

MODÉLISATION DU COMPORTEMENT DYNAMIQUE DES BROCHES UGV ET VALIDATION EXPÉRIMENTALE

David NOËL, École Centrale de Nantes

STAGE DE MASTER II - RAPPORT BIBLIOGRAPHIQUE



Encadré par :

Mathieu RITOU, IRCCyN
Grégoire PEIGNE, MITIS

Jury :

Benoît FURET, IRCCyN.
Stéphane CARO, IRCCyN.
Sébastien LE LOCH, GeM.

Table des matières

Table des matières	3
1 Chapitre introductif	5
1 Objectifs de l'étude	5
2 Contexte	5
3 Problématique	6
4 Les différentes approches	6
5 Plan du rapport	7
2 Technologie des broches UGV	9
1 Structure générale	9
2 Différents types de guidage en rotation	10
3 Les roulements de haute précision	11
4 Lubrification	12
5 Étanchéité dynamique	13
6 Entraînement	13
7 Liaison avec le porte outil	14
8 Les outils	14
8.1 Caractéristiques des outils	14
8.2 Les conditions de coupe	15
8.3 Excitation de l'outil	16
8.4 Phénomène de broutement	17
3 La modélisation de la broche	19
1 Introduction	19
2 Modélisation du guidage par roulements	19
2.1 Comportement d'un montage complet	19
2.2 Relation de comportement des roulements	23
2.3 Amortissement dans les roulements	27
3 Mise en équation du problème	28
3.1 Systèmes discrets	28
3.2 Modélisation par Éléments Finis	29
3.3 Enrichissement des modèles	31
4 Résolution des problèmes de vibration	34
4.1 Superposition nodale	34

4.2	Méthodes directes d'intégration temporelle	35
4.3	Quelle méthode choisir	36
5	Réalisation pratique	36
4	Etudes expérimentales	39
1	Instrumentation	39
1.1	Les capteurs	39
1.2	Passage dans le domaine fréquentiel	41
1.3	Surveillance en usinage	42
2	Mesure expérimentale de la FRF	43
2.1	FRF, fonction de transfert	43
2.2	Tests statiques	45
2.3	Tests dynamiques	47
3	Identification sur la FRF	49
3.1	Identification modale	49
3.2	Réalisation pratique	49
4	Recalage	50
4.1	Exemple d'un processus de recalage	50
4.2	Étapes préliminaires au recalage	52
4.3	Critère de comparaison numérique/expérimental	52
5	Perspectives de travail	53
1	Choix d'une étude progressive	53
2	Modélisation du palier avant	53
3	Validation et recalage du modèle du palier avant	54
4	Banc d'essai	55
5	Extension à la broche complète	55
6	Conclusion	57
	Table des figures	60
	Bibliographie	64

Chapitre introductif

1 Objectifs de l'étude

Ce stage vise à obtenir un modèle numérique de prédiction du comportement dynamique d'électrobroche UGV aéronautique. Le modèle numérique construit sera validé et corrigé par des expérimentations. Ce travail permettra une meilleure compréhension des phénomènes mécaniques intervenant dans la broche, en particulier concernant la dégradation par fatigue des roulements. La connaissance de ce modèle numérique sera particulièrement utile pour être capable de prédire les conditions de stabilité en usinage. L'objectif à long terme serait de proposer aux industriels une démarche systématique et simple de déterminations des conditions d'exploitation optimales des broches.

2 Contexte

L'Usinage à Grande Vitesse (UGV) est un concept qui est apparu dès les années 30 [Sal31]. Il a fallu cependant attendre les années 80 pour voir naître les premières réalisations physiques de telles machines.

En quelques mots, l'UGV permet un gain de productivité et une diminution des coûts. Cette technologie est utilisée dans trois secteurs d'activité principaux. Les machines ont des spécificités propres à chacun de ces secteurs.

- Dans l'aéronautique, des pièces de dimensions importantes et de formes complexes sont usinées dans la masse, nécessitant des taux d'enlèvement de matière importants. Les machines sont de grandes dimensions et sont construites pour des vitesses d'avance et des puissances très élevées (*High Power Milling*). Les phases d'ébauche durent de longues heures avec de fortes puissances.
- Dans l'automobile, où l'on a besoin de cadences de production considérables, les pièces sont généralement de grande série. Les machines sont soit standards et flexibles, avec de nombreux changements d'outils, soit ce sont des machines spécifiques dédiées à une opération particulière sur une pièce. Dans tous les cas, les opérations d'usinage sont très courtes.
- Dans l'industrie de fabrication des moules et des matrices, les métaux usinés sont très durs, les broches tournant moins vite mais avec des efforts plus importants.

La technologie UGV étant relativement récente, les axes de recherche sont nombreux et variés. De nombreux chercheurs travaillent sur la génération de trajectoire, sur le comportement de la coupe, sur les caractéristiques des matériaux usinés, et aussi sur l'environnement d'usinage (lubrification, etc.).

Le comportement de la machine est un autre axe d'étude principal. En effet, les machines UGV se caractérisent par des dynamiques plus élevées avec des vibrations de l'ensemble outil/broche qui doivent être maîtrisées. La structure machine et le comportement sont différents de ceux des machines conventionnelles ce qui donne lieu à de nouvelles études. Ce travail portera en particulier sur le comportement de l'électrobroche, organe terminal entre la machine et le porte outil.

3 Problématique

L'électrobroche est la partie la plus sensible d'une machine UGV. En effet, elle est soumise à de fortes puissances, à des vibrations et à des vitesses de rotation élevées (aujourd'hui les broches FISCHER tournent jusqu'à $30\,000\text{ tr.min}^{-1}$). C'est la partie la plus complexe et la plus coûteuse de la machine. Il faut souligner que l'entretien d'une broche, toutes les $3\,000/4\,000\text{ h}$ d'utilisation environ, coûte à l'entreprise approximativement $15\,000\text{€}$ (sans compter les coûts d'immobilisation du moyen de production).

Pour utiliser de façon optimale une machine UGV, il est nécessaire de maîtriser le comportement dynamique de sa broche. On adaptera ainsi les différents paramètres d'usinage (profondeur de passe, vitesse de coupe et d'avance, etc.) de sorte à obtenir une productivité et une qualité de fabrication élevées, tout en préservant le moyen de production. Seulement, prédire le comportement n'est pas simple puisqu'il est fortement non-linéaire [Lin03] et qu'il résulte d'un couplage de nombreux phénomènes (fréquence de rotation, géométrie du rotor, raideur et précharge des roulements, champ de température dans la broche, lubrification, etc.)

De plus, l'étude du comportement des broches UGV est différente de celle du comportement des broches d'usinage conventionnel. Là où une étude statique suffisait pour prédire le comportement, il faut désormais étudier la dynamique en prenant en compte les effets gyroscopiques et centrifuges ainsi que des excitations vibratoires à haute fréquence engendrées par l'usinage.

4 Les différentes approches

Le tout expérimental

Afin de caractériser le comportement dynamique d'un ensemble outil/broche, on peut tout d'abord réaliser des essais. Effectuer des expérimentations est relativement aisé.

Elles ont l'avantage de découler rapidement sur des résultats concrets et des applications industrielles. Réaliser des essais particuliers implique une immobilisation des moyens de production des industriels, ce qui a un coût. Ainsi, le nombre d'essais possibles est limité. Or les paramètres et configurations d'usinage sont multiples. Il faudrait réaliser un grand nombre de tests. C'est pourquoi, pour obtenir les données voulues concernant le comportement, il est préférable d'avoir recours à l'outil numérique.

Le tout numérique

La modélisation numérique pure a l'avantage d'aboutir sur des résultats sans avoir besoin physiquement de la machine et ce, sur des plages complètes de paramètres (vitesse de la broche, outils différents, etc.). Seulement, l'approche numérique est difficilement applicable à l'industrie. En effet, bien que la modélisation des broches UGV ait été étudiée depuis plusieurs années, elle reste complexe. Les phénomènes sont multiples et le nombre de paramètres est très important. Il est possible d'affiner la modélisation mais l'implémentation devient difficile et longue. Par ailleurs, de nombreuses inconnues demeurent. En effet, dans de nombreux modèles, des hypothèses sont adoptées concernant par exemple la géométrie, les caractéristiques des matériaux, les flux de chaleur que ce soit par soucis de simplification ou simplement parce que les grandeurs physiques sont inconnues. Ainsi, les résultats de ces modèles et ceux des expérimentations peuvent être éloignés. C'est pourquoi, les méthodes de recalage sont adoptées.

Couplage entre numérique et expérimental

Le tout numérique construit souvent un modèle trop pauvre éloigné du comportement réel alors qu'avec le tout expérimental les plages d'étude sont restreintes. Les méthodes de couplage entre le numérique et l'expérimental (communément appelées recalage) permettent de créer une passerelle entre les deux modèles. Grâce aux mesures effectuées, le modèle numérique est corrigé et enrichi par identification des grandeurs physiques jusqu'alors inconnues. Par exemple, le recalage est souvent utilisé pour identifier l'amortissement de la broche [Cao07].

5 Plan du rapport

Le premier chapitre constituera une présentation technologique des broches UGV qui permettra d'introduire ses différentes fonctions techniques. Le deuxième chapitre permettra d'aborder la partie modélisation du comportement des roulements et de la broche (application sur la broche FISCHER MFW2310/24). Le chapitre III exposera les différentes techniques utilisées en expérimentation ainsi que les méthodes permettant le recalage des modèles. Enfin, dans le dernier chapitre, les pistes d'étude seront définies.

