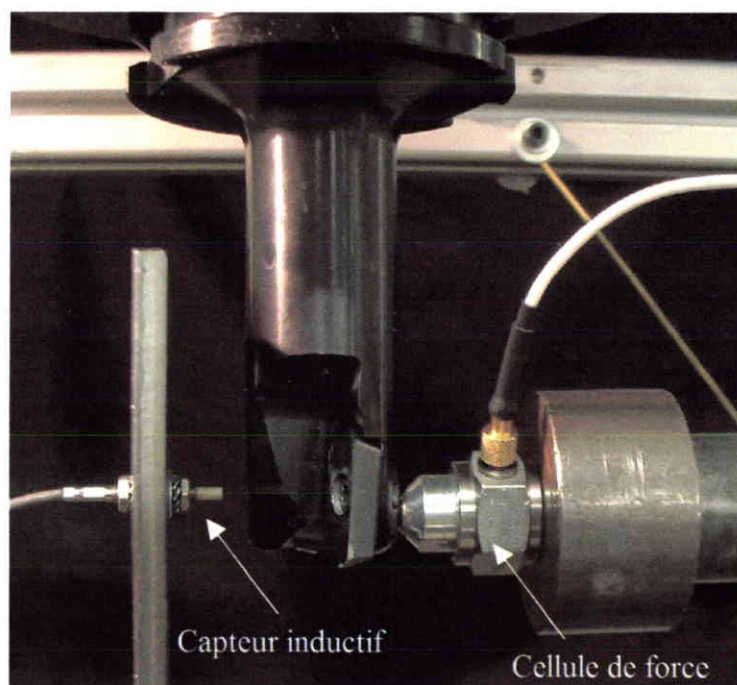
[3.1] M. Lacour : dossier de plan interne S2M n°1448 A0 000 00 P0A, 1997.

[3.2] D. Klement, MADYN Theoretische Grunlagen, Darmstadt, 1981.

[3.3] M. Pillet, Les plans d'expériences par la méthode TAGUCHI, les éditions d'organisation, 1997.

Chapitre IV : Mesure expérimentale des vibrations de l'outil en fraisage

Une étude bibliographique des méthodes de mesure des vibrations de l'outil en fraisage met en avant les spécificités des méthodes existantes. Seule deux méthodes sont présentées dans la littérature car la rotation de l'outil rend difficile son instrumentation et les projections de lubrifiant et de copeaux perturbent les signaux obtenus par les systèmes de mesure optiques. L'objet de ce chapitre est de présenter notre méthode de mesure expérimentale du déplacement de l'outil à partir de la mesure des efforts de coupe en utilisant les PMA (paragraphe 2) et la modélisation de l'ensemble rotor/porte-outil/outil (paragraphe 3). Nous montrons également que la validation expérimentale de la méthode est difficile à réaliser.



Mesure des FDT tension de commande aux paliers/ déplacement de l'outil à l'aide d'un capteur de déplacement. La capteur inductif possède une trop faible bande passante pour pouvoir utiliser cette méthode.

4.1. Présentation des méthodes existantes

La mesure du déplacement de l'outil en cours d'usinage permet de prédire l'état de surface. Il est nécessaire de mesurer en même temps les déplacements de la pièce et de calculer la trajectoire de l'arête de coupe afin de reconstruire le profil de la pièce. La trajectoire de l'arête de coupe est obtenue en combinant la rotation de l'outil et le mouvement plan de l'outil par rapport à la table, qui résulte à la fois du mouvement d'avance de la table ou de l'outil et des vibrations de la table et de l'outil. Cette mesure a un grand intérêt industriel car elle peut permettre d'éviter de dépasser la surépaisseur laissée sur la pièce lors de l'opération d'ébauche de pièces chères de grandes dimensions, de type aéronautique par exemple. Nous allons tout d'abord présenter dans ce paragraphe la méthode de *Spiewak* [4.1] qui utilise un outil de coupe instrumenté, puis la méthode développée par *Ryabov et al.* [4.2, 4.3] basée sur un capteur laser de déplacement.

4.1.1. Instrumentation d'un outil par un accéléromètre à trois composantes

Spiewak [4.1] propose une méthode permettant de suivre les vibrations de l'outil à l'aide d'un accéléromètre fixé à l'intérieur de l'outil de coupe. La figure 4.1 présente un schéma simplifié de l'implantation de l'accéléromètre à trois composantes au sein de l'outil. L'outil à plaquettes amovibles, de référence Ingersoll MAX-IPEX 6x2k, possède 8 dents et un diamètre de 4 pouces.

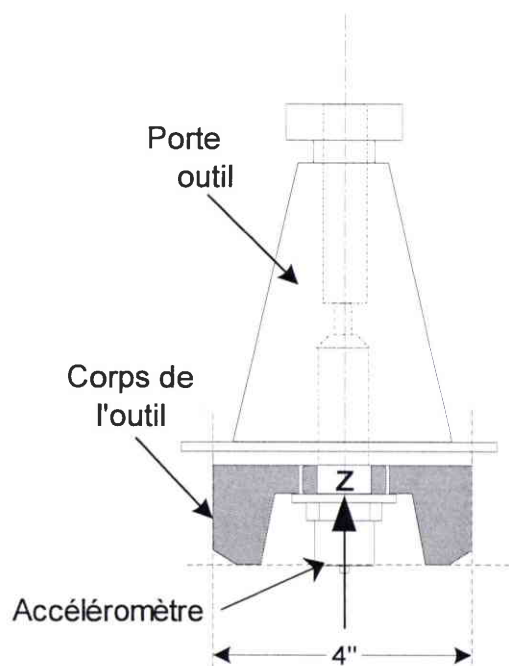


figure 4.1 : Schéma de l'outil de fraisage instrumenté [4.1]

Le mouvement de l'accéléromètre de masse m localisé au point P dans le repère tournant $(XY)_S$ de la broche par rapport au repère fixe de référence lié aux axes de la machine outil $(XY)_R$ est décrit sur la figure 4.2.

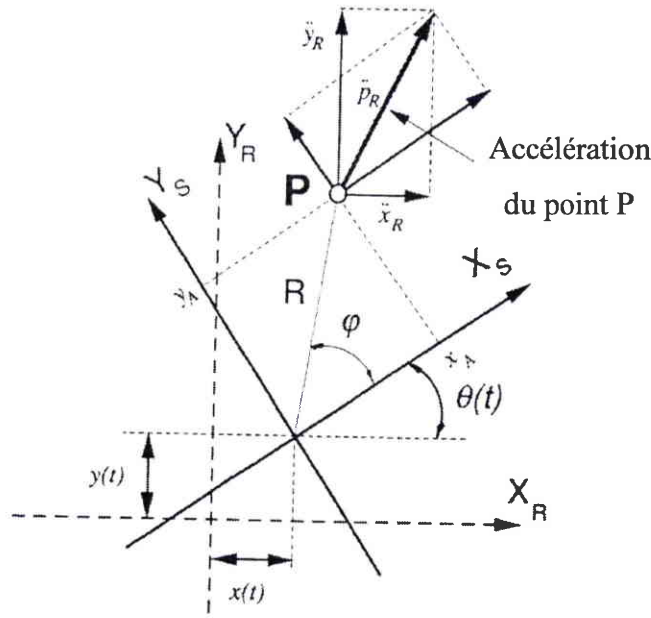


figure 4.2 : Accélérations dans le repère mobile $(XY)_S$ et fixe $(XY)_R$ [4.1]

Les coordonnées $x_R(t)$ et $y_R(t)$ de l'accéléromètre dans le repère fixe $(XY)_R$, s'écrivent:

$$\begin{bmatrix} x_R(t) \\ y_R(t) \end{bmatrix} = T(\theta) \begin{bmatrix} R \cos \varphi \\ R \sin \varphi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} x(t) \\ y(t) \end{bmatrix} \text{ où } T(\theta) = \begin{bmatrix} \cos \theta & -\sin \theta \\ \sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \quad (4.1)$$

$T(\theta)$ est la matrice de passage du repère $(XY)_S$ au repère $(XY)_R$.

Spiewak [4.1] cherche à déterminer les coordonnées instantanées du vecteur $(x(t), y(t))$ de l'origine du repère tournant dans le repère fixe, c'est à dire les vibrations du rotor de la broche à l'endroit où est placé l'accéléromètre.

L'accélération $\ddot{\vec{P}}_R(t)$ de l'accéléromètre calculée dans le repère $(XY)_R$ est obtenue en dérivant deux fois l'équation 4.1 :

$$\ddot{\vec{P}}_R(t) = \begin{bmatrix} \ddot{x}_R(t) \\ \ddot{y}_R(t) \end{bmatrix} = [\ddot{T}(\theta)] \begin{bmatrix} R \cos \varphi \\ R \sin \varphi \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \ddot{x}(t) \\ \ddot{y}(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} a_{Rx} \\ a_{Ry} \end{bmatrix} \quad (4.2)$$

Le vecteur (a_{Rx}, a_{Ry}) de l'équation 4.2 représente une accélération constante agissant sur le repère $(XY)_R$, comme l'accélération g due à la gravité.

L'accélération $\ddot{\vec{P}}_R(t)$ peut également être obtenue en faisant subir un changement de repère au vecteur $(\ddot{x}_s(t), \ddot{y}_s(t))$, représentant l'accélération mesurée par l'accéléromètre dans le repère tournant $(XY)_S$:

$$\ddot{\vec{P}}_R(t) = \begin{bmatrix} \ddot{x}_R(t) \\ \ddot{y}_R(t) \end{bmatrix} = [T(\theta)] \begin{bmatrix} \ddot{x}_s(t) \\ \ddot{y}_s(t) \end{bmatrix} \quad (4.3)$$

Les équations 4.2 et 4.3 permettent d'obtenir une relation entre le vecteur $(\ddot{x}(t), \ddot{y}(t))$ représentant les vibrations du rotor et le vecteur $(\ddot{x}_s(t), \ddot{y}_s(t))$ contenant les mesures fournies par l'accéléromètre :

$$\begin{bmatrix} \ddot{x}(t) \\ \ddot{y}(t) \end{bmatrix} = [T(\theta)] \begin{bmatrix} \ddot{x}_s(\tau) \\ \ddot{y}_s(\tau) \end{bmatrix} - [\ddot{T}(\theta)] \begin{bmatrix} R \cos \varphi \\ R \sin \varphi \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} a_{Rx} \\ a_{Ry} \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

Le dispositif expérimental utilisé pour valider les mesures de déplacements en utilisant l'outil instrumenté est présenté sur la figure 4.3. L'outil instrumenté est représenté par l'accéléromètre fixé à l'extrémité de la broche.

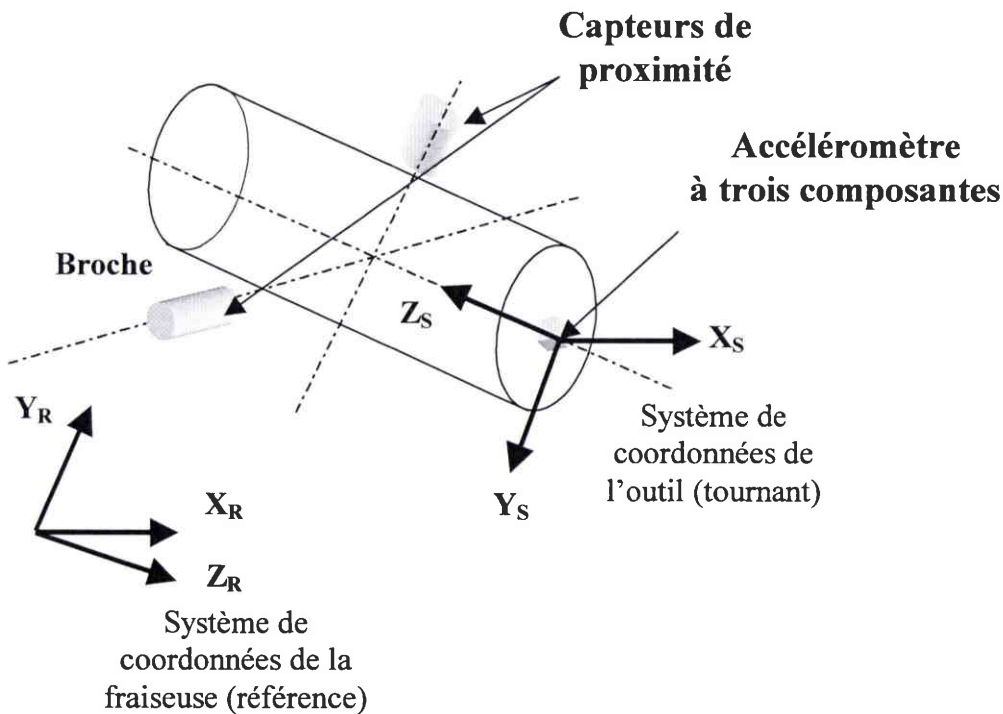


figure 4.3 : Dispositif expérimental [4.1]

L'accéléromètre PCB, de modèle 306 A06, utilisé pour ces essais possède une sensibilité de 0.5 V/g, une résolution de $2 \cdot 10^{-4}$ g et une bande passante comprise entre 1 et 3 000 Hz.

Deux capteurs de déplacement montés dans un plan perpendiculaire à l'axe de rotation de la broche permettent une mesure indépendante de l'erreur de position de la broche. Le modèle 7200 de capteur de déplacement produit par Bently-Nevada possède une sensibilité de 8 mV/ μm , une résolution de $6.2 \cdot 10^{-9}$ m et une bande passante comprise entre 1 et 10 000 Hz.

Spiewak [4.1] compare la vibration mesurée par la méthode de l'outil instrumenté lors de la mise en rotation de l'outil à celle enregistrée par les capteurs de position pour valider expérimentalement sa méthode. La figure 4.4 présente les signaux $\ddot{x}_s(t)$ et $\ddot{y}_s(t)$ mesurés par l'accéléromètre dans le repère tournant $(XY)_s$.

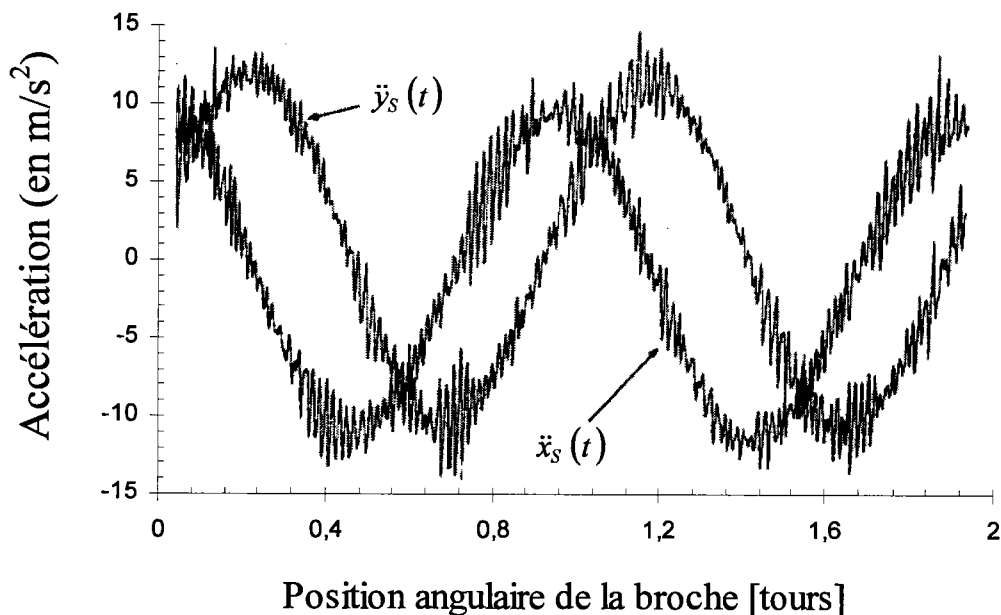


figure 4.4 : Accélérations mesurées par le capteur tournant [4.1]

L'accélération résultant de l'erreur de position de la broche $(\ddot{x}(t), \ddot{y}(t))$ peut être calculée à partir des signaux présentés sur la figure 4.4 et transportée dans le repère fixe $(XY)_R$ de la machine en utilisant l'équation 4.3 (figure 4.5).

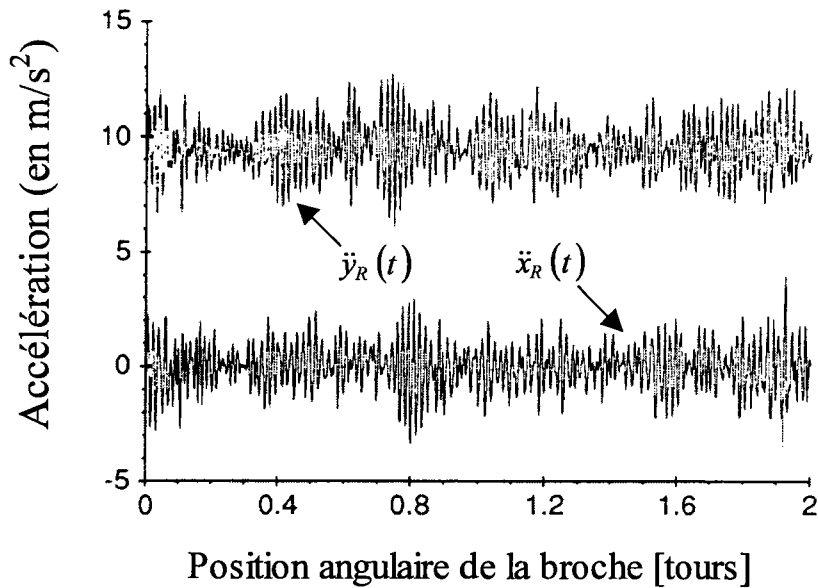


figure 4.5 : Accélérations transportées dans le repère fixe $(XY)_R$ [4.1]

Les deux composantes présentent des vibrations à hautes fréquences caractéristiques des vibrations de la broche. La figure 4.6 compare la vibration mesurée par la méthode de l'outil instrumenté à celle enregistrée par les capteurs de position pour une rotation de la broche de 2610 tours par minute.

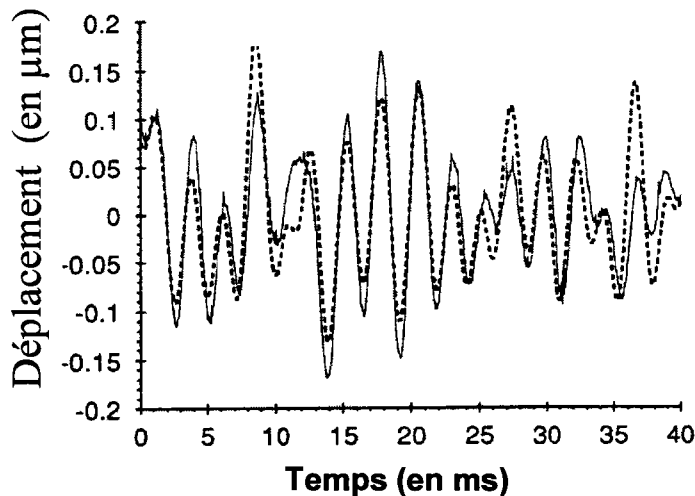


figure 4.6 : Déplacements mesurés par les capteurs de déplacement (trait continu) et par l'outil instrumenté (trait discontinu) suite à la mise en rotation de la broche [4.1]

Les deux courbes représentées à la figure 4.6 sont quasiment superposables et possèdent toutes deux une fréquence prédominante proche de 340 Hz. Cette fréquence est une des fréquences de résonance du rotor.

La méthode de *Spiewak* [4.1] a l'avantage de n'imposer aucune restriction sur les dimensions de la pièce ou sur l'usinage réalisé, mais limite le diamètre minimal de l'outil à l'intérieur duquel est fixé l'accéléromètre. Elle nécessite cependant d'instrumenter l'outil et le rotor ce qui n'est pas facile à réaliser industriellement. La méthode ne semble pas adaptée au fraisage à grande vitesse à cause du risque de centrifugation de l'accéléromètre.

La méthode proposée par *Ryabov et al.* [4.2, 4.3] ne nécessite pas d'instrumentation de l'outil ou du rotor.

4.1.2. Utilisation d'un capteur de déplacement laser

Ryabov et al. [4.2, 4.3] ont développé un système de mesure de déplacement du bout de l'outil à l'aide de capteurs de déplacement laser.

Le fonctionnement d'un capteur de déplacement laser est basé sur l'envoi d'un faisceau laser sur l'outil de coupe sur lequel il est réfléchi, comme le montre la figure 4.7. L'intensité et l'angle de réflexion du faisceau sont mesurés. Le capteur mesure la distance qui le sépare de la surface sur laquelle s'est réfléchi le faisceau laser, en utilisant une méthode de triangulation.

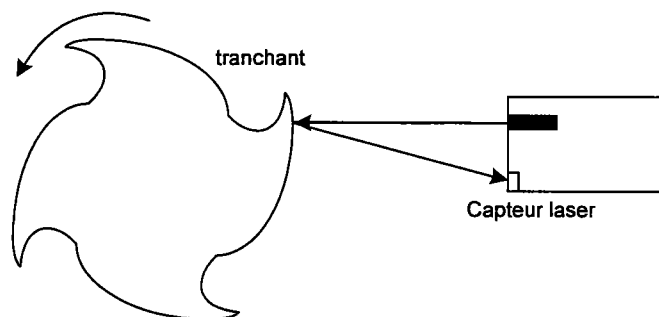


figure 4.7 : Principe de fonctionnement du capteur de déplacement laser [4.2]

Le schéma général du système de mesure est présenté sur la figure 4.8. Il est composé de deux capteurs lasers montés sur la broche par l'intermédiaire d'un support et d'un mécanisme de positionnement. Le faisceau de chaque capteur a pour taille $40\ \mu\text{m}$. Le capteur dispose d'une résolution de $0.5\ \mu\text{m}$ et d'une fréquence d'échantillonnage de $50\ \text{kHz}$. Le capteur principal est dirigé vers l'outil de coupe et il est guidé verticalement par un servo moteur.

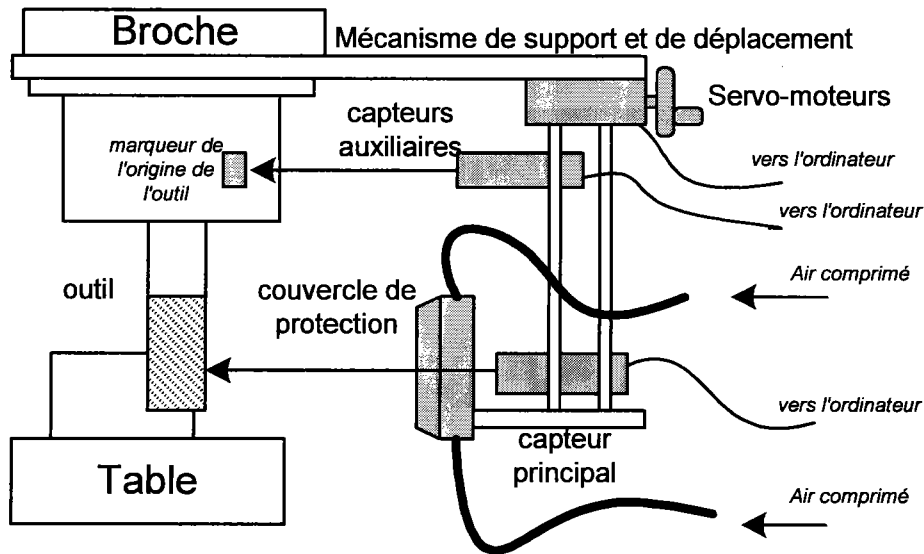


figure 4.8 : système de mesure des vibrations de l'outil à capteurs laser [4.2, 4.3]

En synchronisant la sortie du laser principal et la rotation de l'outil, le capteur auxiliaire permet de marquer l'origine de la rotation de l'outil. Une buse est placée en face du capteur principal pour empêcher les projections de lubrifiant et les copeaux de métal d'atteindre le capteur en le couvrant d'un jet d'air sous pression. Trois signaux analogiques sont mesurés et interprétés : l'intensité du faisceau réfléchi provenant du capteur principal, le déplacement du capteur principal, et l'intensité du capteur auxiliaire.

Lors de l'usinage à sec, le bruit est faible, comme le montre la figure 4.9a, et une technique simple consistant à retirer les points aberrants apparaissant sur le signal mesuré est suffisante pour éliminer le bruit. Cette technique ne convient plus lors d'un usinage avec lubrification (figure 4.9b) où le signal est complètement bruité car le faisceau laser est interrompu par les copeaux ou par des projections de lubrifiant.

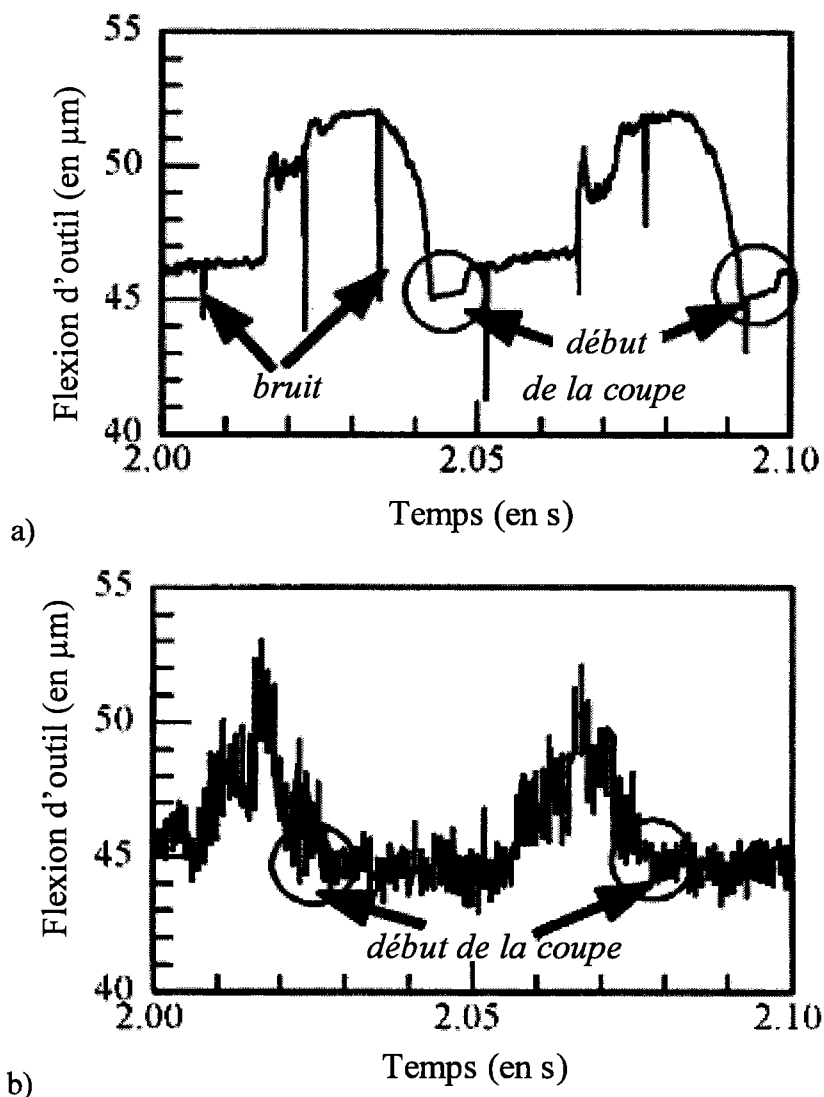


figure 4.9 : Outil au cours d'un usinage à sec (a) et avec lubrification (b) [4.2]

Lors de la coupe, la distance entre l'outil et le capteur laser est presque constante d'un tour à l'autre, bien que le faisceau laser atteigne l'outil après avoir traversé les projections de lubrifiant et les copeaux.

Les perturbations du faisceau du laser sont aléatoires, ce qui entraîne l'apparition d'un plateau sur le spectre de fréquence de la distance entre le capteur laser et l'outil mesurée à chaque tour pour une orientation donnée de l'outil (figure 4.10).

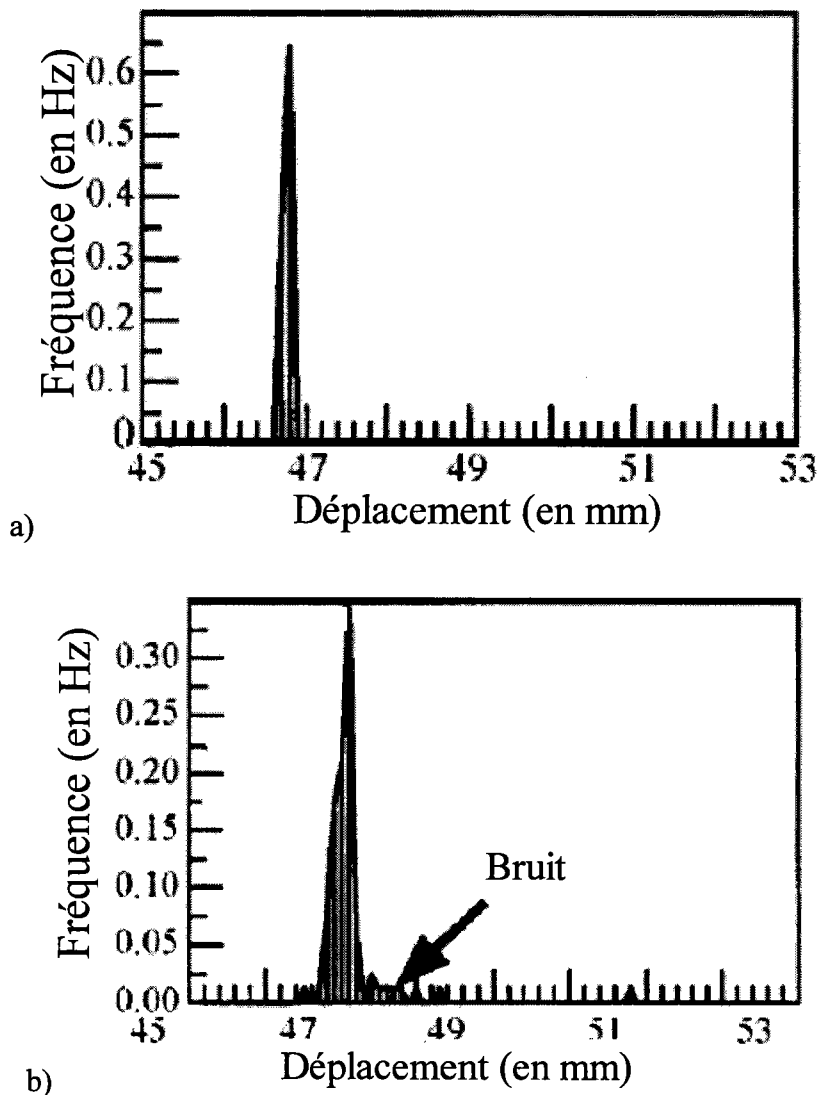


figure 4.10 : Spectre fréquentiel de la distance entre le capteur laser et l'outil mesurée pour une orientation donnée de l'outil en rotation (a) et en cours d'usinage (b) [4.2]

Ryabov et al. [4.2] exploitent cette propriété du spectre fréquentiel du signal en enregistrant la distance outil/capteur laser de chaque angle de rotation de l'outil pour plusieurs tours. Le maximum du spectre indique la distance exacte entre le capteur et le profil de l'outil lorsqu'il est orienté selon l'angle étudié. Le profil de l'outil est reconstruit suite à l'analyse complète des spectres de fréquence identiques à celui présenté à la figure 4.10.

La comparaison entre la flexion de l'outil évaluée en utilisant le capteur laser et l'erreur de côte mesurée sur la pièce usinée (figure 4.11) montre que la précision du système de mesure est inférieure à $40\ \mu\text{m}$ après avoir mesuré les données d'au moins 40 rotations de l'outil.

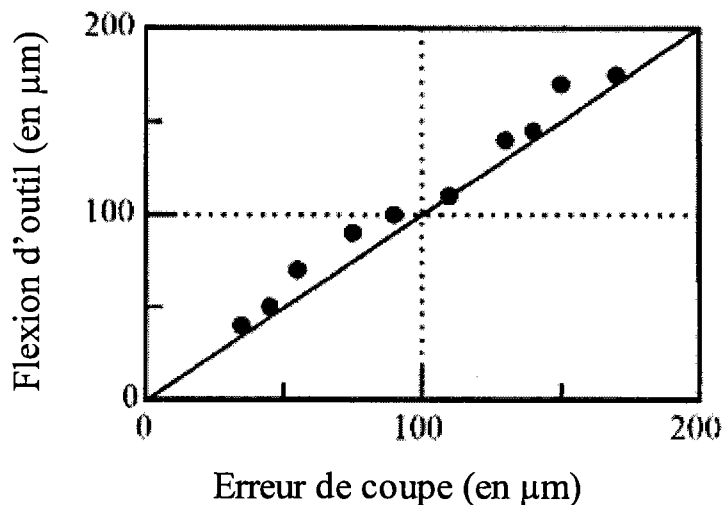


figure 4.11 : Comparaison entre la déflexion évaluée et l'erreur dimensionnelle mesurée sur la pièce [4.2]

En conclusion, le capteur de déplacement laser développé par *Ryabov et al.* [4.2] est utilisé pour déterminer le déplacement de l'outil pendant et hors usinage avec une précision inférieure à 40 µm. L'élimination des perturbations du faisceau laser qui dure quelques secondes, ne permet pas de suivre l'évolution de la vibration de l'outil en temps réel.

Les deux méthodes présentées n'étant pas adaptées à la mesure en temps réel du déplacement de l'outil en fraisage à grande vitesse, nous présentons dans le paragraphe suivant notre méthode de mesure des vibrations de l'outil à partir des tensions de commande des PMA.

4.2. Mesure de la vibration en bout d'outil en utilisant les PMA

Notre première idée consiste à adapter la méthode de mesure des efforts de coupe au cours de l'usinage, en remplaçant les FDT entre la tension de commande aux paliers et l'effort appliqué à l'outil par des FDT entre la tension de commande aux paliers et le déplacement de l'outil.

Le premier paragraphe explique les raisons empêchant cette méthode d'aboutir.

La solution adoptée, présentée au deuxième paragraphe, utilise à la fois la méthode de mesure des efforts basée sur les PMA (chapitre 2) et la modélisation du comportement dynamique de l'ensemble rotor/porte-outil/outil (chapitre 3). La figure 4.12 rappelle les différentes méthodes testées pour mesurer la vibration de l'outil au cours de l'usinage.

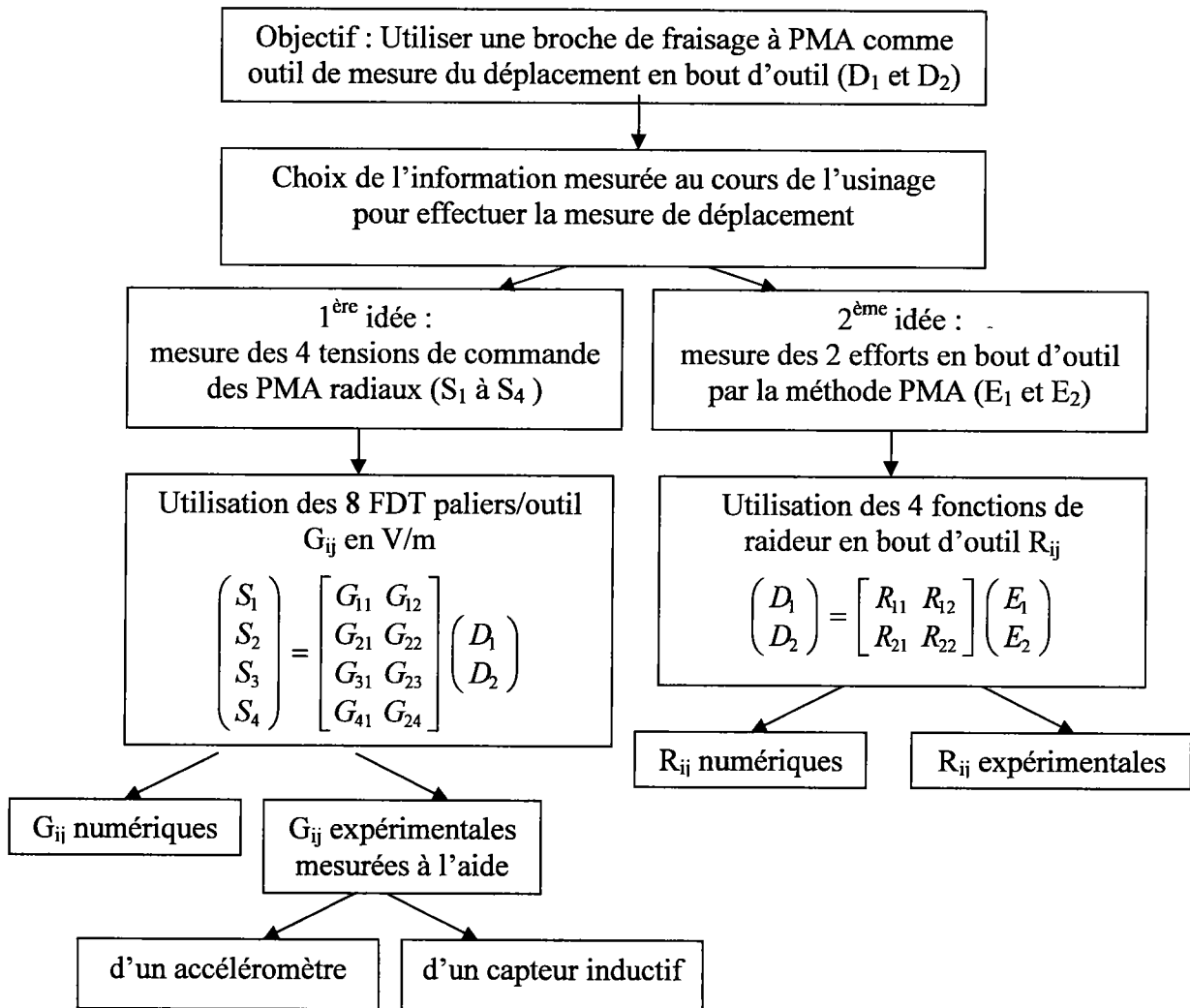


figure 4.12 : Différentes méthodes de mesure de la vibration en bout d'outil spécifiques à l'utilisation d'une broche PMA

4.2.1. Méthode basée sur la mesure de FDT palier/outil en V/m

Par analogie avec notre méthode de mesure des efforts de coupe, nous avons tout d'abord cherché à mesurer les vibrations de l'outil à partir de huit fonctions de transfert paliers/outil et des tensions de commande $S_1(t)$, $S_2(t)$, $S_3(t)$ et $S_4(t)$ mesurées au cours de l'usinage (§ 2.2.1). Ces tensions nous permettent de connaître instantanément les efforts selon chaque axe V et W de chaque palier. Huit fonctions de transfert tension de commande aux paliers/ déplacement de l'outil sont également déterminées afin de calculer les vibrations de l'outil à partir des quatre tensions de commande. Elles sont ici obtenues en mesurant simultanément le déplacement de l'outil en réponse à un impact appliqué à l'extrémité de l'outil selon la direction X ou Y, respectivement $D_1(t)$ et $D_2(t)$, et les quatre réponses $S_1(t)$ à $S_4(t)$.

Les déplacements et les tensions de commande représentant les réponses des paliers sont mesurés dans le domaine temporel en utilisant l'analyseur de spectre Pimento et transportés

dans le domaine fréquentiel en utilisant la TFD. Nous obtenons huit fonctions de transfert complexes définies par :

$$G_{ij}(j\omega) = \frac{S_i(j\omega)}{D_j(j\omega)} \quad (4.5)$$

où $i=1$ à 4 désigne une des quatre tensions mesurées lors de l'usinage et $j = 1, 2$ représente un des deux degrés de liberté de l'outil. Les fonctions $G_{11}(j\omega)$, $G_{21}(j\omega)$, $G_{31}(j\omega)$ et $G_{41}(j\omega)$ sont obtenues simultanément en mesurant les variations des tensions de commande S_1 à S_4 et le déplacement de l'outil en réponse à un impact appliqué selon l'axe X au bout de l'outil. La mesure du déplacement de l'outil en réponse à un impact appliqué selon l'axe Y au bout de l'outil permet d'obtenir les fonctions $G_{12}(j\omega)$, $G_{22}(j\omega)$, $G_{32}(j\omega)$ et $G_{42}(j\omega)$.

Les déplacements $D_1(t)$ et $D_2(t)$ sont mesurés en utilisant un accéléromètre ou un capteur inductif. Chacun des deux paragraphes suivants présente une méthode de mesure des FDT paliers/outil expérimentale pour un outil à plaquettes amovibles de la marque Cératizit (référence : MHSC-HP 40-R02-19) de diamètre 40 mm possédant deux dents.

4.2.1.1. Mesure du déplacement en utilisant un capteur inductif

La mesure du déplacement de l'outil lors de l'impact a tout d'abord été réalisée par un capteur inductif diamétralement opposé à l'impact (figure 4.13). Le modèle DT110-U05-M-C3 de capteur de déplacement inductif produit par Micro-Epsilon possède une sensibilité de $37.1 \mu\text{m/V}$, une résolution dynamique de $0.5 \mu\text{m}$ et une bande passante comprise entre 1 et 10 000 Hz.

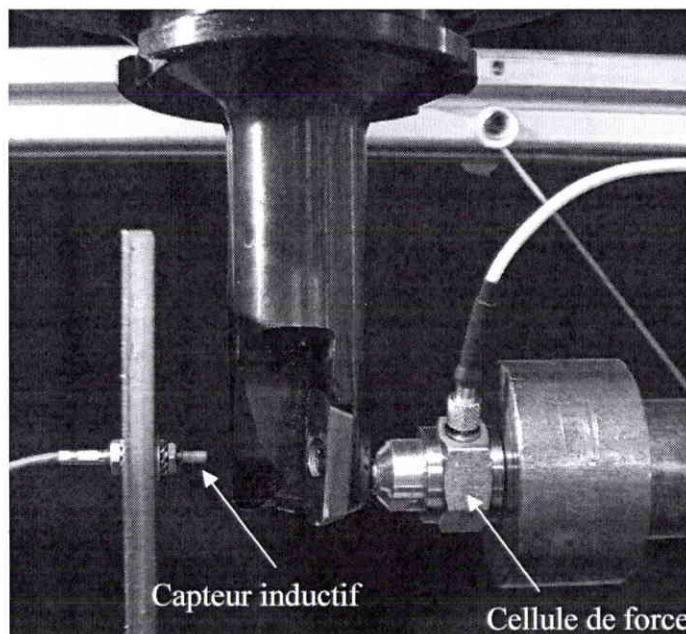


figure 4.13 : Mesure des FDT palier/outil à l'aide d'un capteur de déplacement

La capteur inductif a l'avantage de mesurer directement le déplacement de l'outil en réponse à l'impact (figure 4.14).

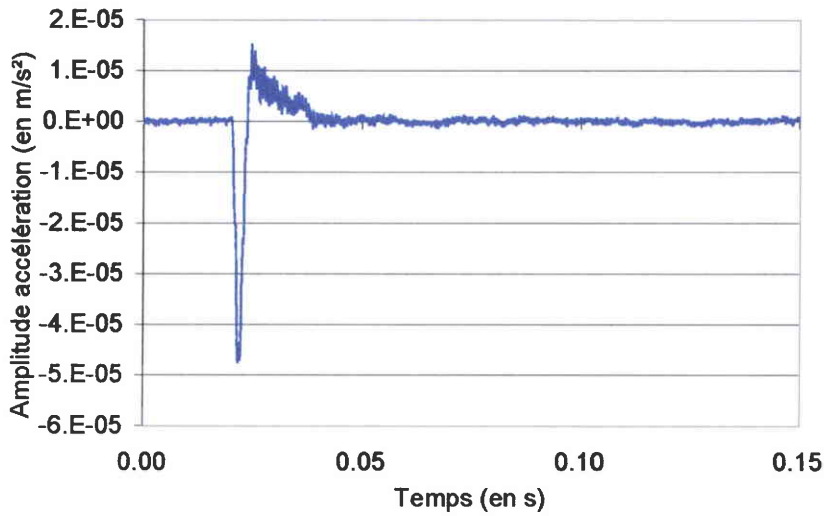


figure 4.14 : Déplacement en réponse à l'impact

La figure 4.15 compare la FDT palier/outil G_{11} obtenue par simulation numérique à celle mesurée à l'aide du capteur inductif.

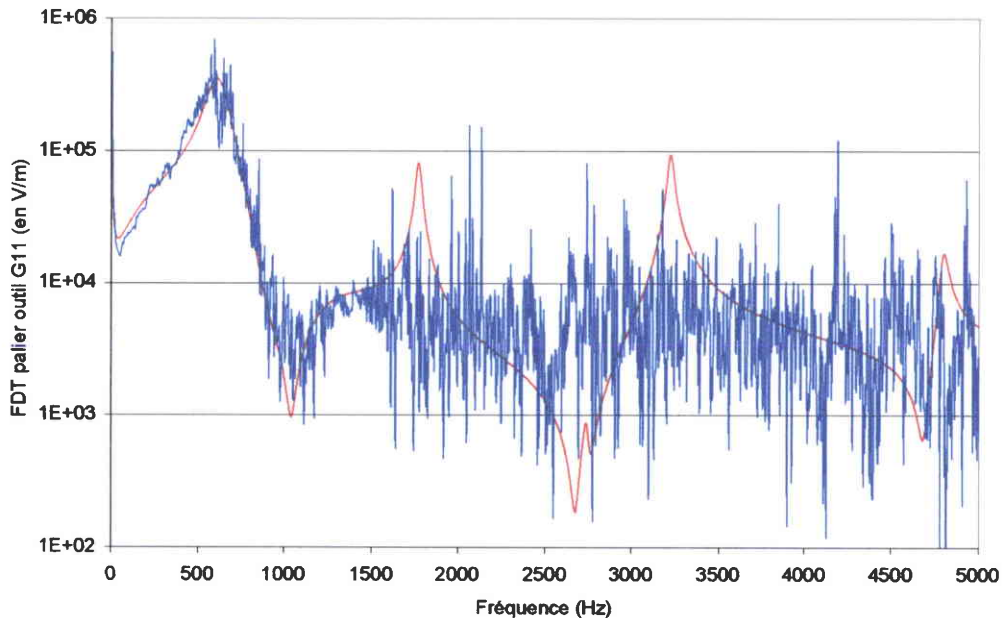


figure 4.15 : FDT palier/outil G_{11} numérique (en rouge) et expérimentale en utilisant un capteur inductif (en bleu)

La FDT palier/outil expérimentale est très bruitée, bien que décrivant la même tendance que la FDT numérique jusqu'à 1 000 Hz. Nous avons comparé la raideur en bout d'outil numérique à celle obtenue expérimentalement afin de déterminer si le manque de précision

constaté sur la figure 4.15 a pour origine le capteur inductif ou le type de mesure que nous souhaitons réaliser (figure 4.16).