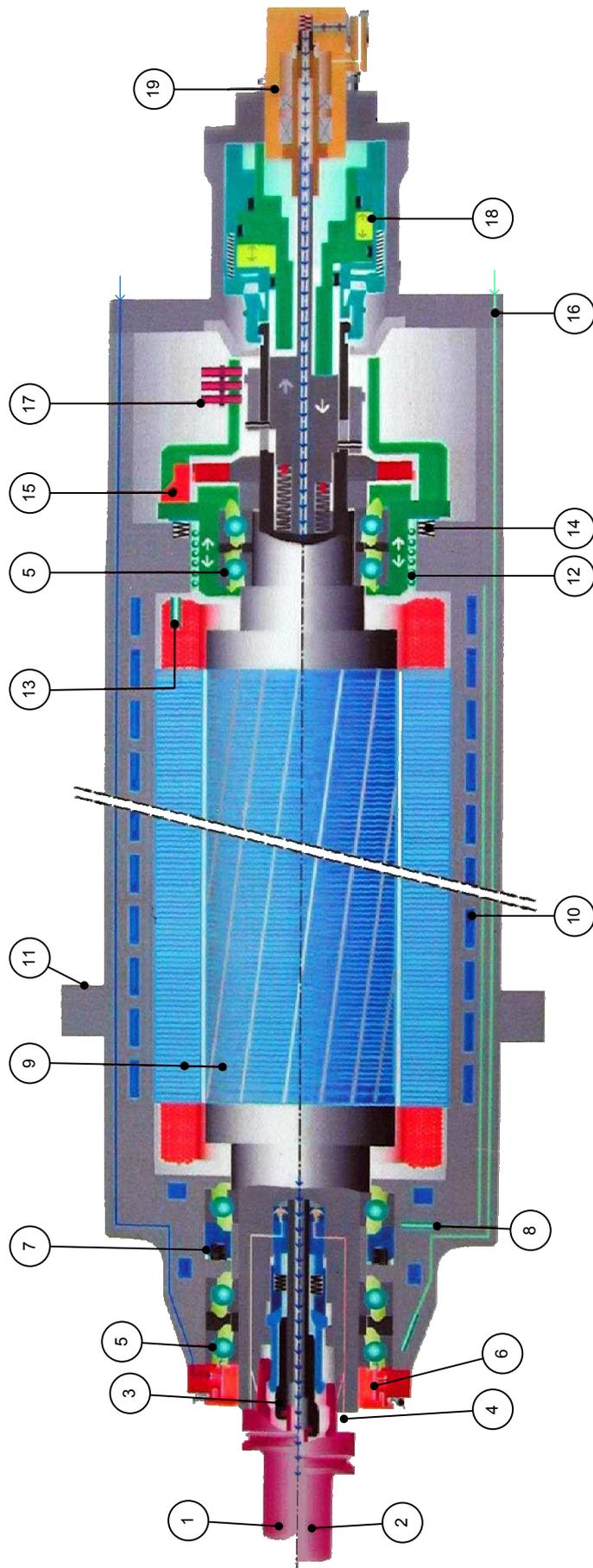


FIG. 1.1 – Vue en coupe d'une électrobroche UGV.

Technologie des broches UGV

1 Structure générale

La broche est l'organe terminal de la machine outil sur lequel est fixé l'outil. Elle remplit les fonctions principales de guidage et d'entraînement en rotation. Les broches UGV se distinguent des broches conventionnelles. Les caractéristiques de grandes vitesses de rotation et de fortes puissances ont révolutionné leurs structures. Ces broches sont un réel concentré de technologie puisqu'elles regroupent de nombreuses fonctions techniques (refroidissement, guidage, serrage de l'outil, etc.). Par ailleurs, l'implantation de ces broches dans la tête 5 axes impose de fortes contraintes d'encombrement.

La FIG. 1.1 montre un exemple de broche UGV. C'est une coupe d'une broche FISCHER ($N = 24\,000 \text{ tr.min}^{-1}$ et $P = 70 \text{ kW}$) actuellement utilisée par les constructeurs aéronautiques.

Nomenclature

- | | |
|--|---|
| 1 Outil serré | 2 Outil desserré |
| 3 Système de serrage pour l'attachement | 4 Dispositif de soufflage cône |
| 5 Roulements à billes hybrides | 6 Joint chicane |
| 7 Ressort de précharge du palier avant | 8 Sonde de température roulements |
| 9 Moteur asynchrone | 10 Circuit de refroidissement par eau |
| 11 Colerette de fixation | 12 Cage à billes |
| 13 Sonde de température du moteur | 14 Ressort de précharge du palier arrière |
| 15 Codeur | 16 Circuit de lubrification des roulements |
| 17 Capteur de serrage d'outil | 18 Dispositif hydraulique de desserrage d'outil |
| 19 Joint tournant pour arrosage par le centre de l'outil | |

2 Différents types de guidage en rotation

Il existe trois technologies pour le guidage en rotation de la broche

Les **paliers à roulements à billes** sont les plus simples concernant l'intégration. Ils ont par ailleurs l'avantage de supporter de forts couples à faibles vitesses. Aujourd'hui, la vitesse de rotation est limitée à $40\,000\text{ tr.min}^{-1}$ pour des broches de forte puissance et fait intervenir des roulements dits hybrides. Ce type de guidage est le plus répandu et c'est pourquoi dans l'étude qui va suivre, seul le comportement d'électrobroches UGV à roulements à billes sera étudié.

Les **paliers magnétiques** ont l'avantage d'atteindre des vitesses de rotation très élevées ($180\,000\text{ tr.min}^{-1}$ atteint en laboratoire) et sont réputés fiables (40 000 h de durée de vie). Pour contrôler le guidage de l'arbre, un asservissement est nécessaire ^a. C'est une complexité supplémentaire. Par contre, grâce à ce contrôle actif, les instabilités d'usinage pourraient être contrôlées [Kno07]. Ces broches sont en cours de développement à l'heure actuelle avec de premiers prototypes répondant aux besoins de l'UGV aéronautique. Seulement, l'utilisation à grande échelle de cette technologie n'est pas encore à l'ordre du jour. En effet, cette nouvelle technologie constitue une remise en cause profonde du savoir faire et des outils dans l'industrie.

^a. animations sur www.s2m.fr

Les **paliers hydrodynamiques** ont des propriétés de grande raideur et de durée de vie élevée. L'intégration de cette technologie est complexe car il faut gérer la présence du film d'huile. A l'heure actuel, ce type de broche est de petite puissance ($< 5\text{ kW}$). L'amortissement de ces broches est intéressant et c'est pourquoi elles sont utilisées pour des travaux de rectification. Certains prototypes existent pour de fortes puissances mais la technologie n'est pas encore au point pour l'industrialisation.

Conclusion

Parmi les technologies de guidages précédemment décrites, les roulements sont la seule technologie industriellement viable aujourd'hui. Par ailleurs, la problématique de durée de vie est épineuse. Le point limitant dans l'aéronautique est la tenue des roulements. C'est pourquoi, l'étude des montages de roulements est au centre de ce travail.

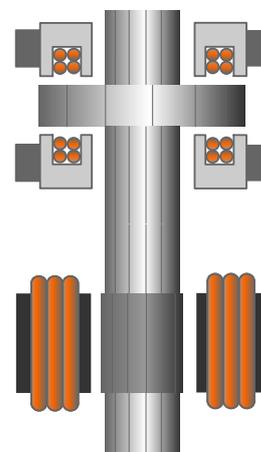


FIG. 2.1 – Principe de guidage par palier magnétique (Source S2M)

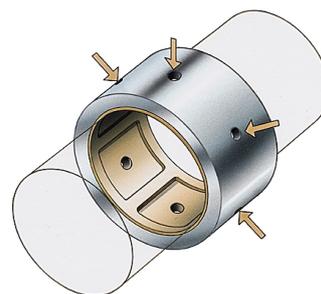


FIG. 2.2 – Guidage radial par palier hydrodynamique

3 Les roulements de haute précision

Les roulements constituent la partie sensible des broches. Compte tenu des vitesses de rotation et des sollicitations qui leur sont appliquées, des roulements à billes spéciaux (FIG. 2.3) ont été mis au point par les roulementiers : SNFA (“SKF Aeroengine” depuis 2006), FAG, SNR, etc.



FIG. 2.3 – Vue éclatée d’un roulement de haute précision SNFA [Source SKF].

Ces roulements dits *hybrides* ont la particularité d’avoir des billes en céramique (en général Nitrure de Silicium), matériau à masse volumique plus faible ($\rho = 3190 \text{ kg.m}^{-3}$). Elles sont donc moins sujettes aux effets gyroscopiques et centrifuges. Par ailleurs, elles s’usent moins, le frottement plus faible qu’avec des billes en acier. Les pistes sont en acier 100Cr6, finies par un procédé de galetage des bagues [SNF97]. Tous les éléments du roulements sont assemblés par appairage total afin de garantir une qualité géométrique optimale (angle de contact $\alpha \pm 2^\circ$). En conclusion, c’est grâce à l’ensemble de ces caractéristiques spéciales que sont obtenus ces roulements de haute précision. Ainsi, ces composants ont une très bonne tenue en fatigue nécessaire à des vitesses de rotation élevées.

Le critère NDm (produit de vitesse de rotation par diamètre de révolution des billes) caractérise la criticité de l’application (à la manière du produit pV pour les coussinets). Pour des roulements à billes classiques, les roulements sont utilisés jusqu’à $500\,000NDm$. Pour l’UGV, ce critère avoisine $2\,500\,000NDm$, c’est une application très critique. Malgré l’emploi de roulements de haute précision, le guidage se trouve aux limites de ce qu’il peut supporter.

4 Lubrification

La lubrification est une fonction importante et critique pour une broche. Elle permet en particulier de refroidir les paliers et d'éviter les micro-grippages des éléments roulants. En mécanique général, les technologies pour effectuer la lubrification sont les suivantes :

- roulements étanches lubrifiés à la graisse ;
- lubrification avec des doseurs de graissage ;
- lubrification à l'huile par barbotage ;
- lubrification à l'huile par circulation forcée ;
- lubrification par brouillard d'huile.

Pour la plupart des broches UGV, une lubrification par brouillard d'huile est utilisée (aussi appelé lubrification par mélange air-huile). Cette technologie consiste à injecter directement dans les roulements un mélange air-huile au moyen soit de gicleurs (FIG. 2.4(a)) soit de deux orifices diamétralement opposés situés dans la bague extérieure (FIG. 2.4(b), $\emptyset = 0,6\text{ mm}$).

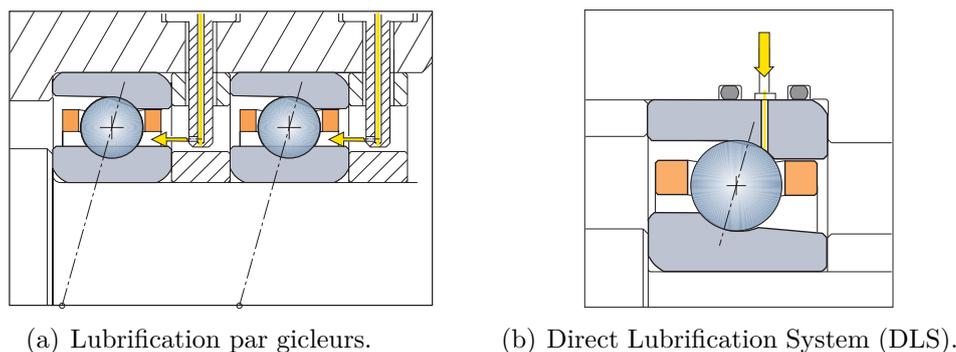


FIG. 2.4 – Dispositifs de lubrification par mélange air-huile [SNF97].

Pourquoi ce choix de technologie ?

La lubrification à la graisse est exclue compte tenu des vitesses de rotation (ne peut être appliquée au delà de $1\,000\,000\text{ N D m}$). La présence d'huile en abondance dans la broche engendrerait des pertes par frottement visqueux (donc échauffement et perte de puissance) et perturberait le bon fonctionnement de la partie stator/rotor. Pour le mélange air-huile, moins d'un centimètre cube d'huile par heure et par roulement est nécessaire. Par ailleurs, le mélange air-huile garantit la présence d'un film d'huile entre les éléments roulants grâce à l'utilisation d'une huile très visqueuse [SNF97].

De nombreuses publications montrent à quel point la lubrification est un élément clef pour le bon fonctionnement de la broche. Par exemple, WU & Kung ont étudié l'influence de différents paramètres sur la performance de la broche et sur son refroidissement (concentration d'huile du mélange, longueur des tuyaux, pression d'air, etc. [Wu05]). SERRATO & AL. ont étudié en particulier l'influence de la viscosité de l'huile sur le comportement vibratoire [Ser07].

5 Étanchéité dynamique

L'isolement de l'intérieur de la broche vis-à-vis de l'extérieur doit être effectué soigneusement. La présence d'impuretés telles que du lubrifiant d'usinage ou des particules provenant de la coupe serait désastreuse pour la santé des roulements.

Compte tenu des vitesses de rotation, une étanchéité par obstacle (ex. : joint à lèvres, joint glace, etc.) est à écarter car sa faible durée de vie et les pertes mécaniques engendrées seraient problématiques. Comme le différentiel de pression à étancher est faible et que les vitesses sont très importantes, la solution est d'utiliser des passages étroits (labyrinthes) et de se servir de l'effet centrifuge pour repousser les liquides (déflecteurs et rainures centrifuges, cf. [Fan08]). Dans le cas présent, la broche est placée en surpression afin qu'aucune particule ne puisse pénétrer dans la broche. Par ailleurs, pour améliorer l'efficacité de l'étanchéité, une chambre de surpression d'air est ajoutée (appelée aussi rideau d'air, FIG. 2.6).

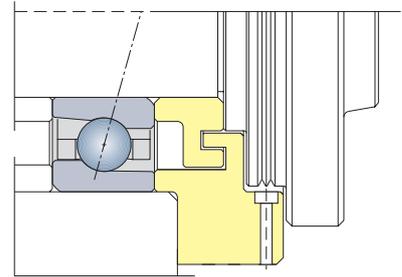


FIG. 2.5 – Passages étroits et déflecteurs [SNF97].

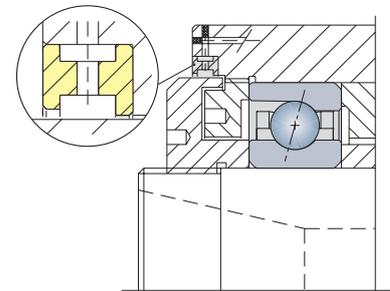


FIG. 2.6 – Chambre de surpression [SNF97].

6 Entraînement

L'entraînement de la broche en rotation est assuré par un moteur placé entre les deux paliers. C'est pourquoi le terme d'*électrobroche* est utilisé. Cette technologie permet de supprimer tous les composants de transmission classiques (engrenages, poulies/courroies, etc.). Ainsi, les vibrations de la transmission sont supprimées, l'équilibrage de la broche est amélioré. De plus, le contrôle des accélérations angulaires de la broche est plus précis [Lin03]. Cependant, l'emplacement du rotor induit une inertie importante de l'axe de la broche et une source de chaleur importante à l'intérieure même de la broche.

Historiquement, les moteurs asynchrones équipent des électrobroches. Cependant, les moteurs synchrones ont des caractéristiques dynamiques meilleures et des pertes thermiques moins importantes. Ils sont classiquement utilisés pour équiper les différents axes de la machine. Ces moteurs synchrones étaient jusqu'à présent limités par la cohésion de l'aimant permanent du rotor. Depuis peu, un renforcement du rotor avec des matériaux composites (carbone) règle ce problème. Par ailleurs, de nouveaux variateurs plus puissants ont vu le jour permettant ainsi d'exploiter le plein potentiel de ce type de moteurs. Grâce à ces avancées récentes, certaines broches ont pu être équipées de ces moteurs synchrones (ex : broche FISCHER MFW2320).

7 Liaison avec le porte outil

En usinage UGV, l'attachement normalisé de type HSK est utilisé. Il offre une bonne précision radiale et axiale pour des vitesses de rotation élevées, ainsi qu'une meilleure raideur.

La liaison avec le porte outil est réalisée par un cône/plan. En pratique, la partie conique passe environ 20% du couple et l'appui plan 80%.

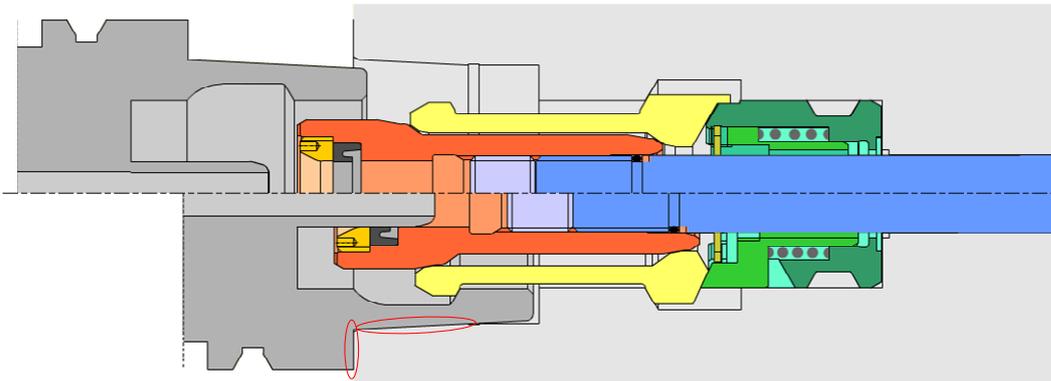


FIG. 2.7 – Serrage du porte outil par attachement de type HSK.

Le serrage est actionné par la tige de tirage axial (en bleue sur FIG. 2.7) liée à la noix (en orange). Cette noix déplace les griffes d'accrochages (en jaune) qui effectuent le maintien en position (Animations sur www.ame.com). En fonctionnement, le serrage augmente sous l'effet des forces centrifuges sur les griffes.

8 Les outils

8.1 Caractéristiques des outils

Les outils se caractérisent notamment par le nombre de dents z , la longueur caractéristique L_u , le diamètre D , le rayon, le matériau, le revêtement, etc. Ils sont de formes multiples et sont adaptés à l'opération d'usinage, au matériau usiné et aux capacités de la machine concernée. On distingue les outils monoblocs (FIG. 2.8(b)) des outils à plaquettes rapportées (FIG. 2.8(a)).

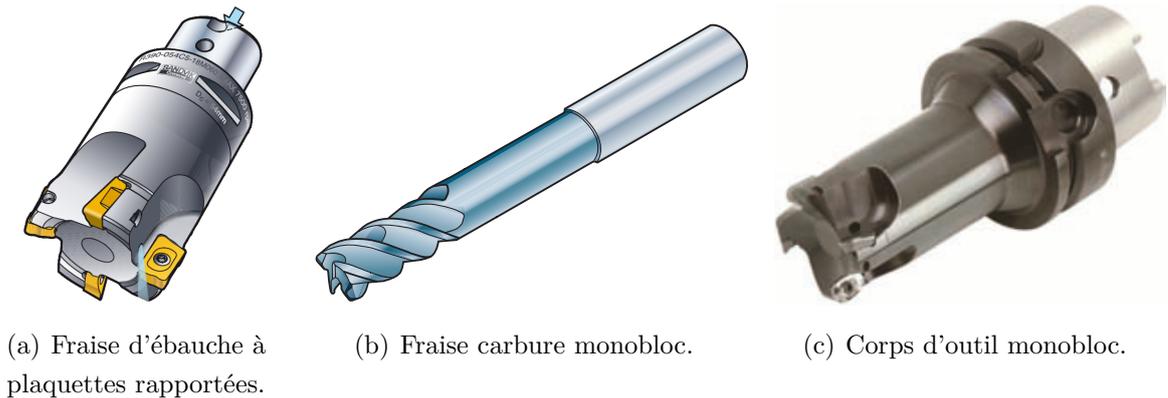


FIG. 2.8 – Exemple d'outils pour le fraisage en UGV.

Les outils sont montés à la broche grâce au porte-outil appelés aussi mandrins. Différents types de corps d'outil existent : porte-outils à fretter, mandrins à pince, mandrins auto-expansibles, corps d'outils monoblocs (FIG. 2.8(c)), etc.