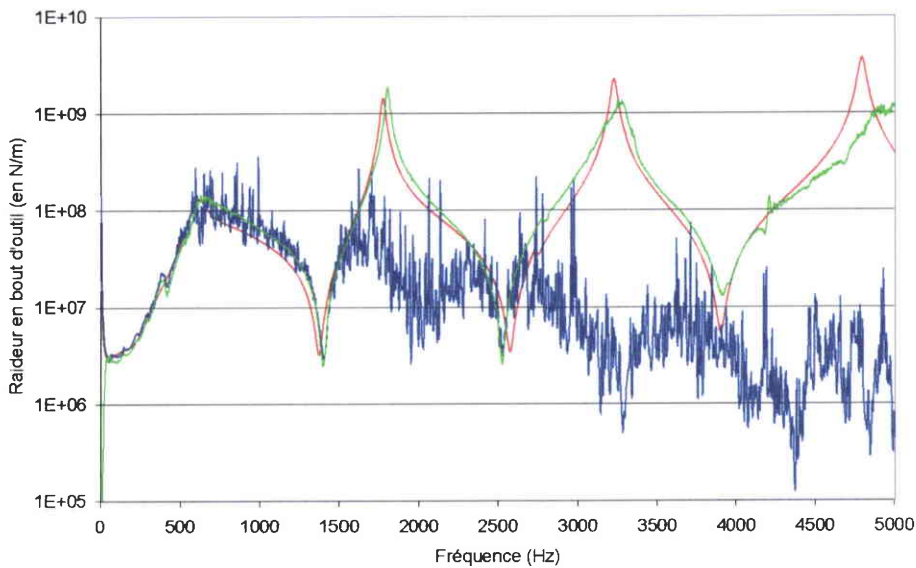
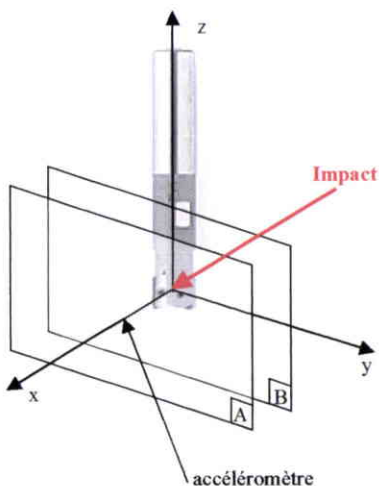


figure 4.16 : Raideur en bout d'outil numérique (en rouge), expérimentale en utilisant un capteur inductif (en bleu) et réalisée à l'aide d'un accéléromètre (en vert)

La figure 4.16 met en évidence que la bande passante du capteur inductif est limitée à 1 500 Hz et que l'accéléromètre permet de mesurer une raideur en bout d'outil très peu bruitée et très proche de la raideur obtenue par simulation numérique. Nous allons maintenant présenter les FDT tensions de commande aux paliers/ déplacement de l'outil mesurées en utilisant un accéléromètre.

4.2.1.2. Mesure du déplacement à l'aide d'un accéléromètre

L'accélération de l'outil en réponse à un impact est mesurée par un accéléromètre placé de manière identique à celle utilisée pour mesurer la raideur en bout d'outil (figure 4.17).



Avec :

- A : plan où est fixé l'accéléromètre
(parallèle au plan B)
- B: plan normal à l'impact
- z : axe de la broche

figure 4.17 : Mesure des FDT palier/outil en utilisant un accéléromètre

L'accéléromètre PCB, de modèle U352B22, utilisé pour déterminer les FDT palier/outil expérimentales possède une sensibilité de 10.17 mV/g, une résolution de $15 \cdot 10^{-4}$ g et une bande passante comprise entre 1 et 10 000 Hz. Les amplitudes de l'impact et de l'accélération en réponse à un impact sont présentées sur la figure 4.18.

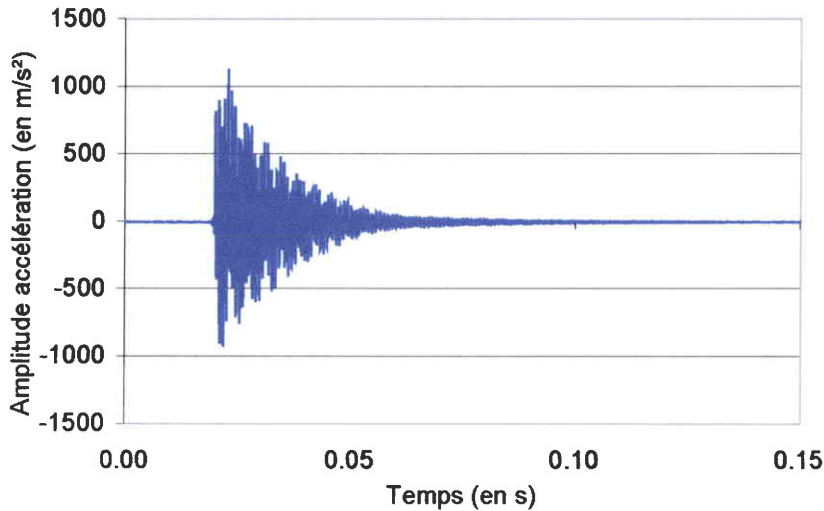


figure 4.18 : Accélération en réponse à l'impact

Une double intégration de l'accélération mesurée est nécessaire pour obtenir le déplacement en bout d'outil en réponse à un impact. Elle peut être réalisée dans le domaine temporel par la méthode de Simpson ou dans le domaine fréquentiel en divisant chaque raie du spectre de l'accélération par le carré de la pulsation de la raie considérée. La figure 4.19 compare la FDT palier/outil G_{11} obtenue par simulation numérique à celle mesurée en utilisant l'accéléromètre.

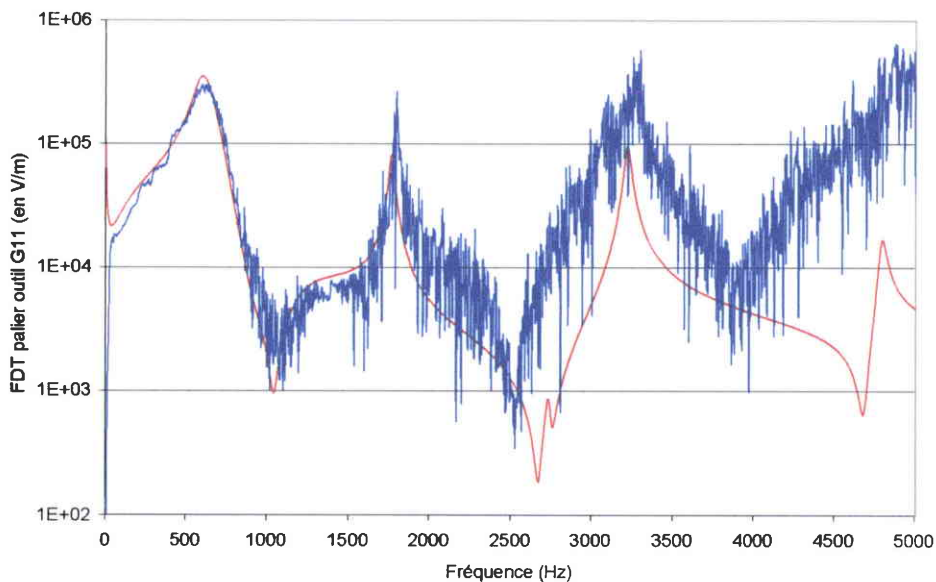


figure 4.19 : FDT palier/outil G_{11} numérique (en rouge) et expérimentale en utilisant un accéléromètre (en bleu)

La FDT mesurée avec l'accéléromètre est beaucoup plus précise que celle mesurée avec le capteur inductif, même si elle est bruitée et s'éloigne de la FDT numérique à partir de 2 500 Hz. On remarque néanmoins que la FDT numérique a un comportement très différent de la FDT expérimentale en basse fréquence jusqu'à 56 Hz : elle croît de 0.0469V/m à 18 314 V/m alors que la FDTnumérique décroît de 97120 V/m à 22 710 V/m. Ce phénomène provient de la double intégration numérique de l'accélération effectuée pour obtenir le déplacement (figure 4.20). La double intégration numérique s'accompagne très souvent de l'utilisation d'un filtre passe bas qui ne suffit pas à retrouver la forme attendue du déplacement consécutif à un impact car ce phénomène est très transitoire (figure 4.20.b).

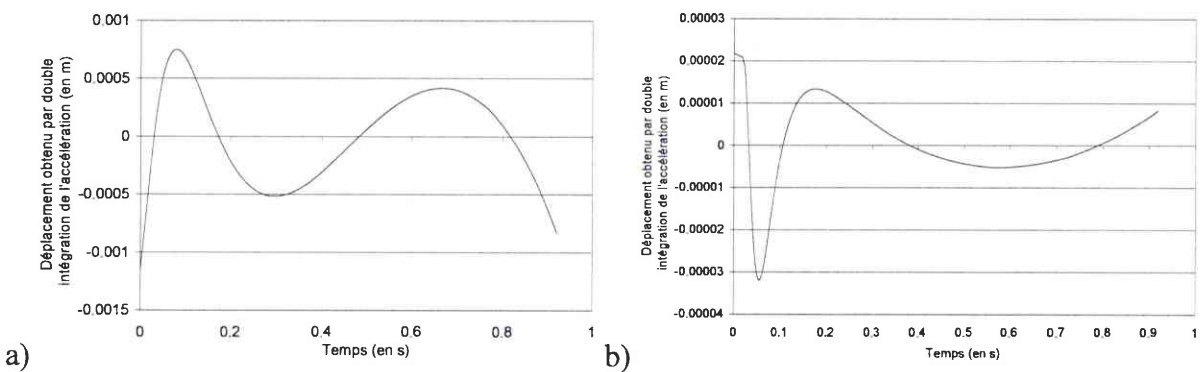


figure 4.20 : Double intégration numérique de l'accélération de l'outil consécutif à un impact a) sans filtre passe bas b) avec un filtre passe bas à 10 Hz

Le filtre passe bas à 10 Hz permet d'obtenir l'ordre de grandeur de la réponse mesurée par le capteur inductif, mais la forme du signal est perturbée sur toute la durée de la mesure. L'utilisation de filtre passe bas de fréquence supérieure diminue très fortement l'amplitude du signal, sans pour autant permettre d'obtenir une forme de signal non perturbée.

La mauvaise description des FDT paliers/outil en basse fréquence lors de l'utilisation d'un accéléromètre pour la mesure du déplacement de l'outil ne permet pas d'utiliser cette méthode pour mesurer les vibrations de l'outil comme nous le montrerons au paragraphe 4.3.2. En conclusion, Il n'est pas possible de mesurer le déplacement du bout de l'outil en utilisant des FDT paliers/outil expérimentales en V/m, qu'elles soient obtenues à l'aide d'un capteur inductif ou d'un accéléromètre. Nous allons maintenant expliquer comment sont utilisés les efforts de coupe mesurés avec la méthode PMA pour mesurer les déplacements de l'outil. Cette technique est l'inverse de la méthode de *Spiewak* [4.4] qui évalue les efforts de coupe à partir de la mesure des vibrations de l'outil.

4.2.2. Méthode utilisant la raideur en bout d'outil numérique

Notre méthode consiste à transférer dans le domaine fréquentiel les efforts de coupe obtenus en utilisant la méthode d'analyse des tensions de commandes des PMA (chapitre 2) puis de multiplier les spectres des efforts par la raideur en bout d'outil obtenue par simulation numérique. L'utilisation de la raideur en bout d'outil obtenue par simulation numérique est nécessaire car la raideur obtenue avec le capteur inductif n'est pas précise et celle obtenue en utilisant l'accéléromètre possède les mêmes problèmes en basse fréquence que les FDT paliers/outil.

L'objet du paragraphe suivant est de présenter les vibrations observées en appliquant chacune des méthodes présentées dans ce chapitre.

4.3. Comparaison des méthodes de mesure de la vibration de l'outil en utilisant les tensions de commande des PMA

Nous comparons les vibrations obtenues par application des méthodes présentées au paragraphe précédent pour un même usinage. Les paramètres de l'usinage sont tout d'abord présentés, ainsi que les efforts de coupe calculés. Les vibrations obtenues suite à l'application de chaque méthode sont ensuite décrites et la validité des mesures discutée. Le dernier paragraphe explique pourquoi aucune validation expérimentale de la mesure n'a pu encore être réalisée.

4.3.1. Présentation de l'usinage de référence

Un outil à deux dents de diamètre 40 mm de la marque Cératizit (référence : MHSC-HP 40-R02-19) effectue un contournage dans une éprouvette d'aluminium AU4G montée sur la table de la fraiseuse Gambin 120 CR. Les conditions de coupe sont : vitesse de rotation de la broche 30 000 tr/min, avance 0,18 mm/dent, vitesse de coupe 3016 m/min et profondeur de passe 5 mm. Les plaquettes de l'outil ont un rayon de bec de 2 mm.

Comme les spectres fréquentiels des tensions de commande mesurées au cours de l'usinage ne font pas apparaître de raies proches des modes de flexion de l'ensemble rotor/porte-outil/outil, nous avons utilisé la méthode de mesure des efforts de coupe présentée au chapitre 2 pour obtenir l'effort F_x (figure 4.21).

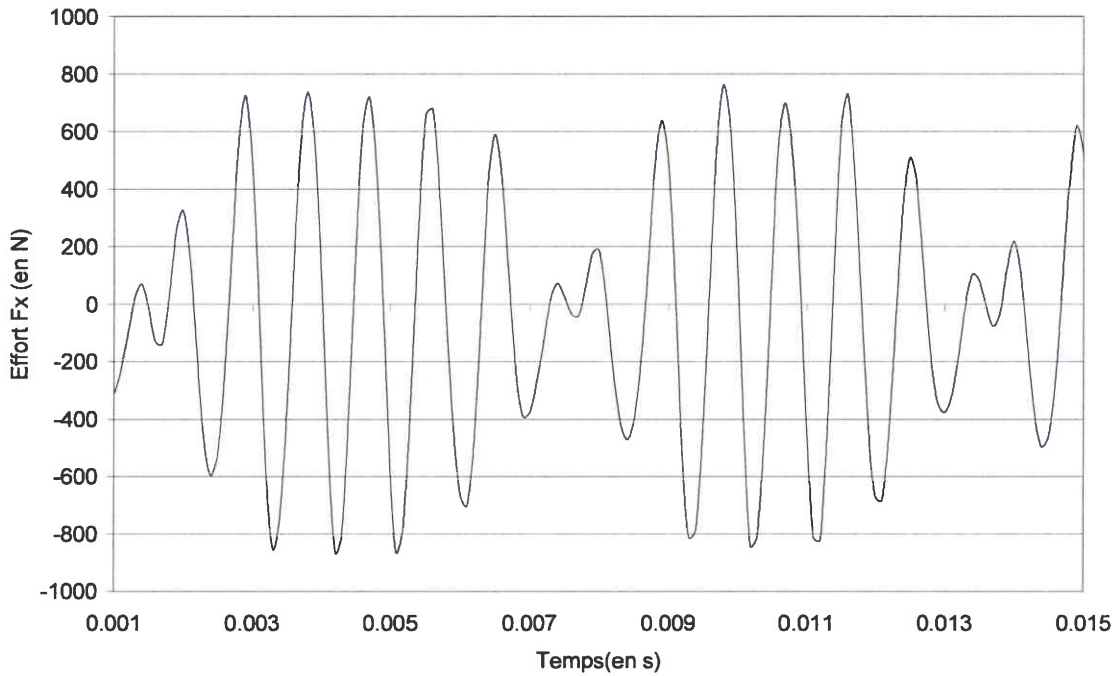


figure 4.21 : Effort de coupe F_x de l'usinage de référence

Nous présentons également le spectre fréquentiel de l'effort de coupe F_x afin de constater le nombre limité de fréquences significatives (figure 4.22).

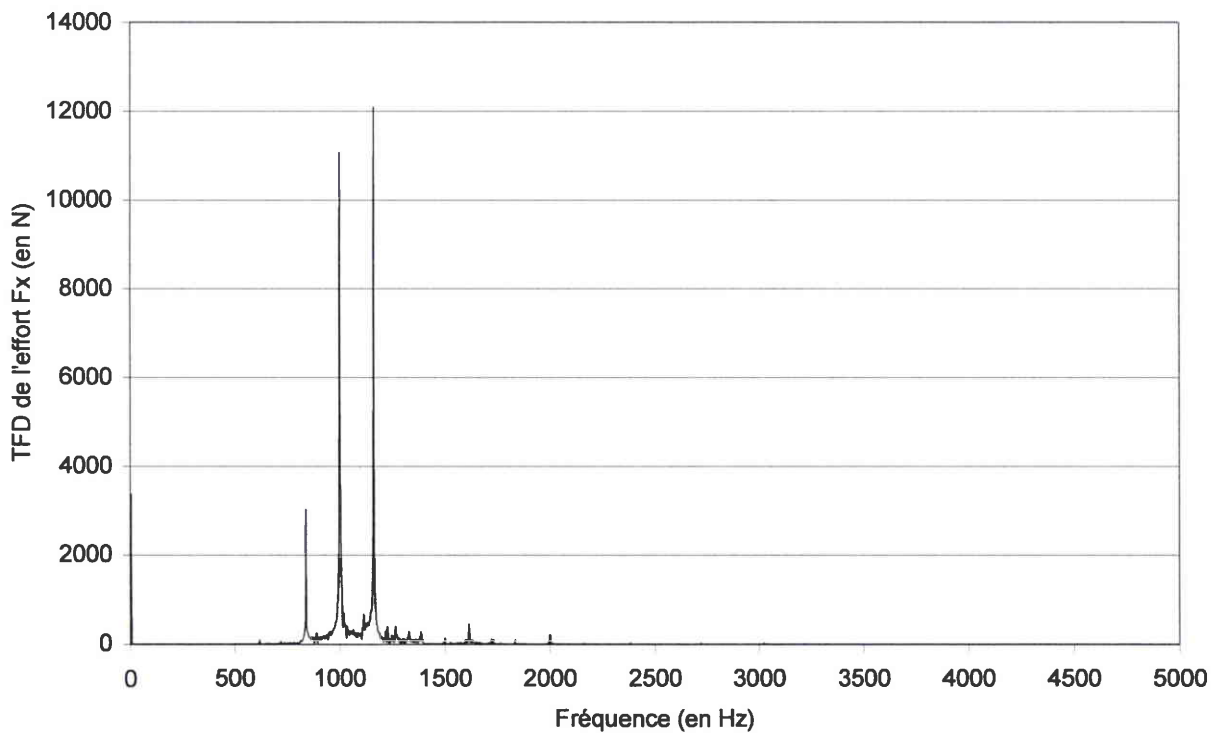


figure 4.22 : Spectre fréquentiel de l'effort de coupe F_x

La raie à 1000 Hz représente le passage de la dent, mais il est difficile d'expliquer l'origine des raies ayant pour fréquence 837,5 Hz et 1165 Hz car les FDT paliers/outil n'ont pas de modes à ces fréquences, ce qui limite l'influence des effets gyroscopiques.

Nous comparons dans les deux prochains paragraphes la forme de l'effort F_x à la forme de la vibration selon l'axe X ainsi que leur spectres fréquentiels car l'effort de coupe et le déplacement de l'outil sont liés par la raideur en bout d'outil.

4.3.2. Vibration mesurée en utilisant les FDT paliers/outil en V/m

La figure 4.23 présente le déplacement de l'outil selon l'axe X calculé en utilisant les FDT paliers/outil mesurées en utilisant le capteur inductif Micro-Epsilon.

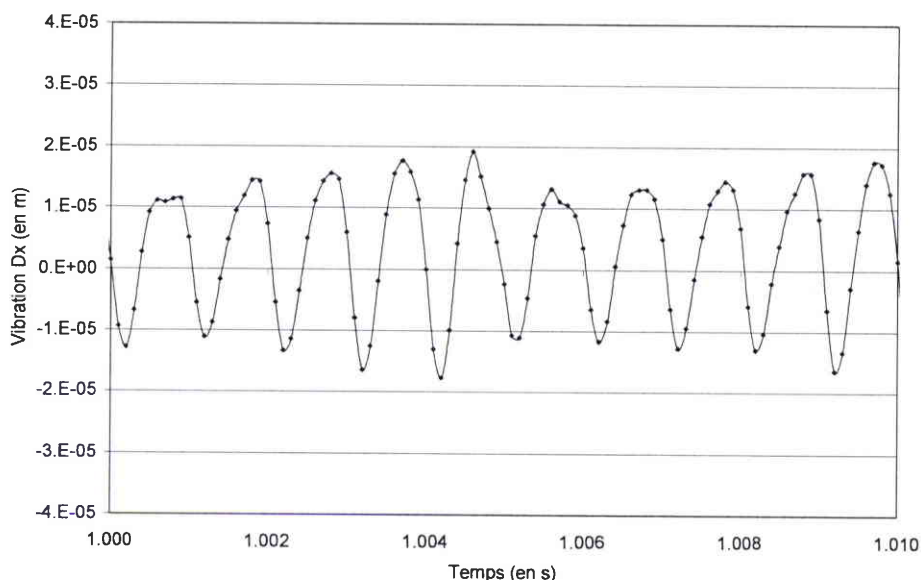


figure 4.23 : Déplacement D_x de l'outil obtenu en utilisant des FDT paliers/outil mesurées à l'aide d'un capteur inductif

L'ordre de grandeur est correct car pour un impact de 640 N appliqué à cet outil, le capteur inductif mesure un déplacement de 45 μm (figure 4.13). La forme du déplacement de l'outil ne semble cependant pas suivre l'évolution des efforts de coupe. Le spectre fréquentiel possède trois raies significatives aux mêmes fréquences que celles apparaissant sur le spectre de l'effort de coupe F_x (figure 4.24).

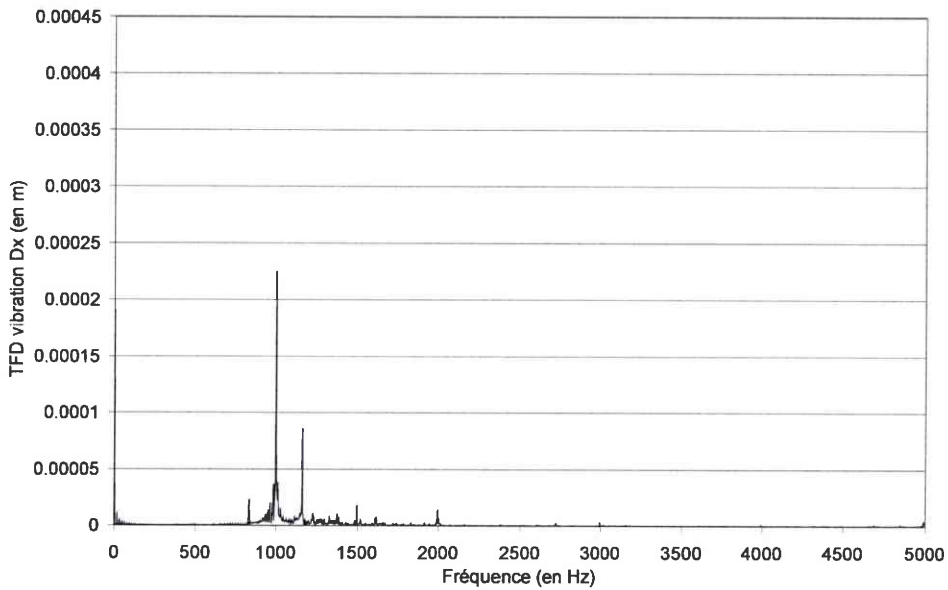


figure 4.24 : Spectre fréquentiel du déplacement D_x de l'outil obtenu en utilisant des FDT paliers/outil mesurées à l'aide d'un capteur inductif

La figure 4.25 présente le déplacement de l'outil selon l'axe X calculé en utilisant les FDT tension de commande aux paliers/ déplacement de l'outil mesurées en utilisant l'accéléromètre PCB.