8.2 Les conditions de coupe

Les conditions de coupe sont choisies par le programmeur et adaptées à l'outil et à l'opération d'usinage. Elles sont préconisées par le Bureau des Méthodes pour chaque outil. Les principales conditions d'usinage sont :

- la profondeur de passe a_p (ou engagement axial en mm) ;
- l'engagement radial a_e (mm ou $\%$) ;
- la vitesse d'avance V_f ($m.min^{-1}$) ;
- l'avance par dent f_z ($mm/tr/dent$) ;

Exemple de conditions de coupe :

- Outil d'ébauche : fraise CERATIZIT ou STELRAM à plaquettes ($D = 40\text{ mm}$, $z = 4$, $L = 100\text{ mm}$)
Conditions de coupe : $f_z = 0.2\text{ mm/tr/dent}$, $a_p = 6\text{ mm}$, $a_e = 40\text{ mm}$, $N = 24\,000\text{ tr.min}^{-1}$, $V_f = 18\text{ m.min}^{-1}$, $P = 60\text{ kW}$
- Outil de finition : fraise carbure monobloc KENDU ou FFDM ($D = 20\text{ mm}$, $z = 2$, $L_u = 50\text{ mm}$)
Conditions de coupe : $f_z = 0.2\text{ mm/tr/dent}$, $a_p = 8\text{ mm}$, $a_e = 8\text{ mm}$, $N = 21\,800\text{ tr.min}^{-1}$, $V_f = 9\text{ m.min}^{-1}$, $P = 7\text{ kW}$

8.3 Excitation de l'outil

Pour des opérations d'usinage telles que le fraisage, une excitation cyclique provient de la coupe. A chaque passage de la dent, un copeau est enlevé, il en résulte un effort en bout d'outil.

La fréquence d'excitation de l'outil f_c est :

$$f_c = \frac{zN}{60} \tag{2.1}$$

Avec :

- { z le nombre de dents
- { N la vitesse de rotation en $tr.min^{-1}$

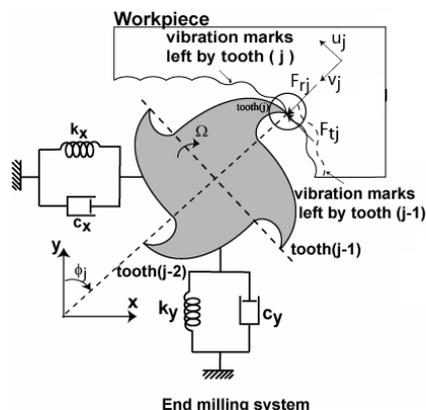


FIG. 2.9 – Excitation par l'outil [Alt04].

L'excitation de l'outil est propre à l'outil utilisé, aux conditions de coupe, au matériau usiné, etc. et donc, son contenu fréquentiel différera d'un cas à l'autre comme le montre l'exemple schématique (FIG. 2.10 conformément à l'exemple de conditions de coupe ci-dessus).

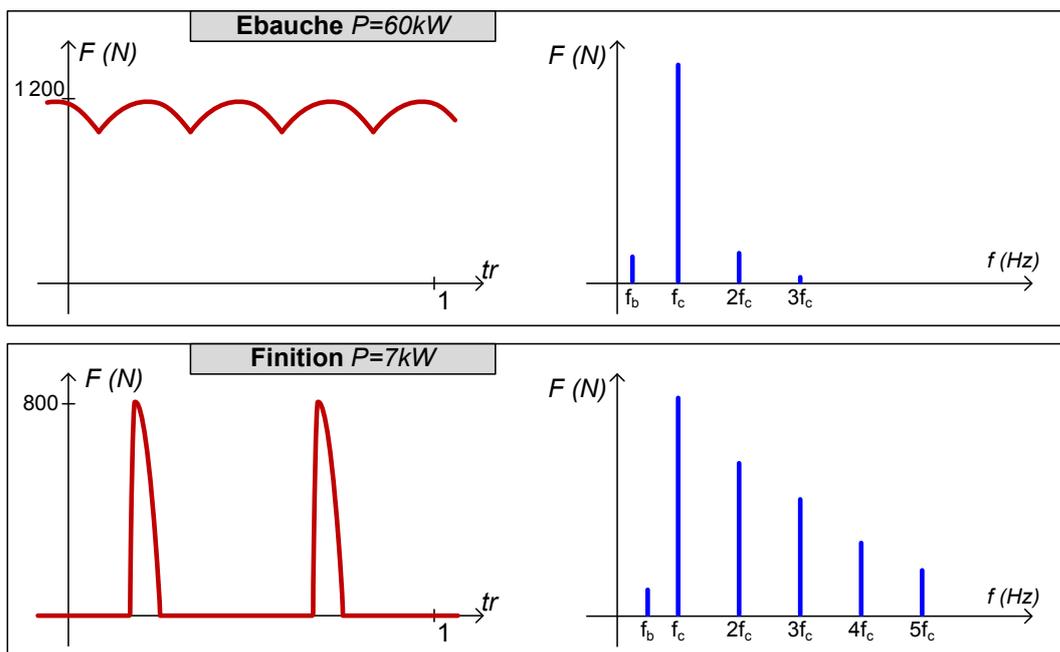


FIG. 2.10 – Excitation de l'outil pour deux configurations différentes.

Un usinage excitera d'avantage les hautes fréquences pour des engagements radiaux et des nombres de dents plus petits.

8.4 Phénomène de broutement

Le broutement (*chatter* en anglais) est un phénomène d'**instabilité dynamique** résultant du couplage entre l'excitation de l'outil et les mouvements vibratoires de la structure. Il s'observe par des vibrations d'amplitude très importante et un bruit sonore conséquent.

La limite de stabilité est tracée sur des courbes appelées **lobes de stabilité**. La forme de ces courbes résulte en partie du déphasage des ondulations des surfaces de la pièce avant et après passage de la dent (FIG. 2.11). Cette limite se caractérise par la profondeur de passe au-delà de laquelle le phénomène de broutement apparaît (profondeur relative à une vitesse de rotation).

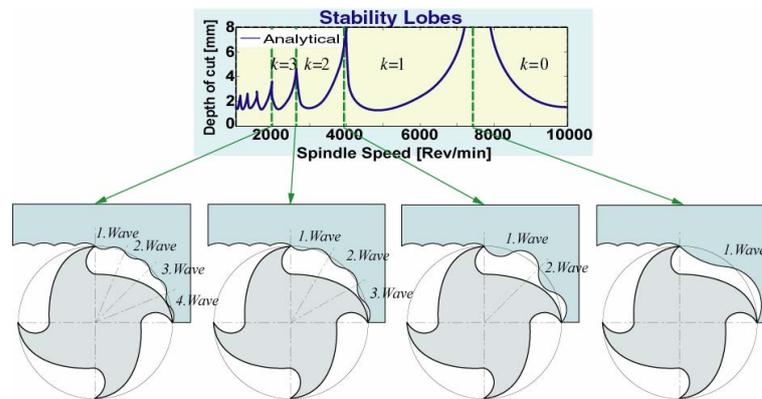


FIG. 2.11 – Tracé des lobes de stabilité [Alt04].

Le broutement est particulièrement néfaste pour la broche et la qualité de la surface usinée [Pei03]. La connaissance de ces limites d'instabilité est impérative pour pouvoir choisir les conditions de coupe optimales qui évitent la détérioration de la machine et qui assurent une qualité de fabrication idéale. C'est pourquoi, le broutement est une problématique de recherche récurrente.

ALTINTAS et WECK abordent la modélisation du broutement pour différentes opérations d'usinage [Alt04]. Ils s'intéressent particulièrement à l'interaction outil/pièce pour la compréhension du phénomène. ABELE et FIEDLER montrent la nécessité d'un modèle *dynamique* de la broche pour prédire les zones de stabilité [Abe04]. Dans [Gag07a, Gag07b] GAGNOL et al. exposent un processus de recherche des limites de stabilité par modélisation de la broche complète et validation/recalage expérimental.

La modélisation de la broche

1 Introduction

Le but de cette partie est d'expliquer les méthodes utilisées pour modéliser l'ensemble de la broche. Ce chapitre se scinde en deux étapes. La première concerne la modélisation des montages de roulements et la deuxième aborde la modélisation et l'implémentation du problème de vibration de la broche en rotation.

2 Modélisation du guidage par roulements

Un guidage en rotation résulte du travail d'un ensemble de roulements. Les notions relatives au comportement *du montage* de roulements seront donc exposées dans un premier temps. Dans un second temps, l'aspect modélisation pure sera traité en abordant la méthode d'intégration du comportement local du roulement seul dans le modèle global du montage.

2.1 Comportement d'un montage complet

2.1.1 Nécessité de montages préchargés

Les roulements utilisés sont des roulements à billes à contacts obliques. Pour leur bon fonctionnement, il est nécessaire d'appliquer une précharge. Les effets de la précharge sont les suivants :

- La raideur du montage est augmentée [Pal67, War83].
- Le glissement des éléments roulants est réduit.
- Le bruit de fonctionnement est diminué.
- Les angles de contact des roulements sont plus stables.
- Leur durée de vie en dépend. SKF préconise une précharge afin que chaque élément roulant reste toujours sous charge [SKF92, Mor01].

Attention, cette précharge doit être choisie soigneusement (FIG. 3.1). En effet, si la précharge est trop importante (zone e), la fatigue des surfaces est accélérée et si la précharge est insuffisante (zone b), les micro-chocs entraînent la mort prématurée du roulement.

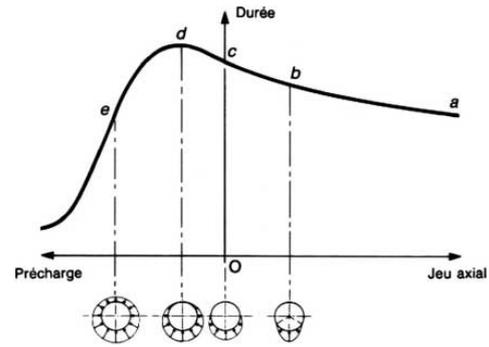


FIG. 3.1 – Durée de vie en fonction de la précharge [Mor01].

2.1.2 Effets centrifuges sur les billes

Sous des vitesses de rotation importantes, il n'est plus possible de négliger la force centrifuge des billes. Ces forces centrifuges ont un effet direct sur les angles de contact α au sein du roulement. La FIG. 3.2 illustre ce phénomène pour un modèle de solides indéformables. Les indices i et e se réfèrent aux grandeurs respectivement associées à la bague intérieure et extérieure. Les indices 1 et 2 se réfèrent aux grandeurs respectivement associées à l'état statique (à l'arrêt) et dynamique (en rotation). Les vecteurs \vec{Q} représentent les efforts locaux (cf. partie 2.2.2).