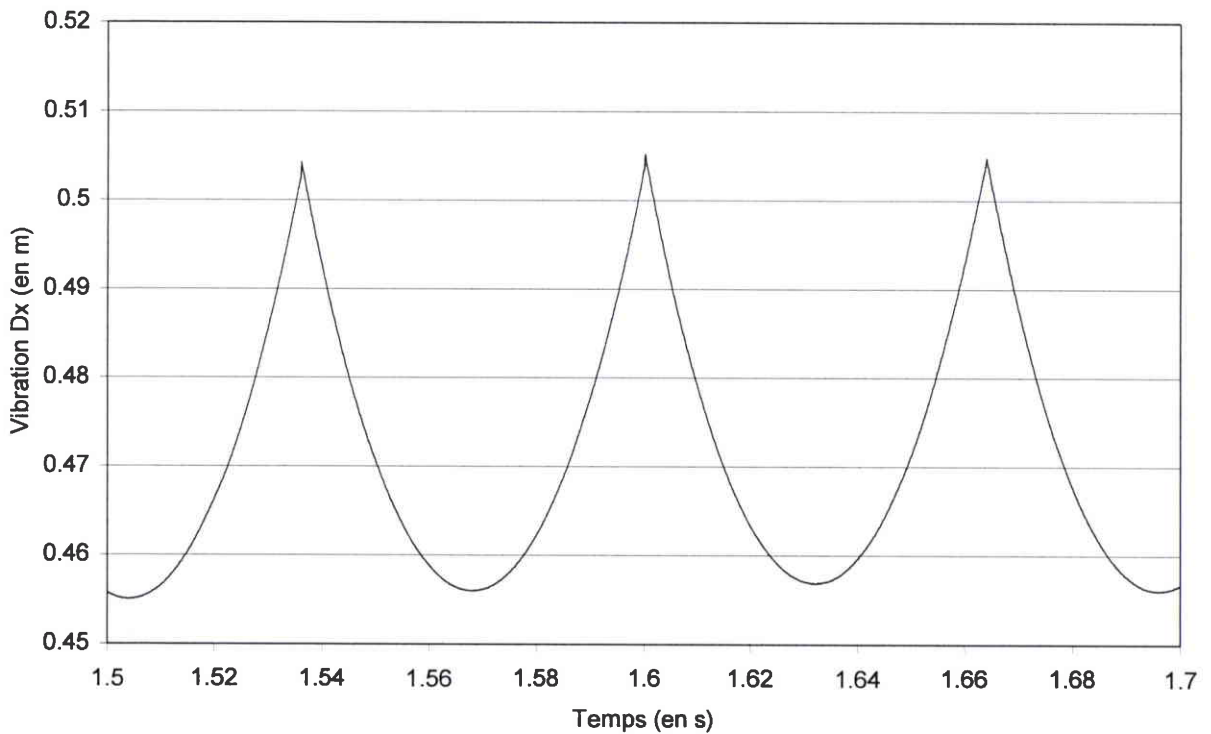


figure 4.25 : Déplacement D_x de l'outil obtenu en utilisant des FDT paliers/outil mesurées à l'aide d'un accéléromètre

Nous constatons que le déplacement Dx mesuré est aberrant. La période que l'on voit apparaître sur le signal représente le nombre de points conservés pour chaque échantillon par la méthode de recouvrement. On constate qu'une sinusoïde dont la période est égale à la moitié de la durée d'échantillonnage vient perturber la mesure du déplacement Dx qui devient inexploitable. Ce phénomène a pour origine la double intégration numérique d'une accélération consécutive à un impact qui aboutit à une mauvaise description des basses fréquences du déplacement obtenu.

4.3.3. *Vibration mesurée en utilisant la raideur en bout d'outil numérique*

La figure 4.26 présente le spectre du déplacement de l'outil selon l'axe X calculé en multipliant le spectre de l'effort Fx mesuré par la méthode PMA en utilisant les FDT palier/outil expérimentales par la raideur en bout d'outil numérique.

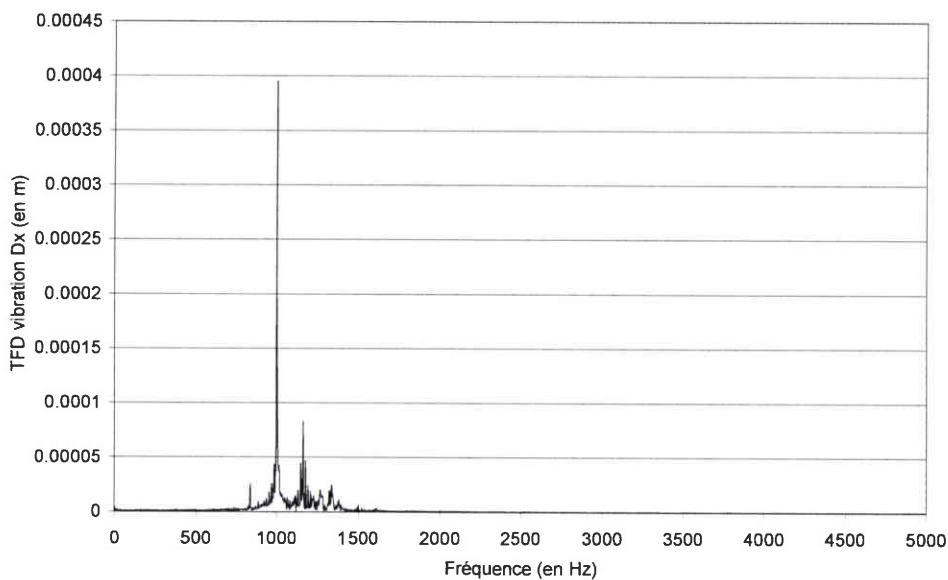


figure 4.26 : *Spectre fréquentiel du déplacement Dx de l'outil obtenu en appliquant la raideur en bout d'outil à l'effort de coupe Fx*

Ce spectre est très proche de celui obtenu en utilisant les FDT paliers/outil mesurée à l'aide du capteur inductif (figure 4.24), sauf pour la raie à la fréquence de 1 000 Hz qui a une amplitude deux fois plus grande. Cette différence modifie la forme du déplacement mesuré qui ressemble à celle de l'effort Fx (figure 4.27).

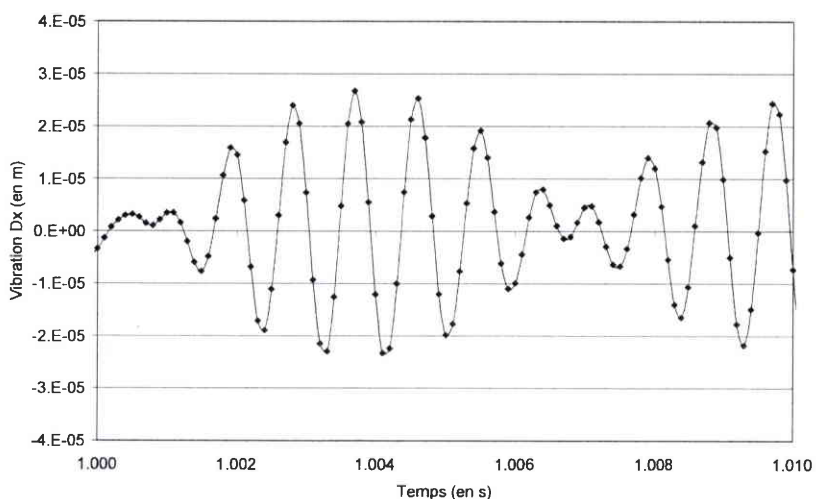


figure 4.27 : Déplacement D_x de l'outil obtenu en appliquant la raideur en bout d'outil à l'effort de coupe F_x

Par conséquent, la méthode de mesure des vibrations obtenue en multipliant le spectre de l'effort de coupe par la raideur en bout d'outil numérique nous semble la plus précise des trois méthodes testées.

L'objet du paragraphe suivant est d'expliquer pourquoi aucune validation expérimentale de la méthode de mesure des vibrations de l'outil n'a pu encore être réalisée.

4.3.4. Tentative de validation expérimentale

Nous avons tout d'abord étudié les vibrations de l'outil uniquement en rotation. Le déplacement d'un barreau de carbure de diamètre 16 mm freiné dans un porte-outil EPB 1680 en rotation est mesuré au moyen de deux capteurs inductifs placés respectivement dans la direction X et Y (figure 4.28).

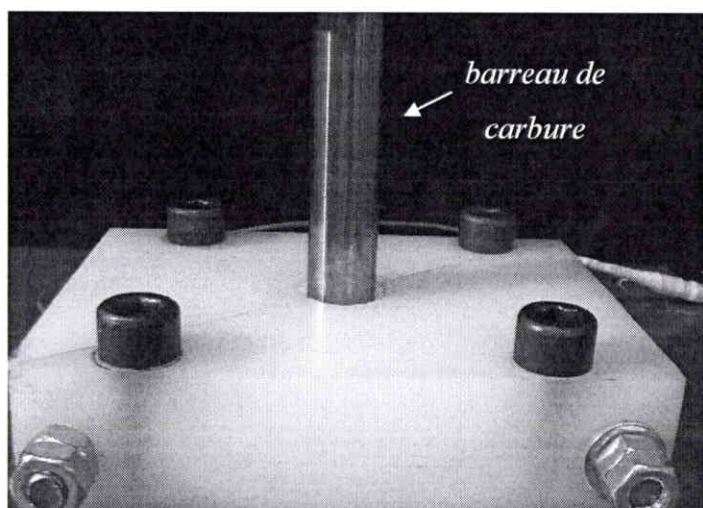


figure 4.28 : Dispositif expérimental

L'utilisation d'un barreau de carbure permet de mesurer de manière continue la vibration de l'outil car les capteurs inductifs ont une plage de mesure comprise entre 0 et 0,5 mm qui limiterait la mesure du déplacement d'un outil au moment où passe la dent de l'outil devant le capteur.

Les déplacements du barreau sont mesurés pour des vitesses de rotation comprises entre 5000 tr/min et 35 000 tr/min par pas de 5 000 tr/min. Nous ne présenterons dans la suite de ce chapitre que les résultats obtenus pour l'essai réalisé à une vitesse de rotation de 15 000 tr/min car les résultats obtenus pour chaque essai sont similaires : des raies d'amplitude importante apparaissent sur le spectre des efforts mesurés en bout de barreau avec la méthode PMA alors qu'elles ne sont pas présentes sur les spectres des tensions de commande des paliers (figure 4.29).

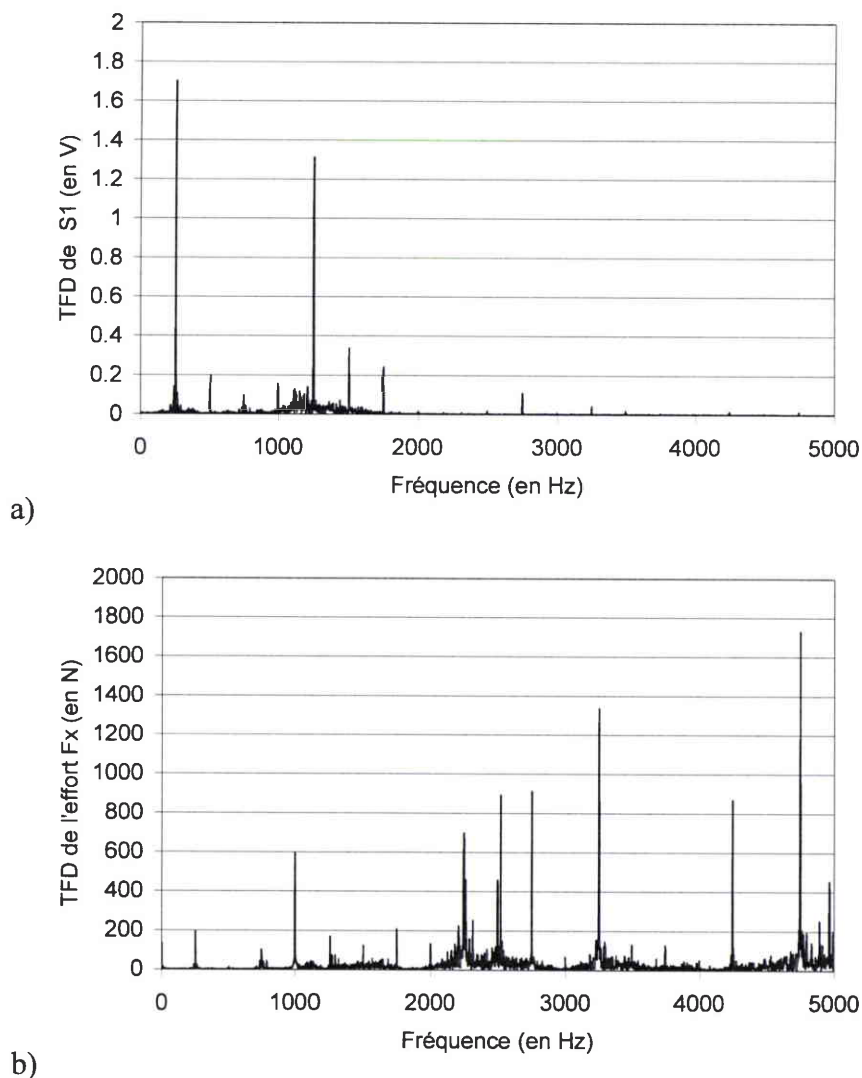


figure 4.29 : Spectre de la tension de commande S_1 (a) et de l'effort F_x (b)

Le spectre du déplacement du barreau mesuré avec la méthode PMA possède des raies qui n'apparaissent pas sur le spectre de la mesure effectuée avec le capteur inductif (figure 4.30).

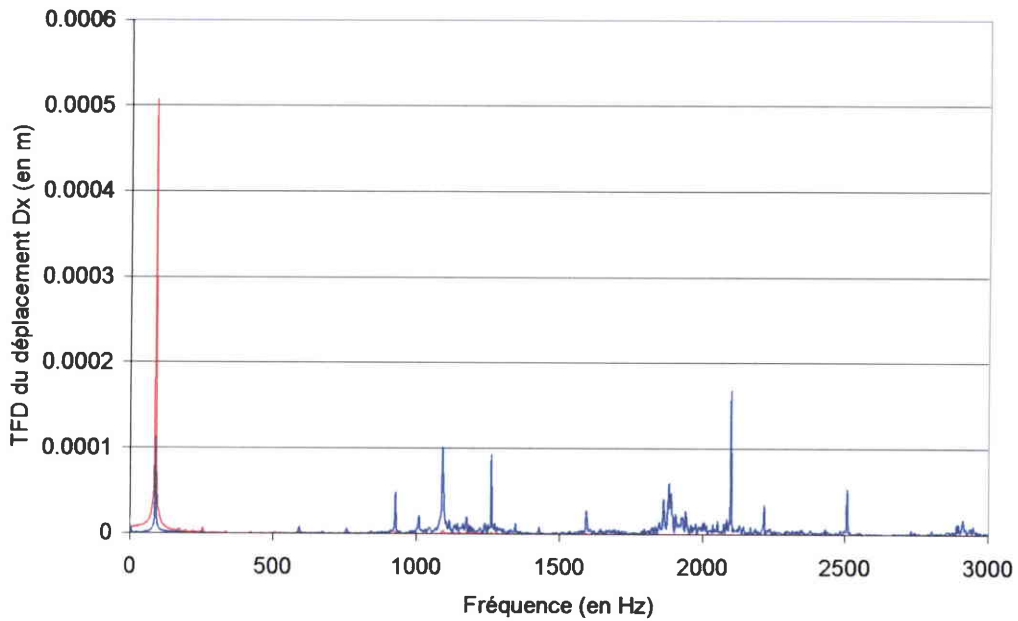


figure 4.30 : Spectre du déplacement D_x mesuré avec la méthode PMA (en bleu) et avec le capteur inductif (en rouge)

Ces différences se traduisent par l'apparition de hautes fréquences sur le signal temporel (figure 4.31).

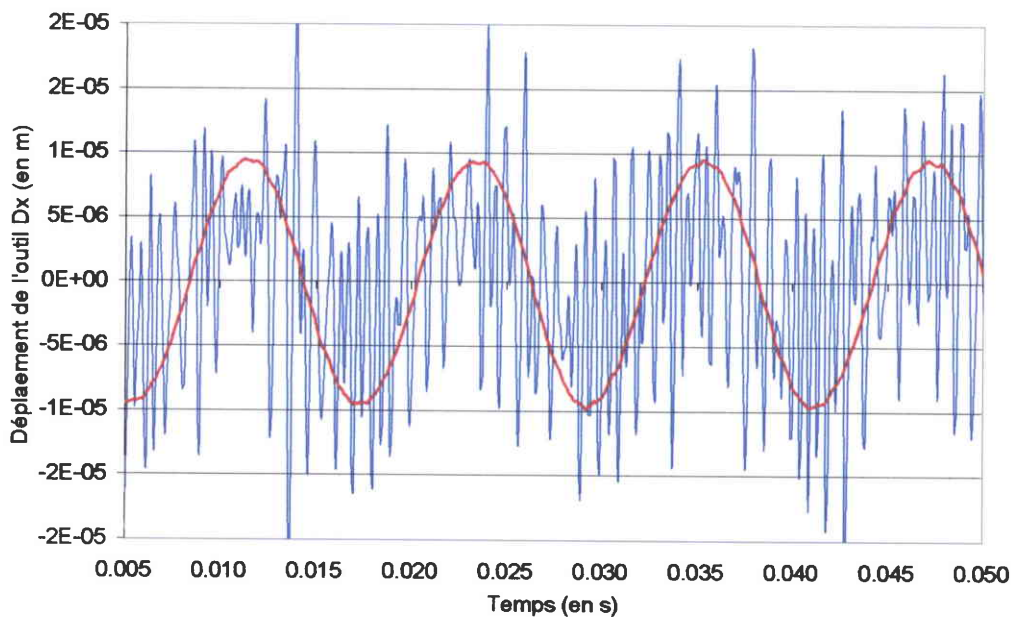


figure 4.31 : Déplacement de l'outil mesuré par le capteur inductif (rouge) et calculé à partir de la méthode de mesure basée sur la PMA (en bleu)

La méthode de validation expérimentale de la méthode de mesure de déplacement ne semble pas être adaptée car nous n'avons pas pu déterminer l'origine des hautes fréquences apparaissant sur les spectres des déplacements qui ne sont pas mesurées par le capteur inductif.

Nous pouvons émettre l'hypothèse que le phénomène de coupe et que les efforts hydrodynamiques apparaissant au bout de l'outil uniquement en rotation lorsque ses dents " coupent " l'air impose une excitation de grande ampleur à l'ensemble rotor/porte-outil/outil. Ce n'est plus le cas lorsque nous utilisons un barreau, et l'ensemble rotor/porte-outil/outil vibre à ses modes de résonances. Les FDT paliers/outils ne prennent pas en compte les effets gyroscopiques et leur description de la dynamique de l'arbre en rotation est très mauvaise, ce qui pourrait expliquer l'apparition des raies supplémentaires.

4.4. Conclusions

Nous avons développé une méthode de mesure du déplacement de l'outil, en nous servant des tensions de commande mesurées au cours de l'usinage qui permettent de mesurer l'effort de coupe.

Nous avons tout d'abord adapté la méthode de mesure des efforts de coupe au cours de l'usinage, en remplaçant les FDT entre la tension de commande aux paliers et l'effort appliqué à l'outil par des FDT entre la tension de commande aux paliers et le déplacement de l'outil. Cependant, cette méthode ne fonctionne pas car le capteur inductif a une bande passante trop faible et la double intégration de l'accélération mesurée par l'accéléromètre pose des problèmes en basse fréquence.

Nous avons résolu ce problème en multipliant les efforts de coupe calculés par notre méthode basée sur les PMA (chapitre 2) par la raideur en bout d'outil numérique obtenue en utilisant la modélisation par éléments finis de l'ensemble rotor/porte-outil/outil (chapitre 3).

La validation expérimentale de la méthode de mesure des vibrations de l'outil n'a pas encore pu être réalisée, car l'étude d'un barreau de carbure en rotation fait apparaître des raies aux fréquences propres de l'ensemble rotor/porte-outil/outil alors qu'elles ne sont pas mesurées par les capteurs inductifs.

REFERENCES DU CHAPITRE IV

- [4.1] S. Spiewak, Instrumented milling cutter for in-process measurement of spindle error motion, *Annals of the CIRP*, vol. 41(1), 1992.
- [4.2] O. Ryabov, K. Mori, N. Kasashima, Laser displacement meter application for milling diagnostics, *Optics and Lasers in Engineering*, vol. 30, pp. 251-263, 1998.
- [4.3] O. Ryabov, K. Mori, N. Kasashima, An in-process direct monitoring method for milling tool failures using a laser sensor, *Annals of CIRP*, vol 39(1), pp. 101-103, 1996.
- [4.4] S. A. Spiewak, Acceleration based indirect force measurement in metal cutting processes, *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, vol. 35 (1), pp. 1-17, 1995.

Conclusions

L'objectif principal de notre étude a été de développer une technique originale de mesure des efforts de coupe ne nécessitant pas l'instrumentation de la machine outil. Notre méthode est basée sur l'analyse des informations directement fournies par les PMA de la broche d'usinage. L'effort de coupe est obtenu en appliquant aux tensions de commande des PMA, enregistrées au cours de l'usinage, huit FDT PMA/outil déterminées expérimentalement lorsque le rotor est à l'arrêt. Les FDT PMA/outil sont obtenues en mesurant simultanément l'amplitude d'un impact appliqué à l'extrémité de l'outil et les quatre tensions de commande des PMA. Nos mesures d'efforts sont en bon accord avec celles effectuées avec les platines Kistler et Dyna TK dans leur domaine d'utilisation, soit respectivement pour une gamme d'excitation atteignant 1 kHz et 8 kHz.

Néanmoins l'utilisation de FDT paliers/outil expérimentales présente deux difficultés :

- la bande passante de notre méthode de mesure dépend de la cohérence des FDT paliers/outil expérimentales liée à la raideur de l'outil.
- la mesure des FDT paliers/outil expérimentales ne prend pas en compte les effets gyroscopiques car elle est réalisée lorsque le rotor est à l'arrêt.

Les problèmes liés à l'utilisation de FDT expérimentales peuvent être éliminés en utilisant des FDT paliers/outil numériques obtenues en utilisant une modélisation par éléments finis de l'ensemble rotor/porte-outil/outil. Cette modélisation a déjà été effectuée par S2M afin de déterminer l'asservissement des PMA de la broche. Nous avons redéfini tout d'abord les propriétés mécaniques des matériaux, puis étudié la rigidité des éléments de l'ensemble rotor/cône HSK en contact, alors que la modélisation initiale les suppose encastés. L'amortissement de la structure est mieux décrit au moyen des coefficients de Rayleigh α et β . Une étude de la prise en compte de l'outil dans la modélisation a finalement abouti à une raideur en bout d'outil très proche de la raideur expérimentale. Nous avons remplacé les huit FDT paliers/outil expérimentales par les FDT numériques dans notre méthode de mesure des efforts de coupe. Le spectre des efforts de coupe obtenu par cette méthode correspond à celui

des efforts mesurés en utilisant la platine Kistler et la platine Dyna TK dans leur domaine de bon fonctionnement. Des raies à une fréquence supérieure à 9 kHz apparaissent cependant sur le spectre d'effort obtenu par notre méthode, alors qu'un filtre passe bas est appliqué au spectre des efforts mesurés par la platine Dyna TK afin d'éliminer ces raies.

Les raies à haute fréquence apparaissant lors de l'utilisation de FDT paliers/outil numériques peuvent avoir deux origines :

- elles peuvent être l'image de l'influence de l'électronique d'asservissement sur les tensions de commande mesurées lors de l'usinage, alors que les FDT paliers/outil numériques ne contiennent pas cette influence.
- ou provenir du faible nombre de degrés de libertés utilisés pour décrire le rotor qui est uniquement réduit à trois : le bout de l'outil, le palier avant et le palier arrière.

Ce travail prouve la faisabilité de la mesure des efforts de coupe en utilisant la méthode PMA. Le choix entre l'utilisation de FDT palier/outil expérimentales ou numériques résulte d'un compromis : les FDT expérimentales prennent en compte à la fois le comportement réel du rotor et l'influence de l'électronique d'asservissement, alors que les FDT numériques ont l'avantage de ne pas présenter de limitation de bande passante de la méthode due à la raideur de l'outil et tiennent compte des effets gyroscopiques.

En nous servant des tensions de commande mesurées au cours de l'usinage qui permettent de mesurer l'effort de coupe, nous avons également développé une méthode de mesure du déplacement de l'outil. Nous avons tout d'abord adapté la méthode de mesure des efforts de coupe au cours de l'usinage, en remplaçant les FDT entre la tension de commande aux paliers et l'effort appliqué à l'outil par des FDT entre la tension de commande aux paliers et le déplacement de l'outil. Cependant, cette méthode ne donne pas de bons résultats car le capteur inductif a une bande passante trop faible et car la double intégration de l'accélération mesurée par l'accéléromètre crée des incohérences en basse fréquence. Nous avons résolu ce problème en multipliant les efforts de coupe calculés par notre méthode basée sur les PMA (chapitre 2) par la raideur en bout d'outil numérique obtenue en utilisant la modélisation par éléments finis de l'ensemble rotor/porte-outil/outil (chapitre 3). Nous n'avons pas encore pu trouver une méthode de validation expérimentale.

Perspectives

Pour faciliter la poursuite de nos travaux, nous envisageons de développer un programme permettant l'acquisition et le traitement des signaux en temps réel.

Il permettra de déterminer la bande passante de la méthode de mesure de l'effort de coupe en utilisant les FDT expérimentales en fonction de l'outil utilisé à partir de l'étude systématique des fonctions de cohérence des FDT expérimentales.

Nous étudierons également l'influence de l'électronique d'asservissement sur la mesure des efforts de coupe lors de l'utilisation de FDT numériques et effectuerons une analyse modale expérimentale du rotor afin de comprendre l'origine des modes locaux.

La méthode de mesure du déplacement de l'outil basée sur la raideur numérique doit encore être validée.

Ce travail s'inscrit dans la problématique de détermination de lobes de stabilité par simulation numérique.

Annexe 1 :

S. Auchet, P. Chevrier, M. Lacour, P. Lipinski, A new method of cutting force measurement based on command voltages of Active Electro-Magnetic Bearings, International Journal of Machine Tools & Manufacture, vol. 44, pp. 1441-1449, 2004.



A new method of cutting force measurement based on command voltages of active electro-magnetic bearings

Sébastien Auchet^{a,*}, Pierre Chevrier^a, Michel Lacour^b, Paul Lipinski^a

^a *Laboratoire de Physique et Mécanique des Matériaux, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Metz-CEPGV, Ile du Saulcy, 57045 Metz, France*

^b *Société de Mécanique Magnétique (S2M), BP 2282, 2, rue des Champs, Saint Marcel 27950, France*

Received 20 February 2004; accepted 26 May 2004

Abstract

In this paper, a new indirect method of measuring dynamic cutting forces is proposed. Milling tests have been performed on a five-axis machine, Gambin 120CR, fitted out with an electro-spindle with magnetic bearings developed by the company S2M, and named SMB30. These bearings are not affected by friction and wear. An experimental approach has been developed to determine the cutting forces as a function of the measured command voltages of the milling spindle's magnetic bearings. The spindle is treated as a "black box", where the transfer functions linking the unknown cutting force with command voltages are established experimentally. The cutting forces calculated from the command voltages of magnetic bearings are in good agreement with the ones measured with a Kistler four-component dynamometer. This indirect method of cutting force determination provides a useful way to estimate tool wear and monitor product quality in high-speed milling on-line.

© 2004 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Keywords: Cutting forces; Experimental measurements; Magnetic bearings

1. Introduction

The use of high-speed milling allows an increase of productivity by reducing the machining time, but maintenance costs of ordinary mechanical bearings of spindles reduce the economic gains of this technology. A world leader in the field of magnetic bearings of electro-spindles, S2M has developed an electro-spindle with magnetic bearings for high-speed milling, named SMB30. These bearings are not affected by friction and wear, allowing the spindle's mean time between failure (MTBF) to exceed 40 000 h. The other main cost of the machining process is the cost of the tool, which is proportional to the tool wear for a specific milling operation. The tool wear decreases with decreasing cutting force. Excessive machining forces can even cause tool breakage. Today, it is well established, at least for usual materials, that the machining forces decrease with increasing machining speed. Moreover, the cutting

forces are the most important indicator of machining state and quality. Consequently, many methods of measuring cutting forces have been developed. Principal investigations have focused on in-process force measurement systems, because knowing cutting forces allows reduction of tool wear, continuous control of quality of the milling operation, and detection of tool breakage.

The most frequently used sensor is the piezoelectric dynamometer, which provides accurate measurements of cutting forces. However, the use of this method is limited by the dynamic responses of the sensor, each dynamometer being characterized by its bandwidth. Recently, Lapujoulade [1] and Tounsi and Otho [2] have proposed an accelerometer-based method to compensate for the signal distortions of the piezoelectric dynamometer due to its self-dynamic behaviour. Their method allows the measurement of dynamic cutting forces, such as high-speed milling forces, within a high frequency bandwidth up to 5 kHz. However, this device is expensive and the size of work pieces on which it is possible to measure cutting forces during

* Corresponding author. Tel.: +33-3-87-34-69-30.
E-mail address: s.auchet@enim.fr (S. Auchet).

machining is limited by the size of the dynamometer cover plate, typically of a few hundred millimeters. To avoid these limitations, indirect cutting force measurement methods have been developed. Altintas [3] verified that the intermittent milling forces could be predicted from the current measurement of a direct current servomotor at tooth passing frequencies. The dynamometer he designed has a bandwidth of 20 Hz. Kim and Kim [4] adapted the previous works of Altintas [3] to the case of an alternating current servo-drive system and the bandwidth of this current sensor was 62 Hz. Jeong and Cho [5] expanded the bandwidth of the current sensor using an alternating current servo-drive system to 130 Hz using an empirical approach. Korkut [6] designed a strain-gauge-based dynamometer with a bandwidth of 192 Hz. The relatively low bandwidth of these sensors limits the use of all indirect cutting force measurements that can be found in literature in the case of high-speed milling.

In this paper, a new method exploiting command voltages of the magnetic bearings of the S2M's spindle is proposed. A short description of S2M's spindle is presented in the following section. Section 3 is devoted to the force measurement method based on command voltages analysis. In the last part of this paper, some preliminary results are presented. Finally, a comparison with measurements obtained using a Kistler dynamometer is presented, allowing the validation of the proposed method.

2. Description of the milling spindle

A magnetic bearing is composed of two pairs of electromagnets exerting radial forces on the shaft and maintaining it in equilibrium position, as shown in Fig. 1. The design of this magnetic bearing introduces two main orthogonal directions, defined by axes V and W . The forces applied to the shaft by the magnet are proportional to the coils' current, which can be modulated.

This specificity is used to maintain the shaft's axis of rotation at the centre of the bearing when reacting to any load variation such as external disturbance forces or mass imbalance of the rotor.

Position sensors measure the shaft displacement. When a position error is detected, the control loop system modulates the current in each coil to vary the force of the electromagnets in order to bring back the rotor to the required position (see Fig. 2). Each pair of electromagnets is controlled independently.

This spindle is composed of two radial active magnetic bearings, AMB 1 and AMB 2, and one axial bearing, AMB 3 (Fig. 3).

The milling tool (4) is fixed to the rotor by way of the tool holder (5). A part of the length of the spindle's

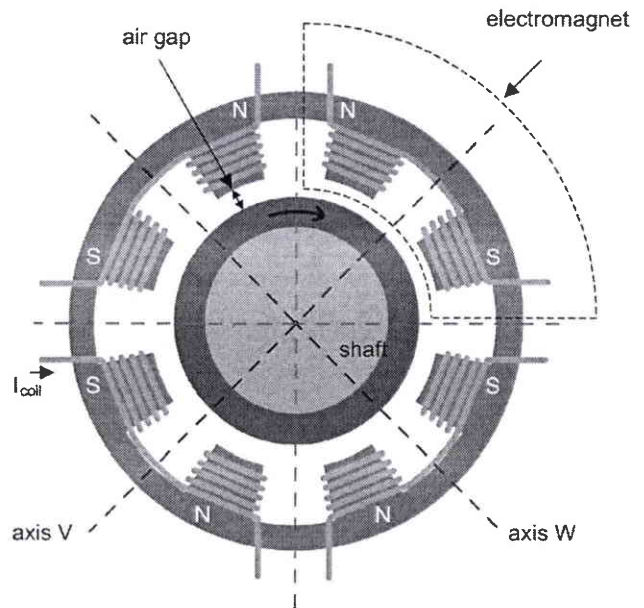


Fig. 1. The main axes of a magnetic bearing.

rotor forms the rotor of the drive's motor (6). As explained previously, axes V and W are the two main perpendicular directions of magnetic bearings. Radial cutting forces are commonly decomposed according to the coordinate system of the milling machine (X and Y axes), which is different from the AMB's V - W axes. For the spindle studied, the X -axis of the milling machine was rotatively positioned 150° from the V -axis of the electro-magnetic bearings.

At least two approaches can be elaborated to determine the cutting forces as a function of the measured command voltages of the electro-magnetic bearings. The first approach is an experimental one. In this case, the spindle is treated as a "black box". The transfer functions linking the unknown cutting force with command voltages are established experimentally. This method constitutes the purpose of this paper. In the second approach, the dynamic behavior of the spindle

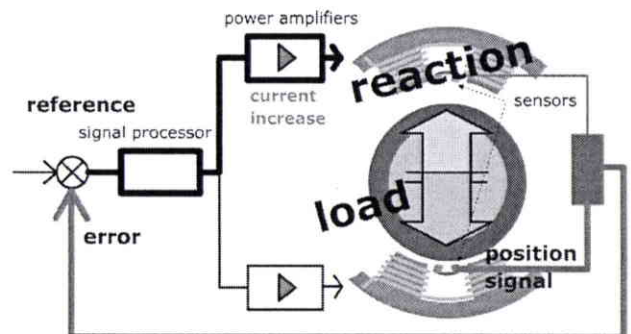


Fig. 2. The feedback control loop of an active magnetic bearing.

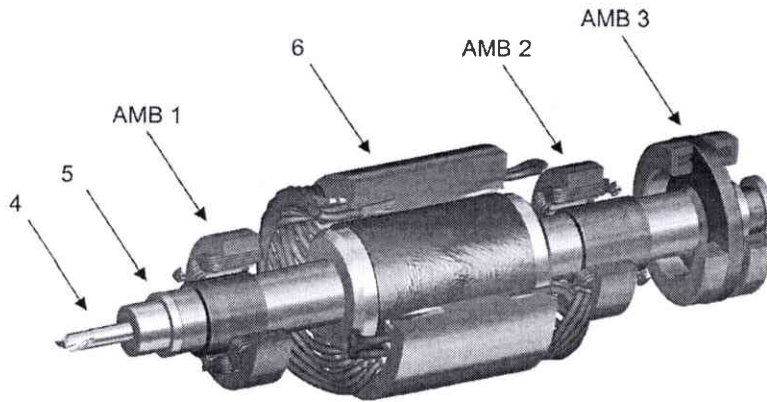


Fig. 3. A view of the milling spindle developed by S2M.

can be simulated and the theoretical (numerical) transfer functions can be set up. Our next paper [7] deals with such an approach. As will be stressed later on, the experimental transfer functions are determined for a non-rotating spindle. Consequently, these functions do not take into account the gyroscopic or Coriolis effect.

3. Measurements of cutting forces from command voltages of the AMB

The aim of this study is to determine cutting forces by analyzing the reactions of two radial electro-magnetic bearings due to movements of the rotor. We will consider the (spindle + tool holder + tool) system represented in Fig. 4. The milling force components F_x and F_y are the input quantities denoted by E_1 and E_2 .

These two components are related to the first two degrees of freedom (dof) of the system, corresponding to the displacement of the working extremity of the tool in X and Y directions, referred to as dof_1 and dof_2. The four command voltages of the electro-magnets constitute the output quantities denoted by S_1, S_2, S_3 and S_4 . These four outputs are related to four degrees of freedom in our system corresponding to the displacement of the rotor in V and W directions in the sections of two magnetic bearings. They are respectively referred to as dof_3 and dof_4 for the AMB which is closest to the tool, and dof_5 and dof_6 for the other AMB.

Thus, eight complex transfer functions have to be determined linking each input parameter with four outputs.

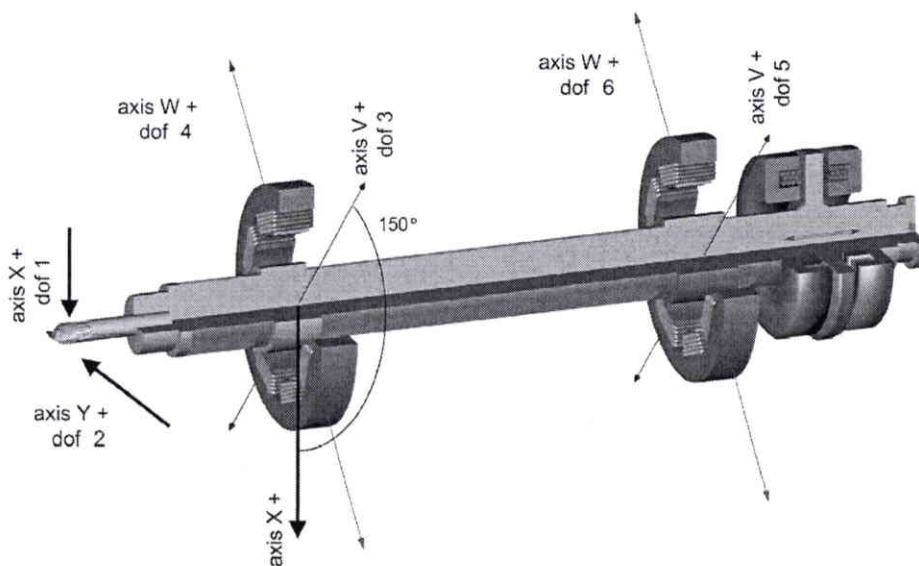


Fig. 4. Systems of axes of the AMB (V - W) and of the milling machine (X - Y).

3.1. Measurement of command voltages of AMBs

First, command voltages S_1 – S_4 are measured during the milling operation. S_i indicates the command voltage of the electromagnet that causes forces on the rotor in dof $i+2$ ($i = 1$ – 4). When a position error of the shaft is detected, the control loop system modulates the command voltage in the range $-10 < U < 10V$. Depending on the sign of the command voltage, only one electromagnet in each pair of electromagnets varies its attraction force applied to the shaft in order to bring back the rotor to the required position. Fig. 5 illustrates the evolution of the command voltage S_1 during a typical milling operation (full immersion in aluminum alloy AU4G, a two-flute cylindrical tool of 32 mm diameter, axial depth of cut of 4 mm, feed rate of 10 m/min, and rotation speed equal to 10 000 rpm). The forces appearing due to an imbalance of the spindle's rotor can be observed before and after the milling operation, as shown in Fig. 5a. During milling (see Fig. 5b) reaction forces applied to the rotor by electromagnets compensate for the cutting forces due to milling.

Command voltages are measured in the temporal field by using an eight-channel spectral analyzer, Pimento, developed by LMS. The sampling frequency is 10 kHz and the total measurement time is 4 s. The fast Fourier transform (FFT) is applied using a

Mathematica notebook to the four signals $S_1(t)$ – $S_4(t)$, where t represents the time. $S_1(j\omega)$, $S_2(j\omega)$, $S_3(j\omega)$ and $S_4(j\omega)$ are the frequential spectra obtained, where ω indicates frequency in hertz. On each spectrum, three spectral arrays appear, as shown in Fig. 6: the first one corresponds to the shaft rotation frequency (166.7 Hz), the second to the tooth passing frequency (333.3 Hz), and the last appears at twice the tooth passing frequency (666.7 Hz).

3.2. Transfer functions of magnetic bearings–tool

To determine the cutting force components from the command voltages, two impulse loadings were applied to the tool extremity in X and Y directions, successively. For each impulse, denoted by $E_1(t)$ and $E_2(t)$, respectively four responses $S_1(t)$ – $S_4(t)$ were measured. Impulses and responses are measured in the temporal field by using the eight-channel analyzer Pimento and transformed to the spectral space using one of the Mathematica FFT techniques. Eight complex transfer functions are determined in this way. These functions are defined by the expression

$$H_{ij}(j\omega) = \frac{S_i(j\omega)}{E_j(j\omega)} \quad (1)$$

where $i = 1$ – 4 indicates one of the four output parameters of the rotor and $j = 1, 2$ points to one of the two degrees of freedom of the tool. So, the functions $H_{11}(j\omega)$, $H_{21}(j\omega)$, $H_{31}(j\omega)$, $H_{41}(j\omega)$ are obtained simultaneously by measuring command voltage variations (S_1 – S_4 in volts) due to impulses applied at the end of the tool by an impact hammer in the direction X (E_1 in N). Impulses at the end of the tool in the direction Y (E_2 in N) are used to determine the functions $H_{12}(j\omega)$, $H_{22}(j\omega)$, $H_{32}(j\omega)$, $H_{42}(j\omega)$ experimentally. A typical transfer function is presented in Fig. 7.

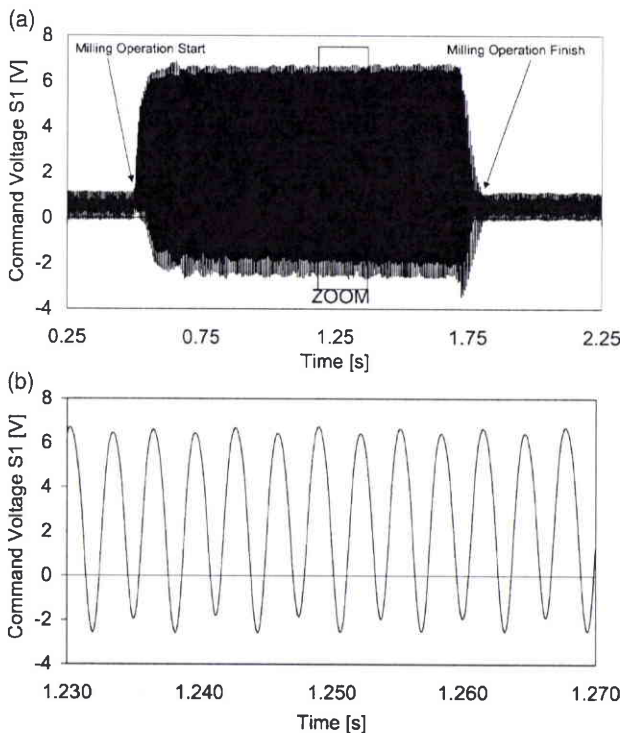


Fig. 5. Command voltage signal corresponding to coil current S_1 : (a) before, during, and after milling; (b) during the milling operation.

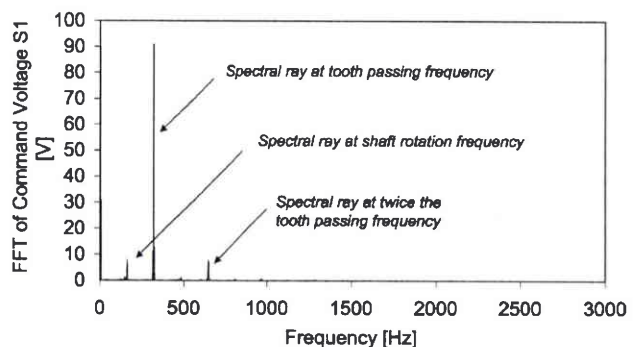


Fig. 6. Spectrum of command voltage corresponding to coil current S_1 .

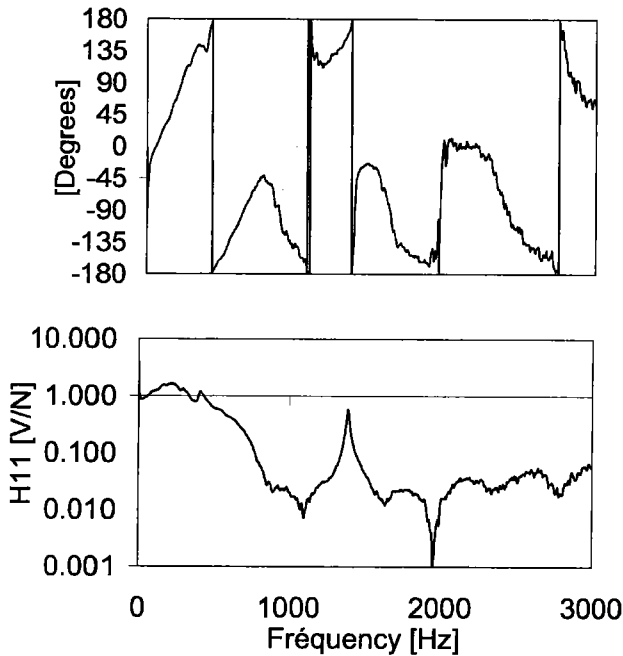


Fig. 7. The transfer function H_{11} .

3.3. Determination of cutting forces from electromagnet command voltages

In the following two sections, methods of calculation of cutting forces are presented. Three distinct approaches are introduced. The first is obtained by directly exploiting the transfer functions H_{11} , H_{12} , H_{21} and H_{22} corresponding to the output parameters of bearing AMB 1. The second is based on the use of functions H_{31} , H_{32} , H_{41} and H_{42} relating the output parameters of the bearing AMB 2 with the input parameters. The last one is obtained by combining the eight transfer functions of the two bearings.

3.3.1. Calculation using coil currents of only one bearing

Because of the relative disorientation of the two coordinate frames (X, Y) and (V, W) , the excitation of the rotor in X (respectively Y) direction produces responses of each bearing in V and W directions. Theoretically, these two responses are correlated by trigonometric relationships given by the usual expressions of change of Cartesian bases. In this experimental approach, we consider all transfer functions as being independent. Such an approach increases the precision of the obtained results. As mentioned earlier, the complex transfer functions link command voltages to cutting forces. In this way, the following can be written:

$$\begin{pmatrix} S_1 \\ S_2 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ E_2 \end{pmatrix} \quad (2)$$

$$\begin{pmatrix} S_3 \\ S_4 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} H_{31} & H_{32} \\ H_{41} & H_{42} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ E_2 \end{pmatrix} \quad (3)$$

Solving these equations with respect to E_1 and E_2 , we get two distinct results $(E_1^{(1)}, E_2^{(1)})$ and $(E_1^{(2)}, E_2^{(2)})$, which we respectively name “direct solution 1” and “direct solution 2”

$$\begin{aligned} E_1^{(1)} &= \frac{H_{22}S_1 - H_{12}S_2}{H_{22}H_{11} - H_{12}H_{21}} \\ E_2^{(1)} &= \frac{H_{11}S_2 - H_{21}S_1}{H_{22}H_{11} - H_{12}H_{21}} \end{aligned} \quad (4)$$

and

$$\begin{aligned} E_1^{(2)} &= \frac{H_{42}S_3 - H_{32}S_4}{H_{42}H_{31} - H_{32}H_{41}} \\ E_2^{(2)} &= \frac{H_{31}S_4 - H_{41}S_3}{H_{42}H_{31} - H_{32}H_{41}} \end{aligned} \quad (5)$$

It can be expected (see for instance [8]) that the results obtained will be relatively inaccurate because of the poor description of the vibrating system. To improve the accuracy of the calculations, it is recommended that one uses the multiple transfer functions corresponding to a few distinct points of the system.