Lors de l'augmentation de la vitesse de rotation, l'angle de contact de la bague intérieure augmente alors que celui de la bague extérieure diminue :

$$\begin{cases} \alpha_1 = \alpha_{e1} = \alpha_{i1} \\ \alpha_{e2} < \alpha_1 \\ \alpha_{i2} > \alpha_1 \end{cases}$$

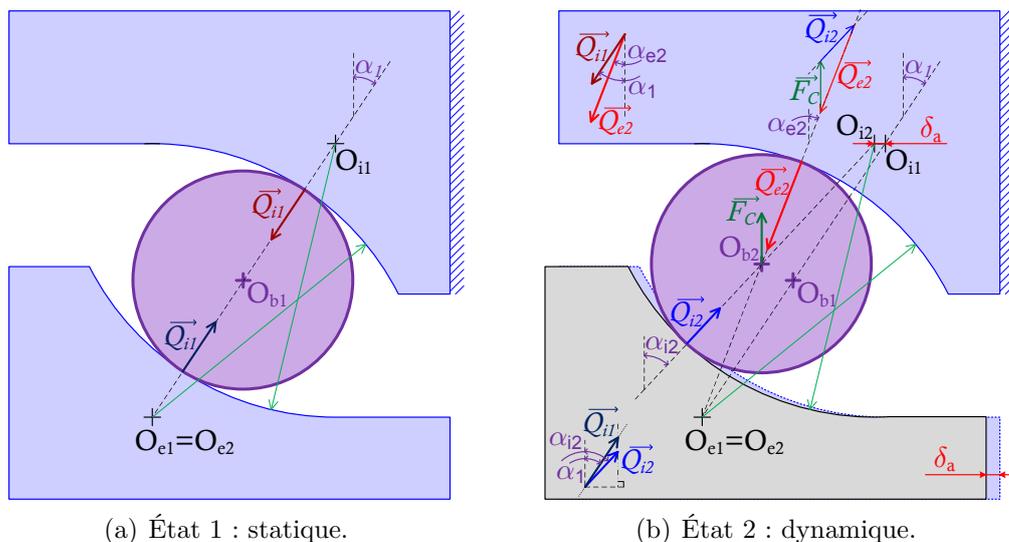


FIG. 3.2 – Variation de l'angle de contact α sous l'effort centrifuge.

Cette variation d'angle de contact a une influence directe sur la pression sous les billes. Les efforts sur la bague extérieure augmentent alors que les efforts sur la bague intérieure diminuent ([Har91]). La raideur du montage de roulements est aussi modifiée. Selon [Shi92], cette variation de raideur est d'autant plus importante que l'angle de contact au repos est important. Il a remarqué sur la broche en question que la raideur radiale a diminué de plus de 20% à $15\,000\text{ tr.min}^{-1}$ pour des roulements à $\alpha = 40^\circ$. Des observations similaires sont faites dans [Abe04, Lin03]. Pour information, la déflexion axiale des roulements due à la vitesse de rotation est de l'ordre du dixième de millimètre.

Il est par ailleurs possible de démontrer en isolant la bille, que plus la précharge est élevée moins la variation d'angle est importante. Les calculs seront développés durant le stage. Ils donneront lieu à des valeurs numériques pour des valeurs d'angles initiales plus conformes au type de broche étudié (15° et 25° par exemple).

2.1.3 Influence de la température sur la précharge

La présence d'une source de chaleur (due au moteur) à l'intérieur de la broche est à prendre en compte dans le comportement de la broche. En effet, le champ de température dans la broche a une influence directe sur la précharge des roulements. Dans [Bos99], Bossmanns et Tu ont modélisé les sources et les transferts de chaleur au sein de l'électrobroche et l'influence de paramètres sur les transferts (vitesse de rotation, précharge, etc.). Grâce à des modèles pour chaque partie élémentaire, une modélisation EF globale est créée. Ces résultats numériques ont été confirmés de manière expérimentale. Une autre source de chaleur importante intervient par ailleurs lors de l'usinage à sec (spécialement caractérisé par SCHULZE et al. pour le fraisage d'ébauche [Sch09]). Là encore, l'arbre de la broche est échauffé.

Compte tenu de la présence de forts gradients de température dans la broche, les pièces se dilatent thermiquement. La dilatation axiale n'étant pas identique pour le corps de broche et pour l'arbre, la précharge P varie comme l'illustre le schéma de principe ci-dessous.

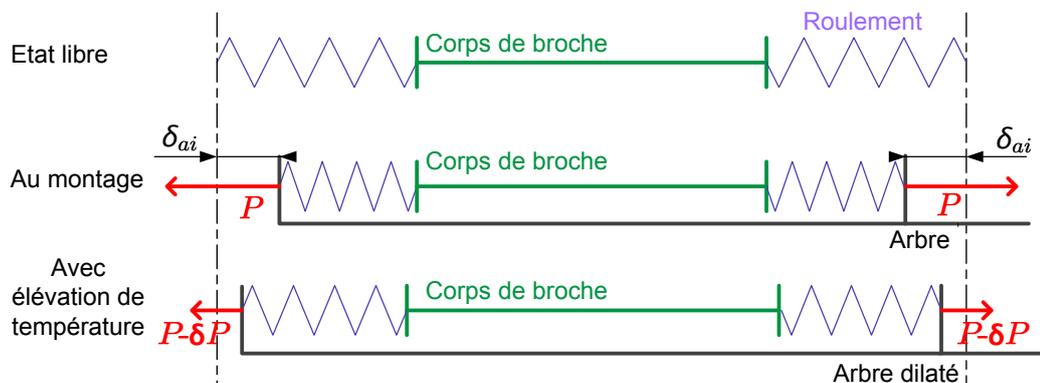


FIG. 3.3 – Modification de la précharge causée par les dilatations thermiques.

Par ailleurs, comme le différentiel de température existe entre le stator et le rotor, les dilatations thermiques ne sont pas identiques entre les bagues intérieures et extérieures du roulement. Cette différence de dilatation a pour effet de modifier les angles de contact dans les roulements (même principe que sur la FIG. 3.2 mais cette fois de manière radiale).

Aussi, une hausse de température change aussi les caractéristiques du mélange air-huile lubrifiant les roulements, puisque la viscosité diminue avec la température [Ser07]. La présence du film d'huile n'est plus forcément assurée, l'échauffement par friction augmente au niveau du contact. Ainsi, une nouvelle source de chaleur serait à prendre en compte (recommandé dans [Sch07], pour un processus de conception)

2.1.4 Dispositif de régulation de la précharge

Compte tenu des variations de précharge sous influence de la température et de la rotation, il est donc nécessaire d'installer des dispositifs spécifiques afin de maintenir une précharge adéquate. Concrètement, la précharge élastique est appliquée par des ressorts sur les roulements (FIG. 3.4).

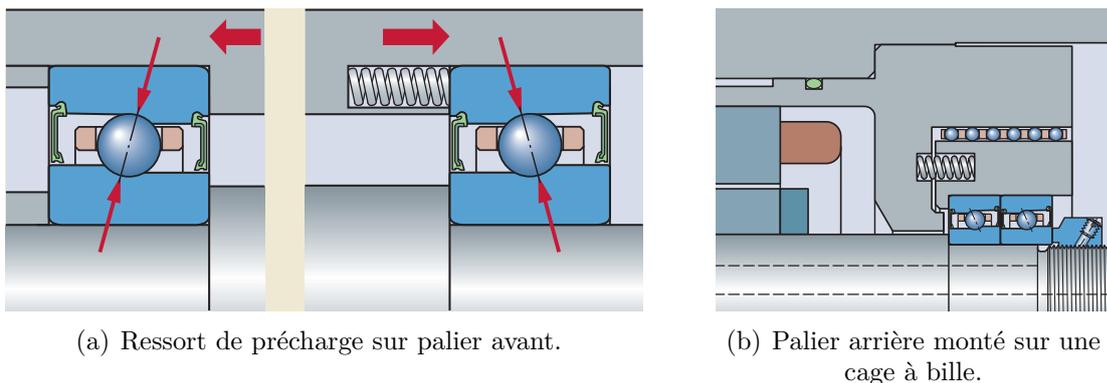


FIG. 3.4 – Dispositif de maintien de précharge élastique [Source SKF].

L'effort axial appliqué par les ressorts est dans l'absolu non constant puisque l'effort est proportionnel au déplacement ($F = K(L - L_0)$). Seulement, il est raisonnable de considérer que la précharge est constante sur la plage de déplacement axial effective.

Sur une autre broche, la précharge est appliquée avec un système hydraulique. Cette technologie plus difficile à intégrer dans la broche présente l'avantage de pouvoir effectuer un asservissement de la précharge pendant la coupe. Ceci rejoint les travaux concernant l'influence de la raideur des montages de roulements sur la stabilité de la coupe [Abe04, Alt04].

2.1.5 Flux d'efforts

Dans ce paragraphe, la broche FISCHER MWF2310 est considérée (cf. FIG. 1.1). Les roulements sont numérotés de 1 à 5 de l'avant à l'arrière. Les flux d'efforts sont représentés sur la FIG. 3.5. Deux précharges élastiques différentes sont appliquées : au sein du palier avant, et entre le palier avant et palier arrière (de l'ordre du kN).

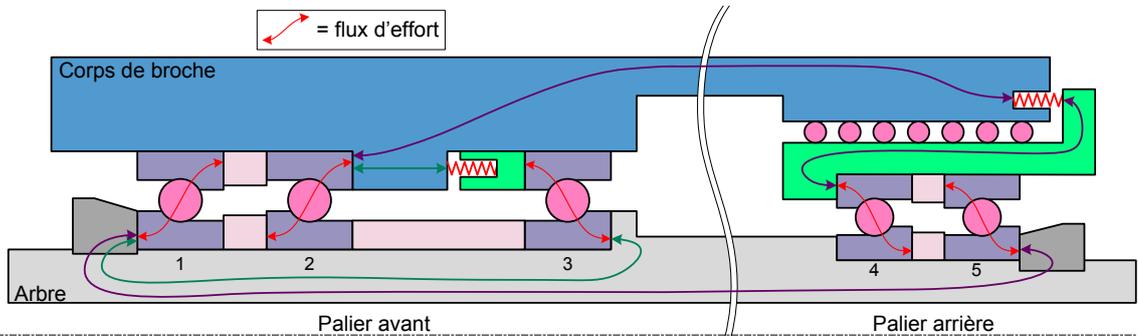


FIG. 3.5 – Flux d'efforts dans les montages de roulements.