3.3.2. Calculation using command voltages of two bearings

According to the above recommendations, the expression relating two inputs and four output parameters can be written

$$\begin{pmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \\ H_{31} & H_{32} \\ H_{41} & H_{42} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ E_2 \end{pmatrix} \quad (6)$$

Since system (6) is redundant, its solution is not unique (the number of data is greater than the number of unknowns). To circumvent the difficulty involved in the inversion of a rectangular matrix, the equation has to be multiplied by the transpose of the matrix from the inverse. When the matrix is nested (complex), the conjugate or Hermitian transpose is required instead of the ordinary one. The formation of the Hermitian transpose consists of replacing each term of the matrix of the complex functions by its conjugate term before carrying out transposition of the new matrix, i.e. we have $[H]^H = [\bar{H}]^T$, where the conjugate term of the complex function H_{ij} is written as \bar{H}_{ij} .

Consequently, if $[H]^H$ is the conjugate transpose matrix of $[H]$, $[H]^H[H]$ is a square matrix, even if $[H]$ is a rectangular one. In our case, this approach leads to

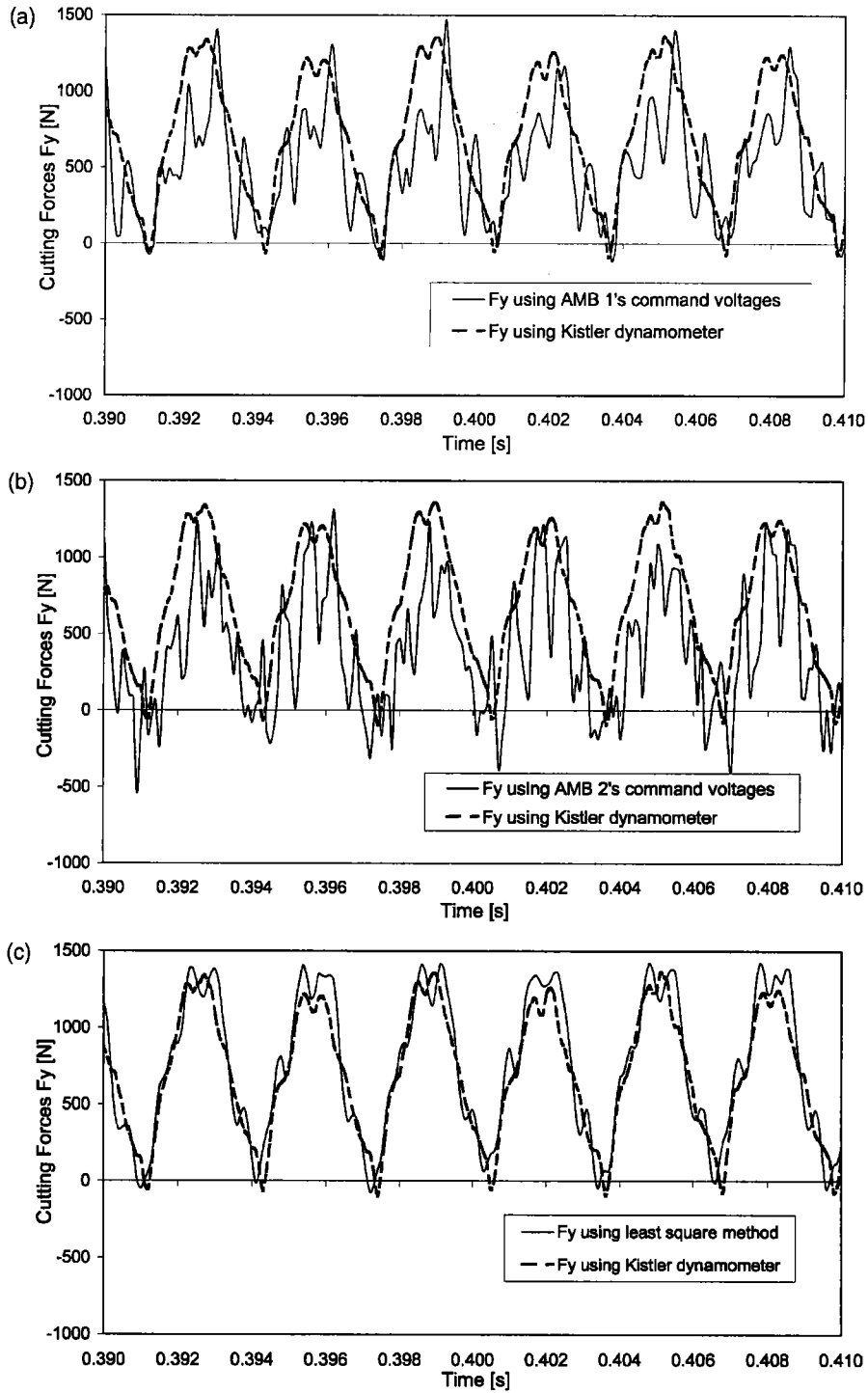


Fig. 8. Comparison between cutting force F_y , calculated from command voltages of magnetic bearing measurements and F_y , measured with the Kistler four-component dynamometer (a) using command voltages of AMB 1, (b) AMB 2 and (c) AMBs 1 and 2.

the equation

$$\begin{bmatrix} \bar{H}_{11} & \bar{H}_{21} & \bar{H}_{31} & \bar{H}_{41} \\ \bar{H}_{12} & \bar{H}_{22} & \bar{H}_{32} & \bar{H}_{42} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} \bar{H}_{11} & \bar{H}_{21} & \bar{H}_{31} & \bar{H}_{41} \\ \bar{H}_{12} & \bar{H}_{22} & \bar{H}_{32} & \bar{H}_{42} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \\ H_{31} & H_{32} \\ H_{41} & H_{42} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} E_1^{(3)} \\ E_2^{(3)} \end{pmatrix} \quad (7)$$

The solution of Eq. (7) gives the cutting forces $E_1^{(3)}(j\omega)$ and $E_2^{(3)}$

$$\begin{aligned} E_1^{(3)} &= \frac{de - bf}{ad - bc} \\ E_2^{(3)} &= \frac{af - ce}{ad - bc} \end{aligned} \quad (8)$$

where

$$\begin{aligned} a &= \bar{H}_{11}H_{11} + \bar{H}_{21}H_{21} + \bar{H}_{31}H_{31} + \bar{H}_{41}H_{41} \\ b &= \bar{H}_{11}H_{12} + \bar{H}_{21}H_{22} + \bar{H}_{31}H_{32} + \bar{H}_{41}H_{42} \\ c &= \bar{H}_{12}H_{11} + \bar{H}_{22}H_{21} + \bar{H}_{32}H_{31} + \bar{H}_{42}H_{41} \\ d &= \bar{H}_{12}H_{12} + \bar{H}_{22}H_{22} + \bar{H}_{32}H_{32} + \bar{H}_{42}H_{42} \\ e &= \bar{H}_{11}S_1 + \bar{H}_{21}S_2 + \bar{H}_{31}S_3 + \bar{H}_{41}S_4 \\ f &= \bar{H}_{12}S_1 + \bar{H}_{22}S_2 + \bar{H}_{32}S_3 + \bar{H}_{42}S_4 \end{aligned} \quad (9)$$

The cutting forces $E_1(t)$ and $E_2(t)$ are obtained by applying an inverse FFT to functions $E_1(j\omega)$ and $E_2(j\omega)$, and by dividing temporal signals by the window of Hanning.

4. Experimental results

The validity of the above cutting force calculation methods are discussed for a milling operation with full immersion in aluminum alloy AU4G. A two-flute cylindrical tool of 32 mm diameter has been used to machine slots under cutting conditions of axial depth of cut of 4 mm, feed rate of 10 m/min, and rotation speed varying from 10 000 to 15 000 rpm. All measurements were repeated three times to verify their consistency, and very close values have been obtained. The forces of machining calculated from command voltages of the magnetic bearing measurements have been compared with the effort of machining measured with the Kistler four-component dynamometer for each cutting test. The Kistler dynamometer type 9225 B has a bandwidth of 650 Hz, which is greater than the highest tooth passing frequency of 500 Hz encountered during milling tests.

4.1. Cutting force measurements for milling tests under stable conditions

The three approaches developed in the previous sections have been used to determine the milling forces from the command voltage records. Typical results are shown in Fig. 8. Fig. 8a and b illustrates respectively the cutting force F_y , calculated by the method of direct resolution with command voltages of the AMB 1 for the first graph (Fig. 8a) and of the AMB 2 (Fig. 8b). Comparison with the measurements by the Kistler dynamometer is also done. One can observe that the results obtained from AMB 1 electromagnet are more accurate than are those from bearing AMB 2. This is due to the transfer functions of bearing AMB 1, which are more amplified than those of bearing AMB 2. This last one is far from the cutting tool compared to AMB 1. In these two cases, the amplitude of the cutting force is accurately predicted. The temporal variations of the milling forces are much more pronounced in the case of the second graph (Fig. 8b).

Fig. 8c compares the F_y component measured using a Kistler dynamometer and that determined from command voltage using the least squares method. Both the cutting forces F_x and F_y , calculated using the least squares method are in good agreement with the measurements obtained with the Kistler dynamometer. This observation is valid for cutting tests with rotation speeds of 10 000, 11 000 and 14 000 rpm. As has been emphasized earlier, the accuracy of the least squares method compared to the other methods comes from the higher number of rotor dofs used to rebuild the cutting forces. It also seems that the bandwidth of the Kistler dynamometer is too low to detect the secondary oscillations, which appears at four times the tooth passing frequency, recorded by the indirect method ($f \approx 1290$ Hz). The two curves exhibit the same tendency, but the amplitudes of the secondary oscillations recorded by the Kistler dynamometer are less pronounced.

4.2. The case of unstable milling

For milling tests with a speed of rotation of 12 000 rpm (200 Hz) and 13 000 rpm (216.7 Hz), chatter regenerative vibrations distort the measured signal of cutting forces. The Kistler dynamometer measurements are very different from the cutting force calculated using the least squares method as shown in Fig. 9, and both measuring methods give incorrect results.

Spectral arrays of frequencies which are not multiples of the tooth passing frequency appear on FFTs of cutting force signals as shown in Fig. 10. An array at the frequency of the first flexural mode (1050 Hz) always appears when the milling operation becomes

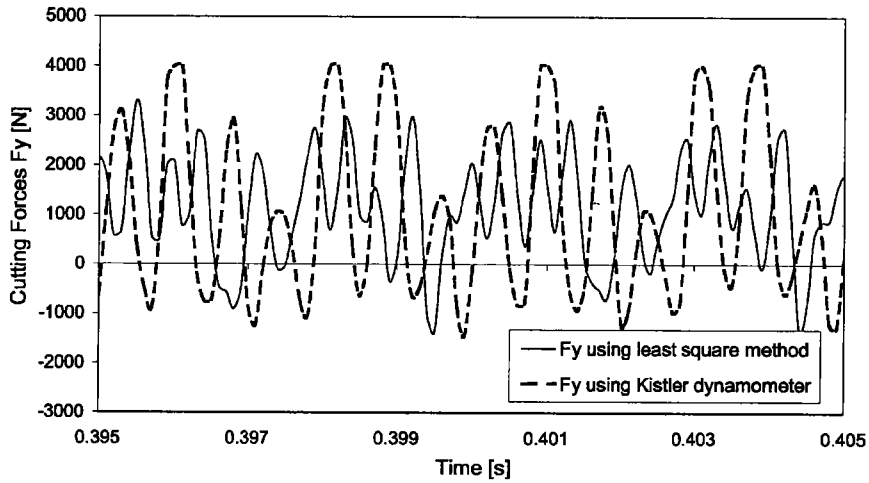


Fig. 9. Cutting force measurements distorted by regenerative vibrations.

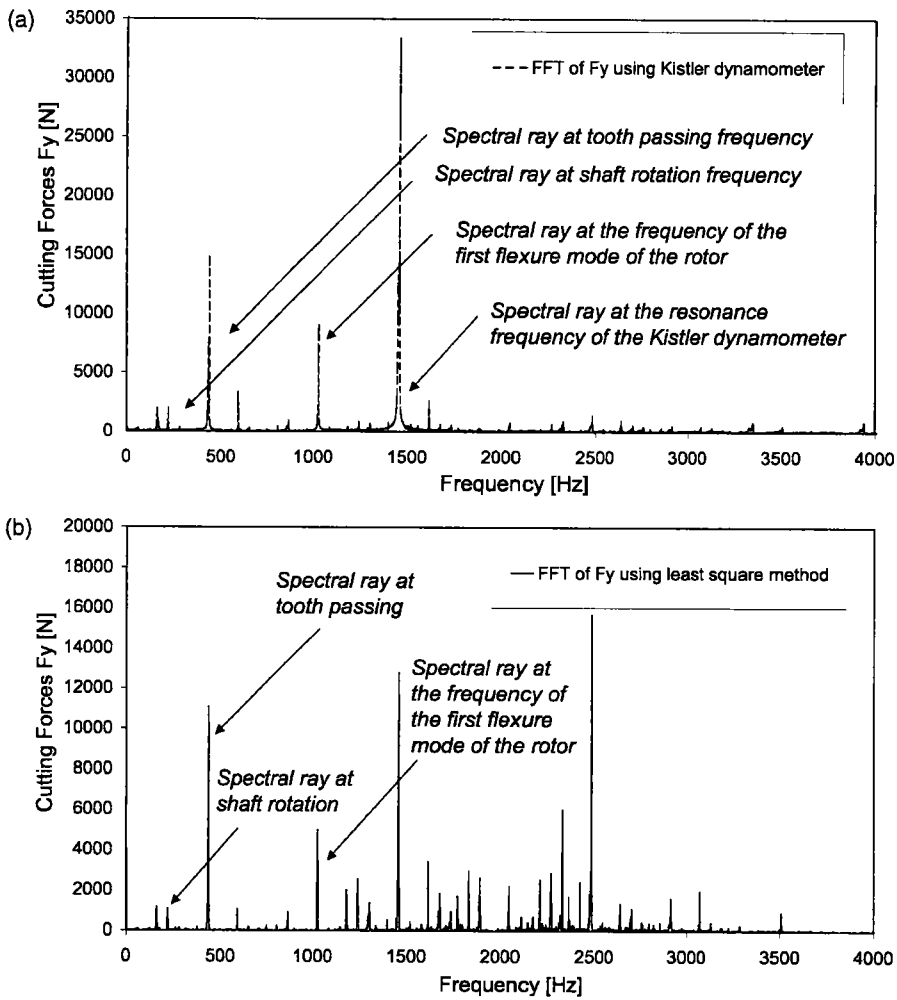


Fig. 10. Spectral array of cutting force F_y during unstable milling (a) using a Kistler dynamometer and (b) using command voltages of magnetic bearings to measure cutting force F_y .

unstable. It seems that the Kistler dynamometer failed to detect vibrations of frequency greater than 1500 Hz.

Regenerative chatter makes the Kistler dynamometer vibrate, and the influence of dynamic vibrations dominates the signal of the chip forming force due to cutting.

For the magnetic-bearings-based method, transfer functions between magnetic bearing and tool are measured using an impact hammer without rotation of the rotor. When milling, gyroscopic effects modify transfer functions around flexural modes of the rotor. Moreover, regenerative chatter creates spectral arrays of high amplitude at frequencies that are close to the flexural modes of the rotor. Consequently, reaction forces applied to the rotor by magnetic bearings are not properly transferred at the end of the tool to give cutting forces. Transfer functions are actually incorrect at frequencies close to the flexural modes of the rotor, where spectral arrays of high amplitude appear due to regenerative chatter vibrations.

5. Conclusions

The experimental results presented above show the degree of accuracy of our cutting force measurement method for milling tests under stable conditions. The cutting forces measured with the Kistler four-component dynamometer are similar to the ones calculated from the command voltages of magnetic bearings. This method avoids limitations of direct cutting force measurements with the piezoelectric dynamometers. They are mainly the size of work pieces, which should not exceed the size of the dynamometer cover plate, and the relatively low bandwidth of the dynamometer (about 650 Hz). Moreover, the method presented allows cutting force measurements up to 4 kHz, which

is 20 times the widest bandwidth of other methods that can be found in literature [6] for the case of high-speed milling. Finally, this indirect method of cutting force determination provides a useful way to estimate tool wear and monitor product quality in machining on-line. However, gyroscopic effects of the rotor motion limit the use of the current version of this method to stable conditions. In a forthcoming paper [7], a semi-analytical approach allowing the indirect determination of cutting forces, including the Coriolis effect, will be presented.

References

- [1] F. Lapujoulade, Measuring of cutting forces during fast transient periods, Proceedings of the First French and German Conference on High Speed Machining, Metz, June, 1997, pp. 372–376.
- [2] N. Tounsi, A. Otho, Dynamic cutting force measuring, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 40 (2000) 1157–1170.
- [3] Y. Altintas, Prediction of cutting forces and tool breakage in milling from feed drive current measurement, *ASME, Journal of Engineering for Industry* 114 (1992) 386–392.
- [4] T.-Y. Kim, J. Kim, Adaptive cutting force control for a machining centre by using indirect cutting force measurements, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 36 (1996) 926–937.
- [5] Y.-H. Jeong, D.-W. Cho, Estimating cutting force from rotating and stationary feed motor currents on a milling machine, *International Journal of Machine Tools and Manufacture* 42 (2002) 1559–1566.
- [6] I. Korkut, A dynamometer design and its construction for milling operation, *Materials and Design* 24 (2003) 631–637.
- [7] S. Auchet, P. Chevrier, M. Lacour, P. Lipinski, Indirect method of cutting force measurement using command voltages of magnetic bearings for unstable milling, *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, submitted for publication.
- [8] D.J. Ewins, *Modal Testing: Theory and Practice*, Research Studies Press Ltd, Great Britain, 1984.

Annexe 2 :

S. Auchet, P. Chevrier, P. Lipinski, Indirect measurement of dynamic cutting forces, in: Proc. 15th technical meeting DYMAT, Metz, Juin 2004.

INDIRECT MEASUREMENT OF DYNAMIC CUTTING FORCES MESURE INDIRECTE DES EFFORTS DYNAMIQUES DE COUPE

Sébastien Auchet *, Pierre Chevrier , Paul Lipinski

*Laboratoire de Physique et Mécanique des Matériaux, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Metz -CEPGV,
Ile du Saulcy, 57045 Metz, France*

Summary: Milling tests have been performed on 5-axis machine fitted out with an electro-spindle with active magnetic bearings (AMB). These bearings are not affected by friction and wear. An experimental approach has been developed to determine the cutting forces in function of the measured control voltages of the milling spindle's magnetic bearings. The spindle is treated as a "black box", where the transfer functions linking the unknown cutting forces with control voltages are established experimentally. The validity of the cutting force calculation method was firstly established for slotting [1] and extend to the case of peripheral milling operation [2]. This indirect method of cutting force determination provides a useful way to estimate tool wear and monitor on-line product quality in high-speed milling.

The aim of this paper is to describe dynamic components of cutting forces in the case of slotting and peripheral milling operation. Moreover, a comparison between cutting forces measurements obtained by using a Kistler dynamometer and from analysis of AMB command voltage underlines the less of accuracy on cutting forces measurements of Kistler dynamometer 9225B in high speed machining.

However, gyroscopic effects of the rotor motion limit the use of this method for instable conditions. Transfer functions between magnetic bearing and tool are measured using an impact hammer without rotation of the rotor. When milling, gyroscopic effects modify transfer functions around flexural modes of the rotor. Moreover, regenerative chatter creates spectral arrays of high amplitude at frequencies that are close to the flexural modes of the rotor. Consequently, reaction forces applied to the rotor by magnetic bearings are not properly transferred at the end of the tool to give cutting forces. Transfer functions are actually incorrect at frequencies close to the flexural modes of the rotor, where spectral arrays of high amplitude appear due to regenerative chatter vibrations.

Résumé: Des essais de fraisage ont été réalisés sur une machine 5 axes équipée d'une broche à paliers magnétiques actifs. Ces paliers ne sont pas sensible au phénomène d'usure. Une démarche expérimentale a été développé en vue de déterminer les efforts de coupe à partir de la mesure des tensions de commande des paliers magnétiques. L'électrobroche est traitée comme une boîte noire, dont les fonctions de transferts qui lient les efforts de coupe aux tensions de commandes sont obtenus expérimentalement. La validité de la méthode a d'abord été validé dans le cas d'essais de rainurage puis étendue au cas du contournage. Cette méthode indirecte de mesure des efforts de coupe fournit un excellent outil pour estimer l'usure de l'outil et réaliser du monitoring du process de coupe en production.

L'objectif de ce papier est de décrire les composantes dynamiques des efforts de coupe dans le cas du rainurage et du contournage. D'autre part, une comparaison entre les efforts de coupe mesurées par la platine Kistler et mesurée par la nouvelle méthode montre une meilleure précision de cette dernière. Cependant, la présence d'effets gyroscopique limite l'utilisation de la méthode dans le cas de la coupe instable pour le moment. Les fonctions de transfert sont mesurées avec un marteau d'impact pour un rotor à l'arrêt. En rotation, ces fonctions de transferts sont modifiées par les effets gyroscopiques autour des modes de flexion du rotor. De plus la coupe régénérative crée un spectre de raies de grande amplitude à des fréquences proches des modes de flexion du rotor. Aussi les forces de réaction des paliers ne sont pas en bonne relation avec les efforts en bout d'outil. Dans la suite, il est donc nécessaire de déterminer ces fonctions de transferts en rotation.

CUTTING FORCES MEASUREMENT METHODS

The use of high-speed milling allows an increase of productivity by reducing the machining time, but additional tool costs reduce economic gains of this technology. The tool wear decreases with decreasing cutting forces, which are, moreover, the most important indicator of machining state and quality. Consequently, many methods of measuring cutting forces have been developed. Principal investigations have been focused on in-process force measurement systems because knowing cutting forces allows to reduce tool wear, to control continuously quality of the milling operation and to detect tool breakage.

The most frequently used sensor is the piezoelectric dynamometer that provides the accurate measurement of cutting forces. However, the use of this method is limited by the dynamic responses of the sensor, each dynamometer being characterized by its bandwidth. Recently, Lapoujoulade et al. [3] and [4] and Tounsi and Otho [5] have proposed an accelerometer-based method to compensate signal distortions of piezoelectric dynamometer due to its self-dynamic behaviour. Their method allows the measurement of dynamic cutting forces, such as high speed milling forces, with a high frequency bandwidth up to 5 kHz. However, this device is expensive and the size of work pieces, on which it is possible to measure cutting forces during machining, is limited by the size of the dynamometer cover plate, typically of a few hundred millimeters. To avoid these limitations, indirect cutting force measurement methods have been developed [6], [7], [8], and [9]. However, the relatively low bandwidth of these sensors limits the use of all indirect cutting force measurements that can be found in literature to the case of low - speed milling.

* Corresponding author. Tel. : 33(0)-3-87-34-69-30;
E-mail address : s.auchet@enim.fr

In this paper, a new method exploiting command voltages of the magnetic bearing of the S2M's spindle is proposed. A short description of S2M's spindle is presented in the next paragraph. Then, force measurement method based on the command voltages analysis is exposed. In the last part of this paper, a comparison with measurements obtained using a Kistler dynamometer for full and partial immersion milling operations underlines limitations of piezoelectric based sensors.

DESCRIPTION OF THE MILLING SPINDLE

This spindle is composed of two radial active magnetic bearings, AMB 1 and AMB 2, and one axial AMB 3, (Fig. 1a). The milling tool (4) is fixed at the rotor by the way of the tool holder (5). A part of the length of the spindle's rotor forms the rotor of the drives motor (6).

A magnetic bearing is composed of two pairs of electromagnets exerting radial forces on the shaft and maintaining it in equilibrium position, as shown in Figure 1.b. The design of this magnetic bearing introduces two main orthogonal directions defined by axes V and W. Forces applied to the shaft by the magnet are proportional to the coils' current, which can be modulated.

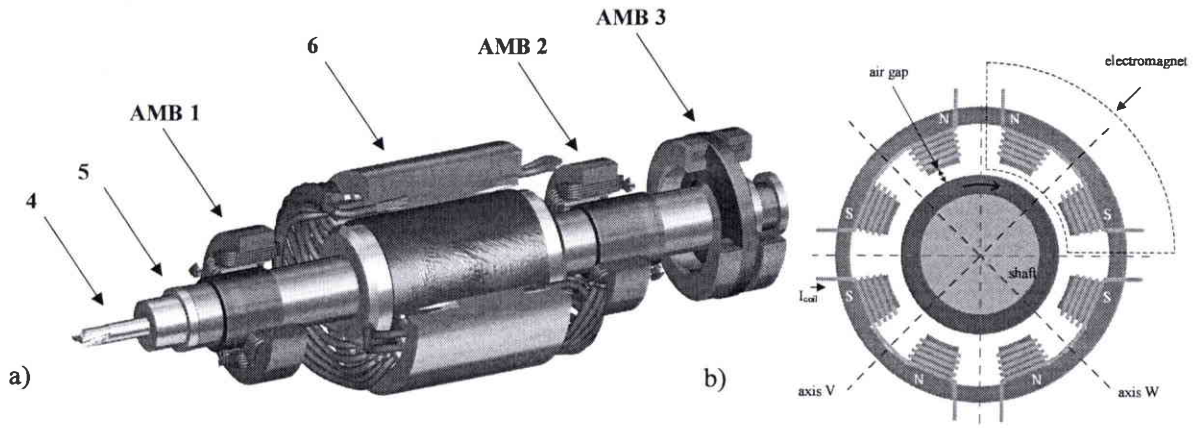


Fig. 1 : a - view of the milling spindle developed by S2M, b - main axes of a magnetic bearing

This specificity is used to maintain the shaft's rotation axis at the centre of the bearing in reacting to any load variation such as external disturbance forces or mass unbalance of the rotor. Position sensors measure the shaft displacement. When a position error is detected, the control loop system modulates the current in each coil to vary the force of the electromagnets in order to bring back the rotor to the required central position. Each pair of electromagnets is controlled independently.

As explained previously, axis V and axis W are the two main perpendicular directions of magnetic bearings. Radial cutting forces are commonly decomposed according to the coordinate system of the milling machine (X and Y axes), which are different from the AMB's V-W axes. For the studied spindle, the X-axis of the milling machine was rotatively positioned 150° from the V-axis of the electro-magnetic bearings.

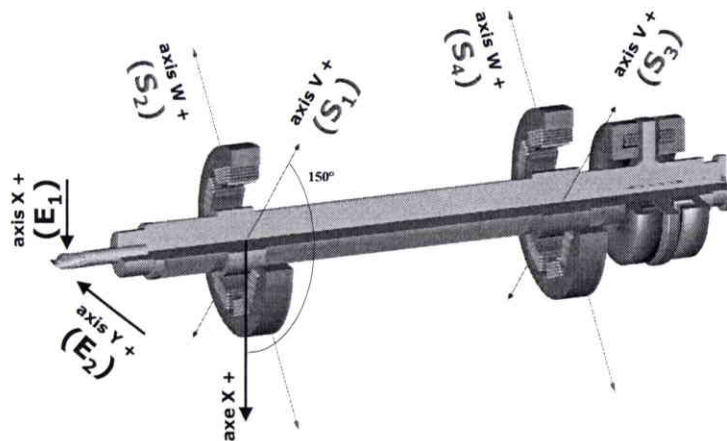


Fig. 2 : systems of axes of the AMB (V-W) and of the milling machine (X-Y)

CUTTING FORCE MEASUREMENTS FROM COMMAND VOLTAGES OF THE AMB

The milling force components F_x and F_y are the input quantities denoted E_1 and E_2 . The four command voltages of the electromagnets constitute the output quantities denoted S_1 , S_2 , S_3 and S_4 . They constitute six degrees of freedom of the "black box". Eight complex transfer functions have to be determined linking each input parameter with four outputs.

Measurement of command voltages of AMB's

Command voltage S_1 , S_2 , S_3 , and S_4 are measured during the milling operation. S_i indicates the command voltage of the electromagnet that causes forces on the rotor in dof _{$i+2$} ($i=1$ to 4). When a position error of the shaft is detected, the control loop system modulates the command voltage in the range $-10 < U < 10$ V. Depending on the sign of the command voltage, only one electromagnet in each pair of electromagnets varies its attraction force applied to the shaft in order to bring back the rotor to the required position. Figures 4, 6 and 8 illustrates the evolution of the command voltage S_1 during a typical milling operations. Command voltages are measured in the temporal domain by using an eight channels spectral analyzer Pimento developed by LMS. The sampling frequency is 10 kHz and the total measurement time is 4 seconds. The Fast Fourier Transform (FFT) is applied using a Mathematica's notebook to the four signals $S_1(t)$ to $S_4(t)$, where t represents the time. $S_1(j\omega)$, $S_2(j\omega)$, $S_3(j\omega)$ and $S_4(j\omega)$ are the frequential spectra obtained, where ω indicates a frequency in Hertz.

Transfer functions magnetic bearings - tool :

To determine the cutting force components from the command voltages, two impulse loadings were applied to the tool extremity in X and Y directions, successively. For each impulse, denoted respectively $E_1(t)$ and $E_2(t)$, four responses $S_1(t)$ to $S_4(t)$ were measured. Impulses and responses are measured in the temporal domain by using the eight channels' analyzer Pimento and transformed to the spectral space using one of the Mathematica Fast Fourier Transform techniques. Eight complex transfer functions are determined in this way. These functions are defined by the expression :

$$H_{ij}(j\omega) = \frac{S_i(j\omega)}{E_j(j\omega)} \quad (1)$$

where $i=1$ to 4 indicates one of the fourth output parameters of the rotor and $j = 1, 2$ points to one of the two input degrees of freedom of the tool. So, the functions $H_{11}(j\omega)$, $H_{21}(j\omega)$, $H_{31}(j\omega)$, $H_{41}(j\omega)$ are obtained simultaneously by measuring command voltages variations (S_1 to S_4 in Volts) due to impulses applied at the end of the tool by an impact hammer in the X direction (E_1 in N). Impulses at the end of the tool in the Y direction (E_2 in N) are used to determine experimentally the functions $H_{12}(j\omega)$, $H_{22}(j\omega)$, $H_{32}(j\omega)$, $H_{42}(j\omega)$. A typical transfer function is presented in figure 3.

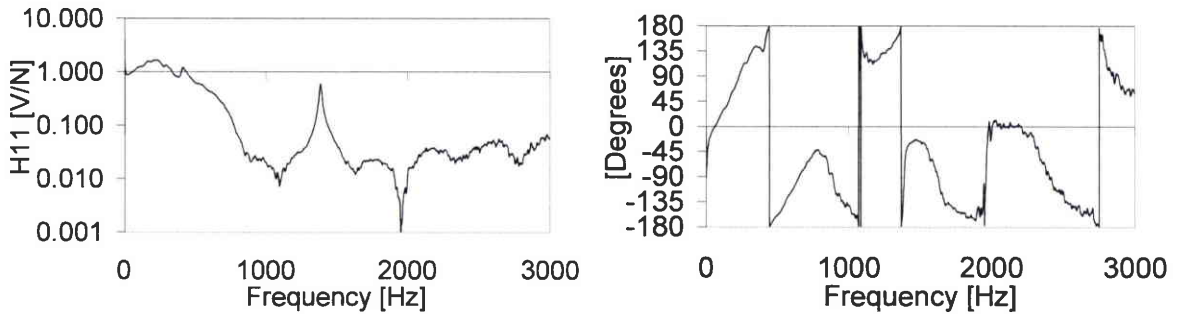


Fig. 3 transfer function H_{11} (amplitude and phase)

Determination of cutting forces from electromagnets command voltages

In this section, method of calculation of cutting forces, combining the eight transfer functions of the two bearings, is presented. As mentioned earlier, the complex transfer functions link command voltages to cutting forces. Consequently, the expression relating two inputs and four outputs parameters can be written:

$$\begin{pmatrix} S_1 \\ S_2 \\ S_3 \\ S_4 \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} H_{11} & H_{12} \\ H_{21} & H_{22} \\ H_{31} & H_{32} \\ H_{41} & H_{42} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} E_1 \\ E_2 \end{pmatrix} \quad (2)$$

To circumvent the difficulty consisting in the inversion of a rectangular matrix, the least square method applied to the system of complex functions should be used, as exposed in [1]. In our case, the solution of Eq. (2) gives the cutting forces E_1 and E_2 :

$$E_1 = \frac{de - bf}{ad - bc} \quad \text{where}$$

$$E_2 = \frac{af - ce}{ad - bc}$$

$$a = \overline{H_{11}H_{11}} + \overline{H_{21}H_{21}} + \overline{H_{31}H_{31}} + \overline{H_{41}H_{41}}$$

$$b = \overline{H_{11}H_{12}} + \overline{H_{21}H_{22}} + \overline{H_{31}H_{32}} + \overline{H_{41}H_{42}}$$

$$c = \overline{H_{12}H_{12}} + \overline{H_{22}H_{22}} + \overline{H_{32}H_{32}} + \overline{H_{42}H_{42}} \quad (4)$$

$$d = \overline{H_{12}H_{12}} + \overline{H_{22}H_{22}} + \overline{H_{32}H_{32}} + \overline{H_{42}H_{42}}$$

$$e = \overline{H_{11}S_1} + \overline{H_{21}S_2} + \overline{H_{31}S_3} + \overline{H_{41}S_4}$$

$$f = \overline{H_{12}S_1} + \overline{H_{22}S_2} + \overline{H_{32}S_3} + \overline{H_{42}S_4}$$

where the conjugate term of the complex function H_{ij} is written $\overline{H_{ij}}$.

The cutting force $E_1(t)$ and $E_2(t)$ are obtained by applying an inverse FFT to functions $E_1(j\omega)$ and $E_2(j\omega)$ and by dividing temporal signals by the window of Hanning.

EXPERIMENTAL RESULTS

The aim of this paper is to determine dynamic components of cutting forces in the case of slotting and peripheral milling operation. Moreover, a comparison between cutting forces measurements obtained by using a Kistler dynamometer and from analysis of AMB command voltage underlines the less accuracy on cutting force measurements by Kistler dynamometer 92225B in high speed machining. All measurements presented in this section have been repeated three times to verify their consistency, and very close values have been obtained.

Cutting force measurements for slotting and peripheral milling under stable conditions

The validity of the above cutting force calculation method was firstly established for slotting [1] and extend to the case of peripheral milling operation [2] up to an excitation frequency of 4 KHz, which is twenty times the widest bandwidth of others methods that can be found in literature [9]. Two flute cylindrical tools have been used to machine slots and peripheral milling operations in aluminum AU4G. Command voltage S_1 , S_2 , S_3 , and S_4 are measured during the milling operations. Typical measurement of S_1 is represented during full immersion milling with a 32 mm diameter tool (Fig. 4) and during peripheral milling with a tool of $\Phi=40$ mm (Fig. 5).

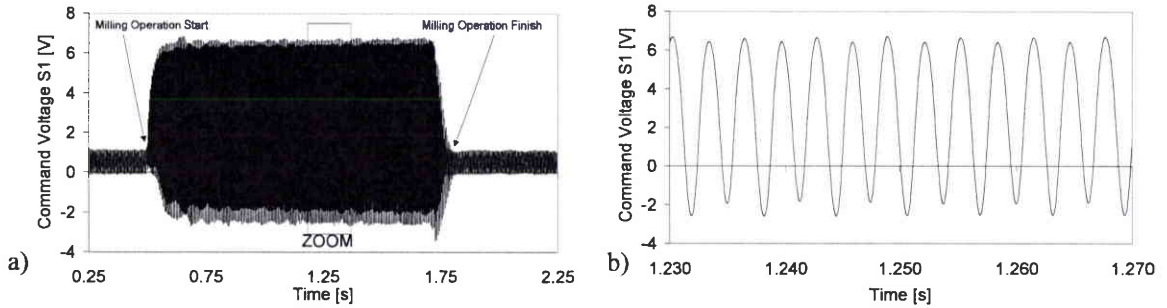


Fig. 4 : full immersion milling S_1 (cutting conditions : $Fr = 0.36$ mm/tooth, $d.o.c. = 4$ mm, $\omega = 14$ 000 rpm) a) before, during and after milling, b) during the milling operation

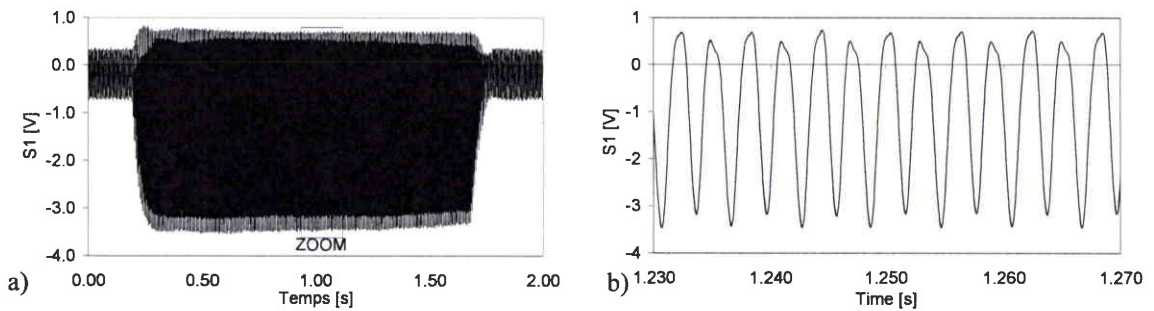


Fig. 5 : peripheral milling (cutting conditions : $Fr = 0.5$ mm/tooth, $d.o.c. = 3$ mm, $adoc = 10$ mm, $\omega = 10$ 000 rpm) a) before, during and after milling, b) during the milling operation

The analysis of FFT of command voltage measurements shows clearly dynamic characteristics of each type of milling operation. On each spectrum of the command voltage S_1 for a slot operation, three spectral arrays appear as shown in Figure 6.a : the first one corresponds to the shaft rotation frequency (166.7 Hz), the second to the tooth passing frequency (333.3 Hz), and the last appears at twice the tooth passing frequency (666.7 Hz). For a peripheral milling operation, the array at the shaft rotation frequency and the tooth passing frequency appear, as in the case of a full immersion operation, but seven harmonic rays at the tooth passing frequency are also present, as shown on figure 6.b. The high number of harmonic rays in the case of peripheral milling can be explained by the discontinuity of the cutting force functions caused by nil chip thickness when the cutting edge goes out from workpiece during up milling and come in workpiece for down milling.

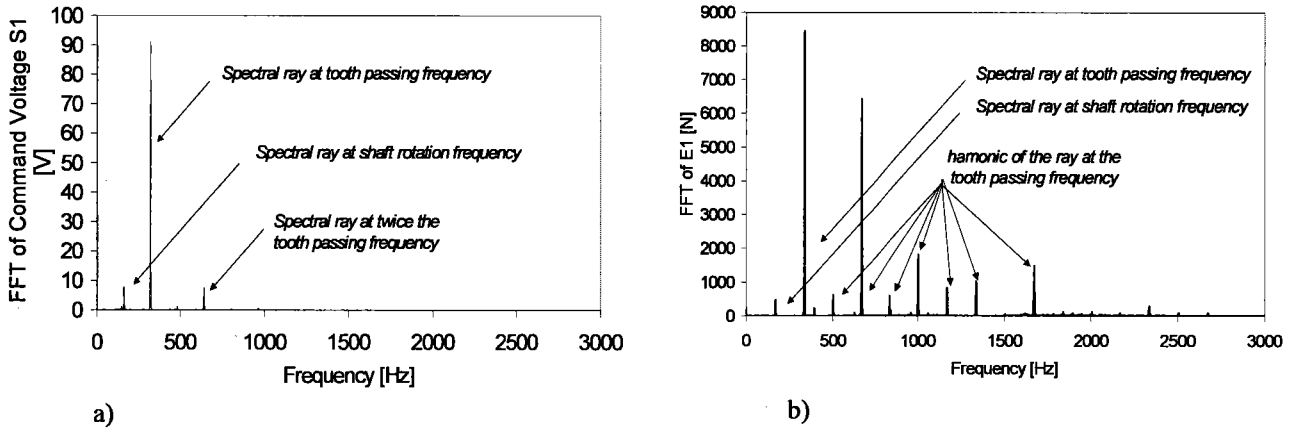


Fig. 6 : spectrum of command voltage S_1
a) full immersion milling, b) peripheral milling

The forces of machining calculated from command voltages of the magnetic bearing measurements have been compared with those given by the Kistler 4-components dynamometer for the each cutting test. For the slot operation, see Figure 7.a, both F_x and F_y cutting forces calculated using the least square method are in good agreement with measurements obtained with the Kistler dynamometer.

But, it seems that the bandwidth of the Kistler dynamometer is too low to detect the secondary oscillations, which appear at four times the tooth passing frequency, recorded by the indirect method ($f \approx 1290$ Hz). The two curves exhibit the same tendency but the amplitudes of the secondary oscillations recorded by the Kistler dynamometer are less pronounced.

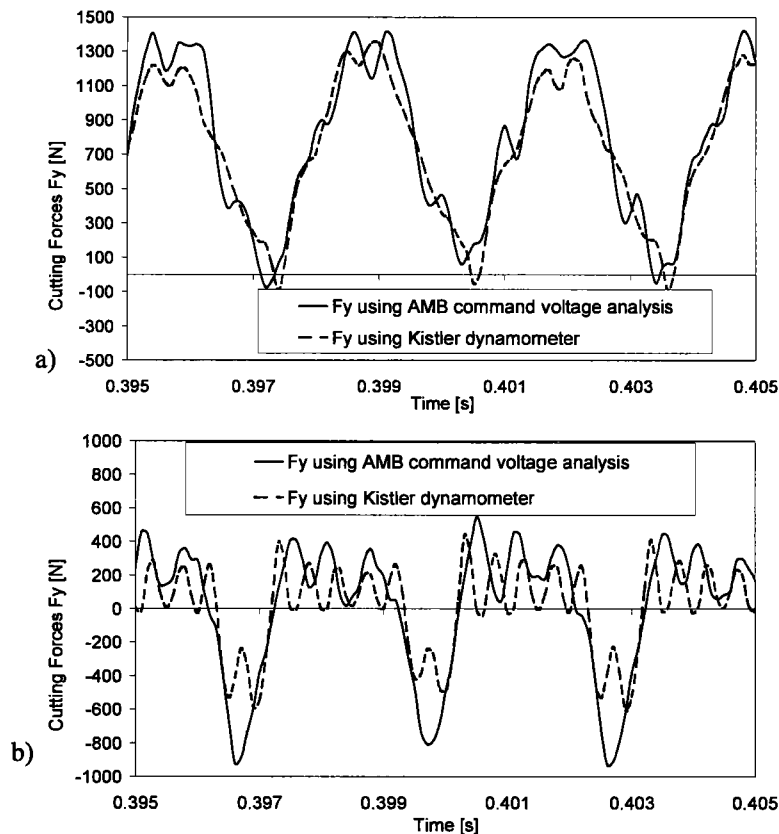


Fig. 7 : comparison between cutting force F_y calculated from command voltages of magnetic bearings measurements and F_y measured with the Kistler 4-components dynamometer
a) full immersion milling, b) peripheral milling

However, F_x and F_y cutting forces measured for the peripheral operation with the Kistler dynamometer are very different from those calculated using AMB command voltage analysis, as shown Figure 7.b. In fact, harmonic rays of the ray at the tooth passing frequency are not detected the Kistler dynamometer. High frequency excitations make vibrating the Kistler dynamometer. It measures its own vibrations and not the cutting forces anymore.

Case of unstable milling

For full immersion milling tests with a speed of rotation of 12 000 rpm (200 Hz) and 13 000 rpm (216.7 Hz), chatter regenerative vibrations distort the measured signal of cutting forces. The Kistler dynamometer measurements are very different from the cutting force calculated using the least square method as shown in figure 8, and both measuring methods give incorrect results.

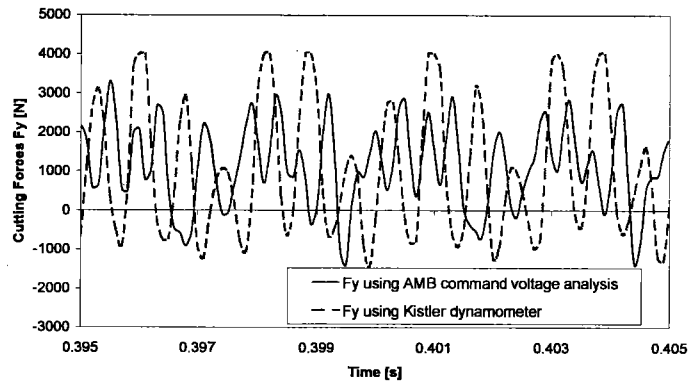


Fig. 8 : cutting force measurements distorted by regenerative vibrations

Spectral rays of frequency which are not a multiple of the tooth passing frequency appears on FFT of cutting force signals as shown in Figure 9. A ray at the frequency of first flexural mode (1050 Hz) always appears when the milling operation becomes unstable. It seems that the Kistler dynamometer failed to detect vibrations of frequency greater than 1500 Hz.

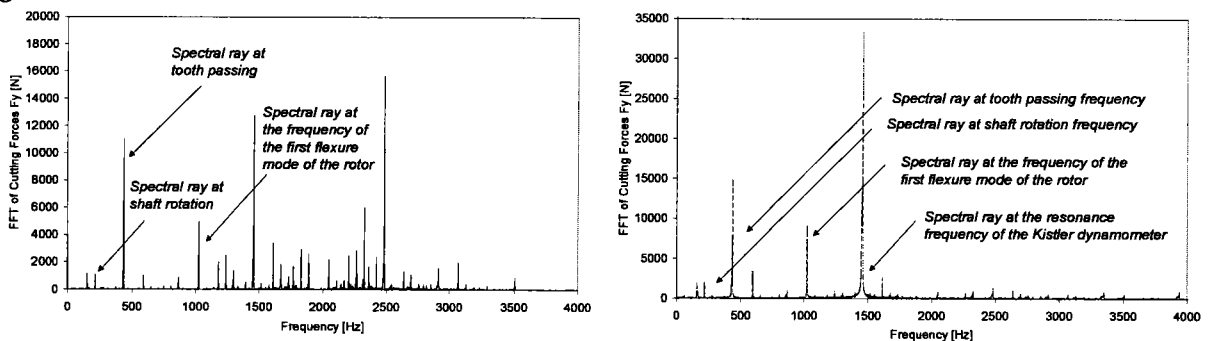


Fig. 9 : spectral array of cutting force F_y during unstable milling
 a- F_y measured from command voltages of magnetic bearings measurements
 b- F_y measured with the Kistler 4-components dynamometer

Regenerative chatter induces the Kistler dynamometer vibrations and the influence of dynamic vibrations dominates the signal of chip forming force due to cutting.

For the magnetic bearings based method, transfer functions between magnetic bearing and tool were measured using an impact hammer without rotation of the rotor. When milling, gyroscopic effects modify transfer functions around flexural modes of the rotor. Moreover, regenerative chatter creates spectral arrays of high amplitude at frequencies that are close to the flexural modes of the rotor. Consequently, reaction forces applied to the rotor by magnetic bearings are not properly transferred at the end of the tool to give cutting forces. Transfer functions are actually incorrect at frequencies close to the flexural modes of the rotor i.e. where spectral arrays of high amplitude appear due to regenerative chatter vibrations.