2.2 Relation de comportement des roulements

Les phénomènes intervenant sur le comportement du montage de roulement ont été décrits. Pour poursuivre, cette partie explicite le principe de modélisation des roulements.

2.2.1 Démarche de résolution

Pour décrire le comportement des roulements, il est nécessaire de connaître leurs raideurs, c'est à dire la Relation de Comportement (RdC) liant les efforts aux déflexions. Pour trouver cette Relation de Comportement, un passage au comportement local est employé :

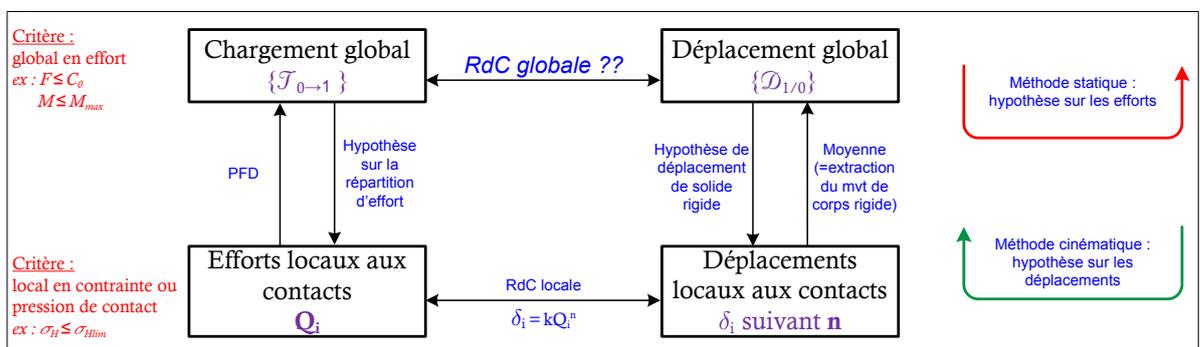


FIG. 3.6 – Démarche d'obtention d'un modèle de comportement du roulement.

Dans la suite du document, la méthode cinématique sera utilisée en faisant l'hypothèse de déplacement de corps rigide des bagues.

2.2.2 Théorie de Hertz

Ce paragraphe est inspiré de [Pal67] et [Aub06] qui sont deux ouvrages reprenant la théorie de Hertz [Her81]. Cette théorie exprime la relation de comportement local entre deux solides en contact.

La théorie du contact donne le rapprochement normal δ , la pression maximale p_{max} et la surface de contact (ellipse de demis-axes a et b) en fonction, de la géométrie (rayons de courbures), de l'effort normal Q et des paramètres matériaux (E, ν) des deux solides en contact ponctuel.

En définissant (C_1, C'_1) et (C_2, C'_2) les rayons de courbures principaux des solides 1 et 2 et en notant $k_j = \frac{1-\nu_j^2}{\pi E_j}$ avec $j \in \{1, 2\}$, on a :

$$\begin{cases} a = m \sqrt[3]{\frac{3\pi}{2} \frac{k_1 + k_2}{C_1 + C_2 + C'_1 + C'_2} Q} \\ b = \frac{n}{m} a \end{cases} \quad (3.1)$$

$$\begin{cases} \delta = r \frac{3\pi}{4a} (k_1 + k_2) Q \\ p_{max} = \frac{3}{2} \frac{Q}{\pi ab} \end{cases} \quad (3.2)$$

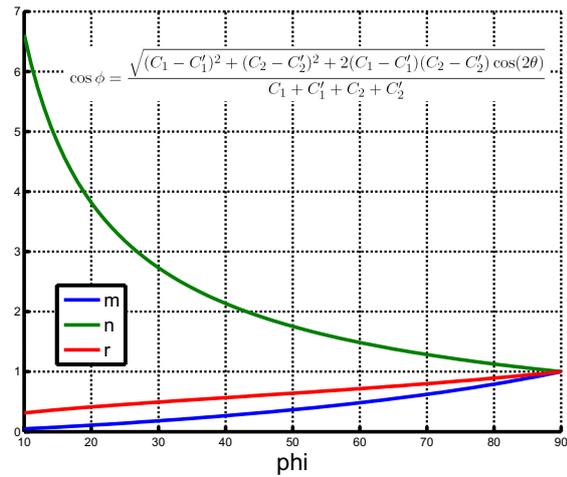


FIG. 3.7 – Coefficients découlant du positionnement des solides.

avec r , n et m des coefficients reflétant l'écart angulaire entre les plans contenant les rayons de courbures maximaux (FIG. 3.7 présentés dans [Fou85]).

En conclusion, en effectuant l'application numérique, une relation simplifiée de la forme suivante apparaît :

$$\begin{cases} \delta = K Q^{2/3} \\ p_{max} = K_p Q^{1/3} \end{cases} \quad (3.3)$$

Attention, puisque les rayons de courbure principaux de la bague intérieure et de la bague extérieure sont différents, K et K_p auront des valeurs différentes.

2.2.3 Vers la relation de comportement globale

Soit (δ_a, δ_r) respectivement le déplacement axial et radial du centre de poussée de la bague intérieure par rapport à celui de la bague extérieure. L'hypothèse de déplacement de solide rigide (méthode cinématique) implique que le déplacement normal δ_i de la bille i repérée par l'angle ψ_i est donné par :

$$\delta_i = \delta_a \sin \alpha + \delta_r \cos \alpha \cos \psi_i \quad (3.4)$$

Avec ψ et α définis sur la FIG. 3.8 (certaines des billes sont représentées volontairement non chargées et le repère est choisi tel que l'effort \vec{F}_r soit colinéaire à \vec{y}).

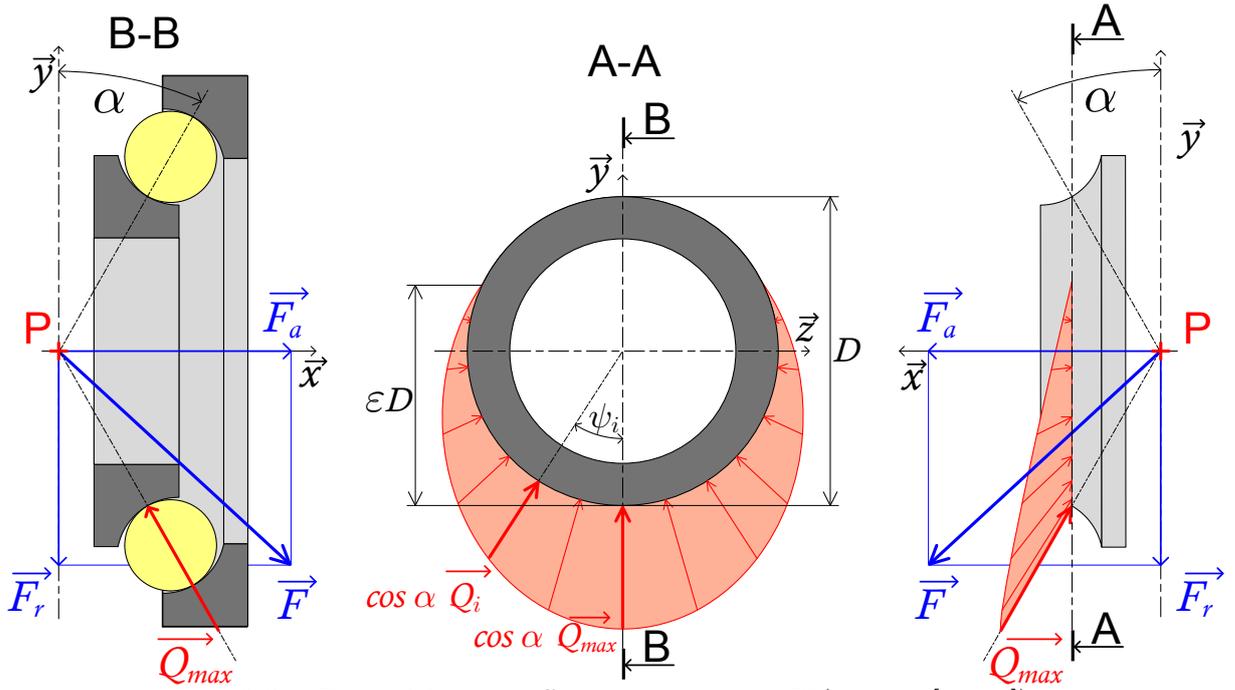


FIG. 3.8 – Répartition des efforts locaux sur la BI(d'après [Pal67]).

Pour simplifier les formules, ε , appelé paramètre de charge, est défini (FIG. 3.8). Il est représentatif du nombre d'éléments chargés ($\varepsilon = 0.5$ pour la moitié des éléments chargés et $\varepsilon = +\infty$ pour toutes les billes chargées identiquement soit une charge axiale pure).