CONCLUSIONS

The experimental results presented above show that dynamic components of cutting forces in the case of slotting are different from those of peripheral milling operation. On the FFT of cutting forces measurement for peripheral milling operation, the array at the shaft rotation frequency and the one at the tooth passing frequency appear, as in the case of a full immersion operation, but equally seven significant harmonic rays of the ray at the tooth passing frequency when only one harmonic ray appears for the slotting case. The high number of harmonic rays in the case of peripheral milling can be explained by the discontinuity of the cutting forces functions caused by nonzero thickness of the chip when the cutting edge come out workpiece the up milling and come in workpiece for down milling.

Moreover, a comparison between cutting force measurements obtained by using a Kistler dynamometer and from analysis of AMB command voltage underlines the less accuracy on cutting forces measurements of Kistler dynamometer 9225B. The low bandwidth of the Kistler dynamometer (about 650 Hz) limits the use of this sensor in the case of high-speed milling, because significant excitation frequency is two times and seven times the tooth passing frequency respectively in the case of slotting and peripheral milling.

However, gyroscopic effects of the rotor motion limit the use of the current version of this method to stable conditions. A semi analytical approach allowing the indirect determination of cutting forces including the Coriolis effect is in development.

References

- [1] S. Auchet, P. Chevrier, M. Lacour, P. Lipinski, A new method of cutting force measurement based on command voltages of Active Electro-Magnetic Bearings, *under submission*, International Journal of Machine Tools & Manufacture
- [2] S. Auchet, P. Chevrier, M. Lacour, P. Lipinski, Mesure indirecte de la puissance de coupe, in : Proc. 3ème assises UGV, Clermont-Ferrand, Mars 2004; pp. 51-58
- [3] F. Lapujoulade, Measuring of cutting forces during fast transient periods, in : Proc. First French and German Conference on High Speed Machining, Metz, Juin 1997, pp. 372-376.
- [4] F. Lapujoulade, G. Coffignal, J. Pimont, Cutting forces evaluation during high speed milling, in : Proc. Second Conference International IDMME'98, Compiègne, Mai 1998, Vol. 2 pp. 541-549.
- [5] N. Tounsi, A. Otho, Dynamic cutting force measuring, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 40 (2000) 1157-1170.
- [6] Y. Altintas, Prediction of cutting forces and tool breakage in milling from feed drive current measurement, ASME, Journal of Engineering for Industry ,114 (1992) 386-392.
- [7] T.-Y. Kim and J. Kim, Adaptive cutting force control for a machining centre by using indirect cutting force measurements, International Journal of Machine Tools & Manufacture 36 (1996) 926-937.
- [8] Y.-H. Jeong, D.-W. Cho, Estimating cutting force from rotating and stationary feed motor currents on a milling machine, International Journal of Machine Tools & Manufacture, 42 (2002) 1559-1566.
- [9] I. Korkut, A dynamometer design and its construction for milling operation, Materials & Design, 24 (2003) 631-637.

Annexe 3 :

S. Auchet, P. Chevrier, M. Lacour, P. Lipinski, Mesure indirecte de la puissance de coupe, dans : Proc. 3ème assises UGV, Clermont-Ferrand, pp. 51-58, Mars 2004.

MESURE INDIRECTE DE LA PUISSANCE DE COUPE POUR UNE OPERATION DE CONTOURNAGE

Sébastien Auchet

Laboratoire de Physique et Mécanique des Matériaux, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Metz -CEPGV,
Ile du Saulcy, 57045 Metz, France, 33 3-87-34-69-30, s.auchet@enim.fr

Pierre Chevrier

Laboratoire de Physique et Mécanique des Matériaux, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Metz -CEPGV,
Ile du Saulcy, 57045 Metz, France, 33 3-87-34-69-24, chevrier@lpmm.univ-metz.fr

Michel Lacour

Société de Mécanique Magnétique (S2M), BP 2282, 2, rue des Champs, 27950 Saint Marcel, France, 33 2-32-64-33-27, michel.lacour@s2m.fr

Paul Lipinski

Laboratoire de Physique et Mécanique des Matériaux, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Metz -CEPGV,
Ile du Saulcy, 57045 Metz, France, 33 3-87-34-42-63, lipinski@lpmm.univ-metz.fr

Résumé :

Cette étude a pour objectif de présenter une méthode de mesure indirecte de la puissance de coupe pour une opération de contournage. Nous avons effectué une série d'essais sur une fraiseuse 5 axes Gambin 120CR équipée d'une broche à paliers magnétiques SMB30 développée par la société S2M, broche de 70 kW de puissance, tournant à 35000 tr/min. L'originalité de notre travail porte sur la technique de mesure des efforts de coupe à partir de la mesure des courants de commande des deux paliers magnétiques de la broche. Cette méthode permet d'effectuer des mesures d'efforts au-delà de la plage de bon fonctionnement de la platine Kistler. Ces essais nous ont permis de valider notre méthode de mesure des efforts de coupe pour des paramètres outils variés (rayon de bec, diamètre, nombre de dents) et pour des conditions de coupe différentes (vitesse de coupe, vitesse d'avance, engagement axial et profondeur de passe), lors d'une opération de contournage en fraisage à grande vitesse. Pour chaque essai, nous trouvons un bon accord entre la puissance calculée à partir des mesures des efforts de coupe et la puissance consommée par le moteur de la broche.

Mots clés : efforts de coupe, mesure, paliers magnétiques

Introduction

En usinage à grande vitesse, la connaissance des efforts de coupe est capitale pour caractériser la qualité de l'usinage et se fait généralement à l'aide des dynamomètres piézoélectriques de la platine Kistler. Pour les vitesses élevées fournies par les nouvelles broches dédiées à l'UGV, cette méthode de mesure ne peut pas être utilisée et il faut créer et développer de nouvelles techniques de mesure permettant d'accéder à ces domaines de fréquences élevées.

En usinant avec la broche à paliers magnétiques SMB30 développée par S2M, tournant à 35000 tours par minute, soit à une fréquence de rotation de la broche de 600 Hertz, nous avons développé une méthode permettant de déterminer les efforts de coupe à partir du traitement des efforts appliqués au rotor par les électroaimants des paliers magnétiques.

Après avoir rappelé le principe et les limites de la mesure d'efforts effectuée à l'aide de la platine Kistler, nous décrivons notre méthode de détermination des efforts de coupe à partir des mesures d'efforts au niveau des paliers magnétiques de la broche. Nous avons effectué une série d'essais pour valider notre méthode, en comparant la puissance de coupe calculée à partir de nos mesures d'efforts, à la puissance consommée par le moteur de la broche de fraisage.

1 Mesure d'efforts en UGV

La platine Kistler à dynamomètres piézoélectriques est traditionnellement utilisée pour effectuer les mesures d'efforts de coupe. Cependant son utilisation reste peu pratique car il faut fixer les pièces sur la platine, ce qui limite la taille des pièces qu'il est possible d'usiner et oblige à prévoir des points de fixation pour les pièces de dimension acceptable. De plus, le comportement dynamique de la platine et des éléments de bridage de la pièce introduit des distorsions au niveau des signaux mesurés. La méthode de compensation accélérométrique a été utilisée pour améliorer la qualité des mesures d'efforts [1], [2] et [3]. La première fréquence de résonance des platines Kistler reste faible par rapport aux fréquences d'excitations mesurées en usinage à grande vitesse. Pour une platine Kistler 9255B, par exemple, la plage d'utilisation est limitée à une fréquence d'excitation de 650 Hz car la première fréquence de résonance est proche de 2 kHz. Les fréquences d'excitation des essais réalisés au cours de notre série de mesures se situent entre 730 Hz et 1500 Hz, ce qui dépasse les capacités de la platine Kistler. Dans ce cas, la compensation accélérométrique ne suffit plus à filtrer les signaux mesurés à l'aide de la platine. C'est pourquoi, nous avons développé une méthode originale, permettant de mesurer les efforts de coupe en utilisant les informations fournies par les paliers magnétiques de la broche d'usinage.

2 La broche de fraisage à grande vitesse à paliers magnétiques actifs

2.1 Principe de fonctionnement

Le palier magnétique est composé de deux paires d'électroaimants qui appliquent des efforts uniaxiaux au rotor. L'effort, proportionnel au courant circulant dans les bobines électriques, peut être modulé. C'est cette particularité des paliers magnétiques qui, en réagissant immédiatement à toutes les modifications de chargement du rotor, comme par exemple les efforts intermittents de coupe en bout d'outil ou le balourd du rotor, est utilisée pour maintenir l'axe de rotation de l'arbre dans sa position centrale.

Le déplacement du rotor est mesuré par des capteurs de position. Lorsqu'une erreur de position est détectée par les capteurs, la boucle de contrôle module le courant dans chaque bobine pour faire varier l'effort appliqué par les électroaimants sur le rotor afin de le replacer dans sa position de repos (figure 1).

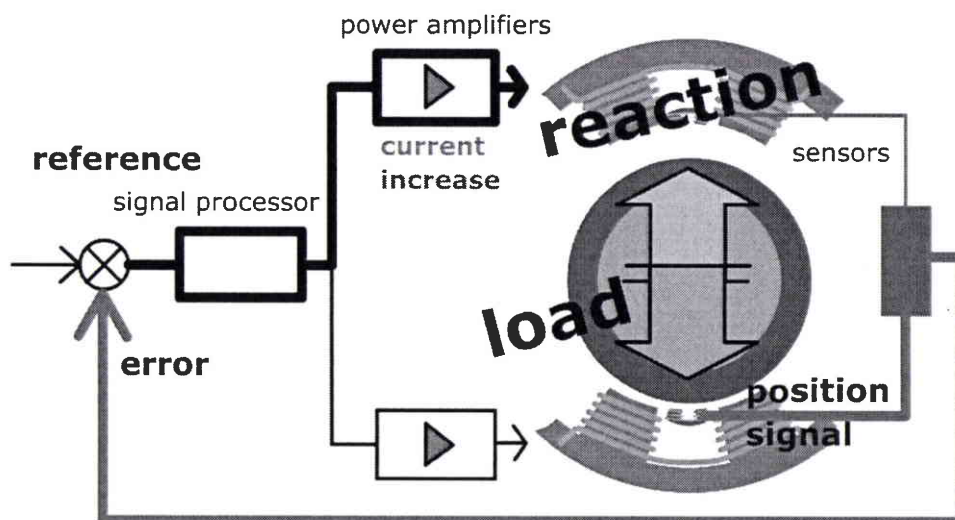


Fig. 1 : boucle de rétroaction d'un palier magnétique actif

2.2 Description de la broche

La broche SMB30 peut développer jusqu'à 70 kW de puissance en tournant à 35000 tr/min. Elle se compose de deux paliers magnétiques actifs radiaux (PMA 1 et PMA 2) et d'un palier magnétique axial (PMA 3).

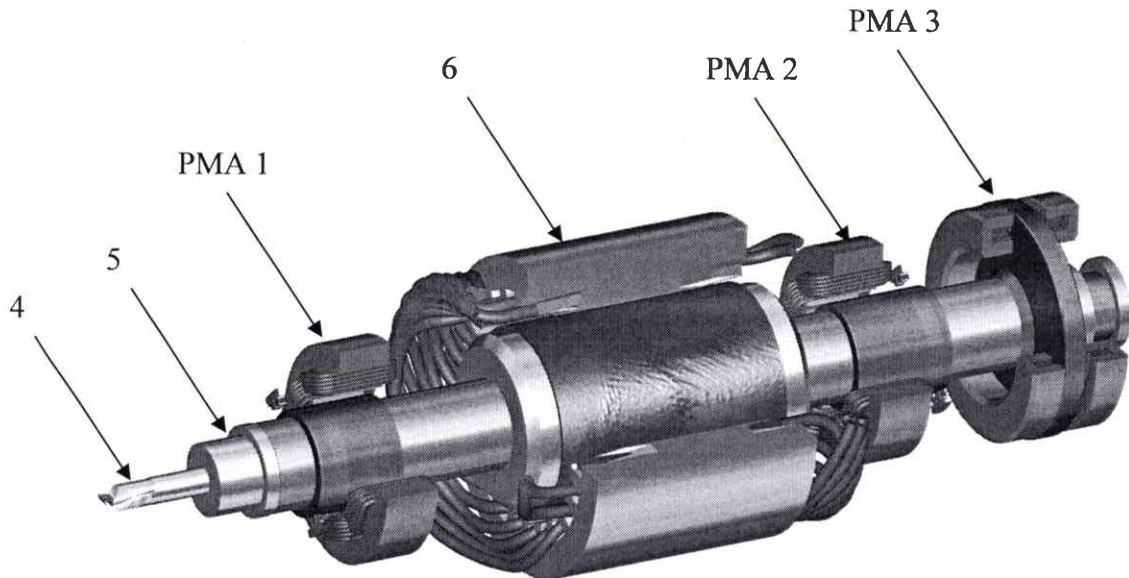


Fig. 2 : schéma de la broche d'usinage à grande vitesse développée par S2M

L'outil (réf. 4) est freiné dans le porte outil qui est maintenu au rotor par le serre-rotor d'outil OTT (réf. 5). Le moteur entraînant la broche en rotation est situé entre les deux PMA axiaux (réf. 6).

2.3 Méthode de mesure indirecte des efforts de coupe

Nous avons développé une méthode permettant de déterminer les efforts de coupe à partir du traitement des efforts appliqués au rotor par les électroaimants des paliers magnétiques actifs radiaux (PMA) de la broche. Les efforts de coupe sont déterminés à partir des efforts mesurés au niveau des paliers magnétiques en utilisant des fonctions de transfert entre les paliers magnétiques de la broche et le bout de l'outil. Les fonctions de transfert utilisées sont mesurées lorsque la broche n'est pas en rotation. Ces fonctions sont également valables lorsque la broche est en rotation en dehors des fréquences proches des modes de flexion de l'ensemble rotor/porte-outil/outil. Au voisinage de ces fréquences, les effets gyroscopiques sont à l'origine du phénomène de dédoublement des modes, ce qui modifie la fonction de transfert. Ainsi, notre méthode de mesure des efforts de coupe n'est valable que si aucune fréquence n'excite les modes de flexion du rotor au cours de l'usinage. En particulier, elle ne peut donc pas être utilisée lors de l'apparition du phénomène de broutage régénératif.

3 Description de la campagne d'essais

3.1 Les paramètres étudiés

Nos essais doivent permettre de tester si la méthode de mesure des efforts de coupe est valable pour des paramètres outils variés (rayon de bec, diamètre, nombre de dents) et des conditions de coupe différentes (vitesse de coupe, vitesse d'avance, engagement axial et profondeur de passe), lors d'une opération de contournage en concordance. Les usinages ont été réalisés sur une fraiseuse 5 axes Gambin 120CR équipée d'une broche à paliers magnétiques SMB30 développée par la société S2M. Chaque essai de contournage a été réalisé avec des outils à plaquettes de la marque CERATIZIT. Les caractéristiques de ces outils sont présentées dans le tableau 1.

Référence outil	Nombre dents	Diamètre (mm)	Longueur au delà du cône HSK (mm)
MHPC 32 R 02 - 19	2	32	75
MHPC 32 R 03 - 19	3	32	75
MHPC 40 R 02 - 19	2	32	75
MHPC 40 R 03 - 19	3	32	75
Référence plaquettes	Longueur (mm)	Epaisseur (mm)	Rayon de bec (mm)
XDHX 190420FR -27P HW K15	19	4	2
XDHX 190404FR -27P HW K15	19	4	0,4

Tableau 1 : caractéristiques des outils et des plaquettes utilisées lors des essais

Les valeurs des différents paramètres outil et les différents paramètres de coupe sont présentées dans le tableau 2.

Rayon de bec (mm)	0.4		2	
Diamètre (mm)	32		40	
Nombre dents	2		3	
Vc (m/min)	2199		3016	
Fz (mm/dent)	0.07		0.18	
Ae (mm)	9		27	
Ap (mm)	3	5	7	9

Tableau 2 : valeurs des différents paramètres étudiés lors de la série d'essai

Nous avons veillé à ce que le montage de buses de microlubrification rigides permette de maintenir le paramètre lubrification identique pour chaque essai. Les deux engagements choisis de 9 mm et 27 mm correspondent respectivement à, environ, un quart et trois quart du diamètre de l'outil en prise avec la matière. Les usinages sont effectués dans de l'AU4G

3.2 Les grandeurs étudiées

Pour vérifier la qualité de l'usinage, nous avons mesuré la rugosité en fond et en flanc avec le profilomètre Mahr de modèle « Perthomètre BK ». Nous avons ensuite comparé la puissance spécifique de coupe mesurée à partir des efforts de coupe, à la puissance consommée par le moteur. Nous cherchons par ce biais à valider la mesure des efforts de coupe dans le domaine de fréquence compris entre 730 Hz et 1500 Hz, ce qui est l'objectif principal de notre étude. La puissance consommée par le moteur comprend la puissance de coupe mais également la puissance dissipée par les frottements hydrodynamiques. Pour déterminer la puissance de coupe, nous avons tout d'abord déterminé les efforts en bout d'outil F_x et F_y à partir de la mesure des courants de commande des paliers magnétiques de la broche. Pour une rotation θ de l'outil par rapport à la direction d'avance, l'effort tangentiel instantané de coupe F_T en concordance est :

$$F_T = \cos(\theta) F_x - \sin(\theta) F_y \quad (1)$$

Le couple moyen pour une fraise à N dents s'écrit :

$$C = \frac{N}{2\pi} \int_0^{\theta^{im}} F_T R d\beta \quad (2)$$

avec : R - le rayon de l'outil,

θ^{im} - l'angle d'immersion

La puissance moyenne de coupe pour une fréquence de rotation de la broche ω est :

$$P = C \omega \quad (3)$$

3.3 Essais réalisés

Les douze configurations de paramètres choisis sont présentées dans le tableau 3.

No essai	Rayon de bec (mm)	Ap (mm)	Vc (m/min)	Fz (mm/dent)	Ae (mm)	Nombre dents	Diamètre (mm)	N (tr/min)
1	0.4	3	2199	0.07	9	2	32	21875
2	0.4	3	3016	0.18	27	3	40	30000
3	0.4	5	2199	0.07	9	2	40	21875
4	0.4	5	3016	0.18	27	3	32	30000
5	0.4	7	2199	0.07	27	3	32	21875
6	0.4	9	2199	0.07	27	3	40	21875
7	2	3	3016	0.07	27	2	40	30000
8	2	5	3016	0.07	27	2	32	30000
9	2	7	2199	0.18	27	2	32	21875
10	2	7	3016	0.07	9	3	40	30000
11	2	9	2199	0.18	27	2	40	21875
12	2	9	3016	0.07	9	3	32	30000

Tableau 3 : Essais réalisés

Afin de consolider les résultats, trois usinages sont réalisés pour chaque configuration.

4 Résultats – discussion

4.1 Etude de la rugosité moyenne de fond et de flanc

Les valeurs de la rugosité en fond et en flanc sont représentées dans le tableau ci-dessous (Tab. 4). Les faibles valeurs de Ra montrent la qualité de l'état de surface de nos usinages. On peut aussi constater que, pour chaque configuration, les résultats du Ra de flanc et du Ra de fond des trois essais sont très proches, ce qui montre la cohérence et la reproductibilité de nos résultats.

No essai	Ra flanc			Ra fond		
	Usinage 1	Usinage 2	Usinage 3	Usinage 1	Usinage 2	Usinage 3
1	0.15	0.17	0.13	0.16	0.17	0.16
2	0.35	0.41	0.37	0.84	0.95	0.77
3	0.14	0.18	0.18	0.15	0.16	0.12
4	1.05	0.91	0.98	0.65	0.53	0.65
5	0.71	0.58	0.82	0.42	0.43	0.56
6	0.53	0.57	0.71	0.4	0.52	0.57
7	0.13	0.11	0.15	0.22	0.42	0.29
8	0.67	0.58	0.66	0.47	0.29	0.38
9	0.35	0.39	0.33	0.47	0.39	0.55
10	0.14	0.12	0.12	0.34	0.25	0.34
11	0.25	0.21	0.27	0.59	0.88	0.8
12	0.25	0.2	0.15	0.26	0.25	0.31

Tableau 4 : Mesures de rugosité

4.2 Comparaison entre la puissance consommée par le moteur et la puissance de coupe

Les efforts de coupe des configurations d'essai 5 et 6 n'ont pas pu être déterminées par notre méthode de mesure décrite au paragraphe 2.3, car le premier mode de flexion de l'ensemble rotor/porte-rotor/outil a été excité pour ces usinages.

Lorsque la broche, en rotation à 30 000 tr/min, n'usine pas, la puissance consommée par le moteur de la broche est comprise entre 1 et 2 kW. Cette puissance est consommée par les pertes dues aux frottements hydrostatiques, ce qui correspond à la différence constatée entre les deux puissances comparées dans le tableau 5. Dans ces conditions, nous pouvons voir sur le tableau 5, l'excellent accord entre les valeurs de la puissance que nous avons calculée à partir des efforts de coupe et la puissance consommée par le moteur.

N°	Puissance calculée à partir des efforts de coupe (en Watts)			Puissance consommée par le moteur (en Watts)		
	Usinage 1	Usinage 2	Usinage 3	Usinage 1	Usinage 2	Usinage 3
1	1 404	1 542	1 819	1 727	1 727	1 727
2	20 231	19 878	20 430	21 714	21 720	20 800
3	1 575	1 883	1 905	1 727	1 727	2 015
4	32 122	31 270	32 309	35 532	33 558	35 532
7	7 078	7 447	7 192	6 316	5 132	6 317
8	7 308	7 325	8 019	9 870	9 080	9 430
9	23 797	23 718	23 552	24 326	24 469	24 181
10	7 070	7 708	6 950	7 896	6 317	7 106
11	30 806	31 654	30 155	32 136	32 242	33 129
12	8 100	9 048	8 302	7 896	9 080	9 475

Tableau 5 : Comparaison entre la puissance calculée à partir des efforts de coupe et la puissance consommée par le moteur

La comparaison entre la puissance consommée par le moteur et la puissance de coupe permet de valider notre méthode de mesure de l'effort de coupe dans un domaine de fréquence qui ne permet pas une comparaison avec une platine Kistler.

Conclusion

Dans ce travail, nous avons mis au point une méthode originale de calcul des efforts de coupe à partir de la mesure des forces appliquées au rotor par les électroaimants des PMA de la broche. Les efforts de coupe sont déterminés à partir des efforts mesurés au niveau des paliers magnétiques en utilisant des fonctions de transfert entre les paliers magnétiques de la broche et le bout de l'outil.

Les fréquences d'excitation des usinages réalisés au cours de notre série d'essais, entre 730 Hz et 1500 Hz, se situent au delà de la bande de fréquence de fonctionnement de la platine Kistler. Nous avons validé notre méthode de mesure des efforts dans ce domaine de fréquence en comparant la puissance de coupe calculée à partir de la mesure des efforts de coupe à la puissance consommée par le moteur.

Nous avons montré qu'actuellement notre méthode de mesure n'est valable que si aucune fréquence n'excite les modes de flexion du rotor au cours de l'usinage. La prise en compte du dédoublement de mode induit par les effets gyroscopiques dans les fonctions de transfert entre les efforts au niveau des paliers et les efforts de coupe devrait permettre d'étendre notre méthode de mesure aux usinages présentant le phénomène de broutage régénératif.

Bibliographie

[1] : N. TOUNSI, A. OTHO. "Dynamic cutting force measuring", Machine Tools & Manufacture, N° 1157-1170, 2000.

[2] : F. LAPUJOLADE. "Measuring of cutting forces during fast transient periods", First French and German Conference on High Speed Machining, Metz, Juin 1997, p 372-376

[3] : F. LAPUJOLADE., G. COFFIGNAL., J. PIMONT. " Evaluation des forces de coupe en fraisage a grande vitesse", 2ème conférence internationale IDMME'98, UTC Compiègne, Mai 1998

[4] : Y. ALTINTAS. "Manufacturing Automation", Cambridge University Press, ISBN 0-521-65029-1, 2000, pp.37-38