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{\delta_a}{\delta_r} \tan \alpha \right) \quad (3.5)$$

Ainsi, il est possible d'exprimer la déformation locale δ_i à l'élément roulant i en fonction de la déformation maximale δ_{max} :

$$\delta_i = \delta_{max} \left(1 - \frac{1 - \cos \psi_i}{2\varepsilon} \right) \quad (3.6)$$

On applique le Principe Fondamental de la Statique en résultante à la bague intérieure projeté sur \vec{x} et \vec{y} avec (F_a, F_r) respectivement l'effort axial et radial appliqué au centre de poussée du roulement (t est l'exposant intervenant dans la théorie du contact : $t = \frac{2}{3}$ pour des billes et $t = \frac{3}{10}$ pour des rouleaux).

$$\begin{cases} \sum \vec{R} \cdot \vec{x} = 0 = F_a - \sum_i \vec{Q}_i \cdot \vec{x} \\ \sum \vec{R} \cdot \vec{y} = 0 = F_r - \sum_i \vec{Q}_i \cdot \vec{y} \end{cases} \implies \begin{cases} F_a = \sum_i K \delta_{max}^t \left[1 - \frac{1 - \cos \psi_i}{2\varepsilon} \right]^t \sin \alpha \\ F_r = \sum_i K \delta_{max}^t \left[1 - \frac{1 - \cos \psi_i}{2\varepsilon} \right]^t \cos \alpha \cos \psi_i \end{cases} \quad (3.7)$$

La relation global/local en effort, obtenue en isolant l'ensemble des z billes (l'intégrale provenant d'une somme discrète sur les billes) :

$$\left\{ \begin{array}{l} F_a = z K \delta_{max}^t J_a(\varepsilon) \sin \alpha \\ F_r = z K \delta_{max}^t J_r(\varepsilon) \cos \alpha \end{array} \right. \text{ avec } \left\{ \begin{array}{l} J_a(\varepsilon) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\cos^{-1}(1-2\varepsilon)} \left(1 - \frac{1 - \cos \psi}{2\varepsilon} \right)^t d\psi \\ J_r(\varepsilon) = \frac{1}{\pi} \int_0^{\cos^{-1}(1-2\varepsilon)} \left(1 - \frac{1 - \cos \psi}{2\varepsilon} \right)^t \cos \psi d\psi \end{array} \right. \quad (3.8)$$

Or :

$$\delta_r = \frac{\delta_{max}}{2\varepsilon \cos \alpha} \quad (3.9)$$

D'où :

$$\left\{ \begin{array}{l} F_a = z K (2\delta_r \varepsilon \cos \alpha)^t J_a(\varepsilon) \sin \alpha \\ F_r = z K (2\delta_r \varepsilon \cos \alpha)^t J_r(\varepsilon) \cos \alpha \end{array} \right. \quad (3.10)$$

EQN. (3.10) est la relation de comportement globale donnant l'effort global $\vec{F} = (F_a, F_r)$ en fonction du déplacement du centre de poussée de la BI $\vec{\delta} = (\delta_a, \delta_r)$.

Problème d'implémentation :

Les intégrales de Sjöväll J_a et J_r ne sont pas linéaires. Pour intégrer ce modèle des roulements dans le modèle global, il faut d'abord calculer à part la raideur des roulements pour les paramètres donnés. Les intégrales de Sjöväll n'ont pas d'expression analytique inverse. Pour inverser cette relation de comportement, il est donc nécessaire de procéder de manière numérique.

Pour connaître la relation de comportement globale du roulement complet, il faut répéter la méthode précédemment suivie cette fois ci en isolant la bague extérieure. Cette méthode permet par ailleurs de prendre en compte les deux angles de contacts α_{BI} et α_{BE} qui doivent être considérés différents sous des vitesses de rotation importantes et et des gradients de température au sein de la broche(cf. partie 2.1.2).

Par ailleurs, l'obtention de la raideur des roulements nécessite une résolution par itérations successives [Cao04]. En effet, la géométrie du contact (angles, déflexions, etc.) dépend des efforts, et vice-versa.

Limite du modèle

La méthode présentée ci-dessus tient uniquement compte des efforts sous forme de glisseurs appliqués aux centres de poussée des roulements. Jones a enrichi ce modèle pour faire apparaître la déflexion angulaire de l'arbre par rapport à l'alésage [Jon60]. La FIG. 3.9 montre cette paramétrisation reprise par CAO et ALTINTAS [Cao07]. Les équations relatives à cette méthode sont détaillées dans [Har91].

Ce modèle de comportement est plus riche que le modèle de PALMGRENN mais les concepts de modélisation décrits plus haut restent valables.

Mise sous forme de matrice de raideur

Pour l'implémentation, il est nécessaire d'exprimer ces relations de raideur sous forme matricielle afin d'extraire les degrés de liberté. Ce travail a été réalisé initialement par DeMul [Mul89]. Cette méthode est utilisée dans de nombreux travaux postérieurs. Elle est détaillée dans [Cao04].

Bien que cette méthode facilite l'insertion du modèle de roulements dans le problème de vibration, elle reste tout de même conséquente.

2.3 Amortissement dans les roulements

Le modèle de roulement précédemment exposé considère des déformations linéaires élastiques. Cependant de nombreuses études expérimentales montrent que l'amortissement des roulements est non négligeable. La connaissance de cet amortissement est d'ailleurs intéressante pour maîtriser le phénomène de broutement en usinage et aussi la qualité des pièces fabriquées (voir partie 8.4 du CH.I).

Il est possible d'enrichir le modèle de roulement en tenant compte de l'amortissement dans les roulements [Hag97].

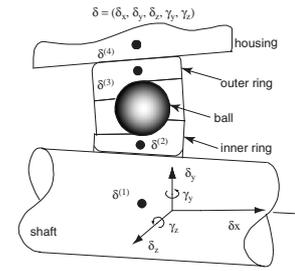


FIG. 3.9 – Paramétrisation du roulement avec 5ddl [Cao07].

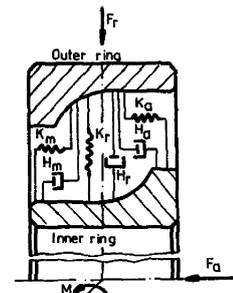


FIG. 3.10 – Modèle de roulement avec amortissement [Hag97]

3 Mise en équation du problème

Cette partie de théorie est partiellement inspirée d'articles des Techniques de l'Ingénieur ([Bou03] et [Aug01]) et de différents cours ([Gér96]). La mise en équation et la résolution sont abordées.

3.1 Systèmes discrets

3.1.1 Equations de Lagrange \mathcal{L}_i

Les équations de Lagrange traduisent la conservation de l'énergie mécanique. Le vecteur $\mathbf{x} = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$ contient les composantes scalaires x_i de position et d'orientation. A chaque composante x_i correspond une équation de LAGRANGE exprimée en fonction du *Lagrangien* L tel que $L = T - V$:

$$(\mathcal{L}_i) \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{x}_i} - \frac{\partial L}{\partial x_i} = F_i \quad (3.11)$$

Avec :

$$\begin{cases} T \text{ l'énergie cinétique du système} \\ V \text{ l'énergie potentielle du système} \\ F_i \text{ force extérieure relative au ddl } x_i \end{cases}$$

3.1.2 Mise sous forme matricielle

Énergie cinétique T :

$$T = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{x}}^T \mathbf{M} \dot{\mathbf{x}} \quad (3.12)$$

Avec \mathbf{M} la *matrice de masse*, symétrique, définie positive ($\forall i \in \llbracket 0, n \rrbracket, \lambda_i > 0$ et

$\forall \mathbf{x} \in \mathbb{R}, \mathbf{x}^T \mathbf{M} \mathbf{x} > 0$). (Pour information, la mise sous forme matricielle de T, EQN. (3.12), est une expression simplifiée de l'expression de T en fonction de toutes des composantes x_i .)

Énergie potentielle V

$$U = \frac{1}{2} \mathbf{x}^T \mathbf{K} \mathbf{x} \quad (3.13)$$

Avec \mathbf{K} la *matrice de raideur*, symétrique, semi-définie positive ($\forall i \in \llbracket 0, n \rrbracket, \lambda_i \geq 0$ et

$\forall \mathbf{x} \in \mathbb{R}, \mathbf{x}^T \mathbf{M} \mathbf{x} \geq 0$). Cette matrice de raideur comprend toutes les forces exprimées par des relations linéaires entre forces et déplacements (ex : ressort).

Fonction de dissipation D

$$D = \frac{1}{2} \dot{\mathbf{x}}^T \mathbf{C} \dot{\mathbf{x}} \quad (3.14)$$

Avec \mathbf{C} la *matrice d'amortissement visqueux*, symétrique, semi-définie positive. Cette

matrice de raideur comprend les forces non conservatives exprimées par des relations linéaires entre forces et vitesses (ex : frottement fluide).

Equation du mouvement

Les n équations de Lagrange \mathcal{L}_i sont équivalentes à la forme matricielle suivante :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{C}\dot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{f}(\mathbf{t}) \quad (3.15)$$

3.2 Modélisation par Éléments Finis

N.B. : la notation \mathbf{q} sera adoptée dans la suite. \mathbf{q} désigne les degrés de liberté (ddl) du système (ddl indépendantes suffisantes pour décrire le système).

3.2.1 Choix de la modélisation

Une modélisation de la broche par éléments finis volumiques, tels que des tétraèdres ou octaèdres, ne serait pas raisonnable car la compilation serait trop coûteuse en temps de calcul. Usuellement, des modélisations de type poutre sont utilisées. La FIG. 3.11 montre la discrétisation utilisée par [Lin03].

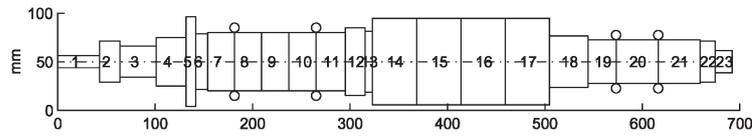


FIG. 3.11 – Discrétisation de la broche effectuée par [Lin03].

La broche est représentée par des éléments poutres. Soit $\{\varepsilon\}$ le tenseur des petites déformations et $\{\mathcal{T}_{int}\}$ le tenseur des efforts intérieurs.

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \vec{\chi}(s) \\ \vec{\varepsilon}(s) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{d\Omega(s)}{ds} \\ \frac{d\mathbf{u}(s)}{ds} + \mathbf{t}(s) \wedge \Omega(s) \end{Bmatrix} \quad \{\mathcal{T}_{int}\} = \begin{Bmatrix} N & M_t \\ T_y & M_{fy} \\ T_z & M_{fz} \end{Bmatrix}_{(\mathbf{t}, \mathbf{y}, \mathbf{z})} \quad (3.16)$$

Avec s l'abscisse du point courant $m(s)$ de la poutre (sur la ligne moyenne), \mathbf{t} le vecteur unitaire tangent à la ligne moyenne au point $m(s)$ (représentation de FRESNET) et $\mathbf{u}(s)$ et $\Omega(s)$ les composantes du tenseur des petits déplacements de la section d'abscisse s .

Les équations de comportement locales découlant du principe des puissances virtuelles sont donc données par :

$$\begin{aligned} \varepsilon_t &= \frac{N}{ES} & \varepsilon_y &= \frac{T_y}{GS_y} & \varepsilon_z &= \frac{T_z}{GS_z} \\ \chi_t &= \frac{M_t}{GI_t} & \chi_y &= \frac{M_{fy}}{EI_y} & \chi_z &= \frac{M_{fz}}{EI_z} \end{aligned} \quad (3.17)$$

3.2.2 Euler-Bernoulli ou Timoshenko ?

La théorie d'EULER-BERNOULLI (EB), communément appelée “théorie du paillage”, suppose que les sections restent normales à la ligne moyenne après déformation ce qui revient à écrire :

$$\vec{\varepsilon} \wedge \mathbf{t} = 0 \quad (3.18)$$

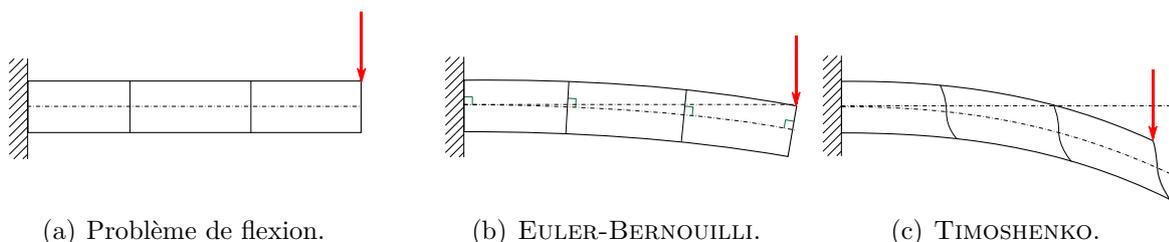


FIG. 3.12 – Déformée pour différentes théories des poutres.

La théorie d'EB néglige le cisaillement transverse. En écrivant de nouveau les équations de comportement locales EQN. (3.17) avec l'hypothèse d'EB, il vient $T_y = 0$ et $T_z = 0$. Dans la grande majorité des études par la théorie des poutres, cette approximation est valable car en effet, le cisaillement transverse est négligeable par rapport aux moments de flexion. Seulement, lorsque les rapports diamètre/longueur sont trop grands, la théorie d'EB n'est plus valide, il faut passer à la théorie de TIMOSHENKO (comparaison effectuée par Nelson [Nel80]).

La théorie de TIMOSHENKO est plus lourde à implémenter et plus coûteuse en calcul. C'est pourquoi, les premières modélisations de broches étaient basées sur la théorie d'EB. Aujourd'hui, l'utilisation de la théorie de TIMOSHENKO se généralise.

3.2.3 Principe d'implémentation du problème Éléments Finis

L'équation du mouvement à construire reste similaire à l'équation (EQN. (3.15)) sauf que les inconnues sont les inconnues aux nœuds des éléments. Les champs de déplacement dans l'élément sont construits grâce à des fonctions de formes et grâce aux déplacements en bout de l'élément.

Le système ayant été discrétisé, les matrices élémentaires sont calculées pour chaque élément. Les matrices globales sont ensuite construites par assemblage. La FIG. 3.13 montre le principe d'assemblage des matrices élémentaires en prenant pour exemple la matrice de raideur \mathbf{K}_e . Les vecteurs u_i regroupent les inconnues de déplacement du nœud i .

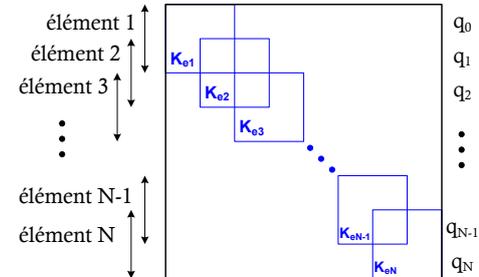


FIG. 3.13 – Principe d'assemblage des matrices.

Pour plus de détails concernant la méthode des Éléments Finis, se reporter à l'ouvrage de référence [Bon06].

3.3 Enrichissement des modèles

3.3.1 Prise en compte de la vitesse de rotation

L'équation du mouvement EQN. (3.15) peut être enrichie pour prendre en compte les effets de la vitesse de rotation :

- équilibrage ;
- assouplissement dynamique ;
- variation de la raideur du montage de roulements ;
- effet gyroscopique [Har91] ;

Le rotor complet est soumis aux effets gyroscopiques puisque l'axe de rotation du rotor n'est pas immobile pendant l'usinage. Par ailleurs, les effets gyroscopiques sur les billes sont aussi présents. Dans [Bad10], un dédoublement des modes s'observe après la prise en compte des effets gyroscopiques (modèle numérique).

Dans [Lin03], l'amortissement et l'influence de Ω sur la précharge sont négligés. L'équation du mouvement devient :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + 2\Omega\mathbf{G}\dot{\mathbf{q}} + (\mathbf{K} - \Omega^2(\mathbf{M}_T - \mathbf{M}_R))\mathbf{q} = \mathbf{f}(t) + \Omega^2\mathbf{B} \quad (3.19)$$

Avec :

- \mathbf{q} le vecteur construit à partir des inconnues de déplacement aux nœuds q_i (vecteur global) :

$$\mathbf{q} = (\mathbf{q}_1^T, \mathbf{q}_2^T, \dots, \mathbf{q}_n^T) \text{ avec } \mathbf{q}_i = (u_{xi}, u_{yi}, u_{zi}, \theta_{xi}, \theta_{yi}, \theta_{zi})^T$$

- Ω la vitesse de rotation de la broche
- $\mathbf{M} = \mathbf{M}_T + \mathbf{M}_R$ la matrice de masse
- \mathbf{M}_T la matrice de masse relative de translation
- \mathbf{M}_R la matrice de masse relative à la rotation (inertie en rotation)
- $\mathbf{K} = \mathbf{K}_S + \mathbf{K}_B$ la matrice de raideur intégrant la raideur de l'arbre (\mathbf{K}_S) et celle des roulements (\mathbf{K}_B).
- \mathbf{G} la matrice prenant en compte les effets gyroscopiques
- \mathbf{B} le vecteur force relatif à l'effet de balourd
- $\mathbf{f}(\mathbf{t})$ le vecteur des forces extérieures.

Les vecteurs et matrices précédentes sont assemblées à partir de vecteurs et matrices élémentaires relatives à chaque élément (détaillé dans [Lin03] conformément aux travaux de [Nel80]).

3.3.2 Autres éléments modélisés

Amortissement

La modélisation réalisée dans [Cao07, Alt05] prend en compte de nombreux phénomènes. Le modèle est enrichi par rapport à celui du paragraphe précédent. Tout d'abord, l'amortissement est pris en compte grâce à des données expérimentales, les auteurs soutenant que les broches d'une même famille ont le même amortissement. Un terme $\mathbf{C}\dot{\mathbf{q}}$ est ajouté à EQN. (3.19)

Système de serrage

Dans [Smi99], l'effet du système de serrage d'outil (*drawbar* in English) a été observé. La force de serrage augmente la raideur de la broche et en diminue l'amortissement. Le système de serrage d'outil peut être aussi modélisé. Dans [Jia10], JIAND et ZHENG utilisent un modèle d'arbre pour la tige de serrage d'outil et démontrent tout son intérêt pour la prédiction du comportement dynamique.

Assemblage dans la machine

Le reste de la machine influe sur le comportement vibratoire. En effet, des essais réalisés sur deux broches ayant des attachements du corps de broche dans le fourreau différents ont clairement montré un comportement vibratoire différent sous les mêmes conditions d'essai (essais réalisés dans le cadre du projet UsinAE chez un fabricant de broche).

FIG. 3.14(a) montre les liaisons supplémentaires modélisées dans [Cao07, Alt05].

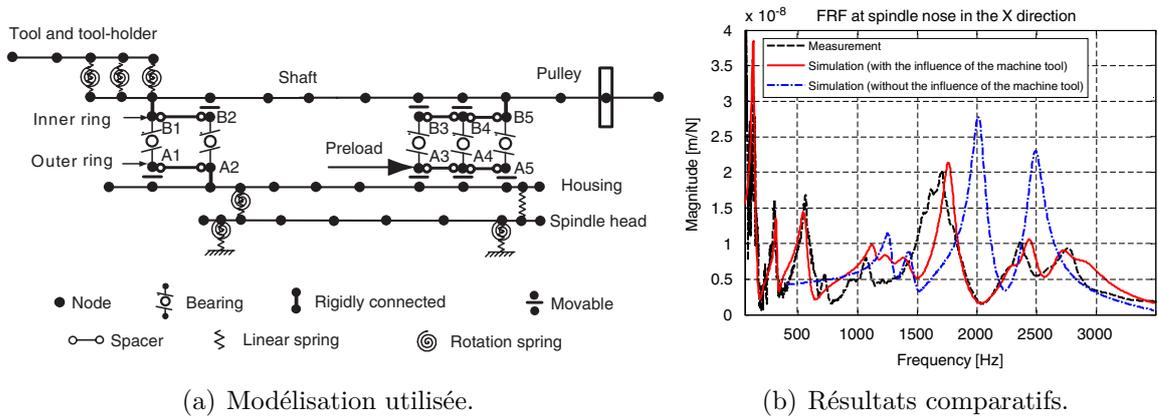


FIG. 3.14 – Influence de la machine outil sur le comportement vibratoire [Cao07].

CAO et ALTINTAS soulignent dans [Cao07] que ces liaisons supplémentaires sont nécessaires pour prédire le comportement dynamique (cf. FIG. 3.14(b)). Sans cette modélisation, les auteurs annoncent que les vibrations basse fréquence ne sont pas obtenues et que les vibrations haute fréquence sont surévaluées.

Configuration de la machine

Par ailleurs, la configuration de la machine peut aussi avoir une influence. ZAGHANI et SONGMENE ont montré expérimentalement que les coefficients d'amortissement, contrairement aux fréquences propres, étaient sensibles à la position de la broche (variation de 30% pour les coefficients d'amortissement, [Zag09]).

Dans le cadre du projet UsinAE, de tels phénomènes ont été observés. Certains modes observés correspondaient à la vibration propre de la structure de la machine, ces modes dépendant de la position de la broche par rapport à la machine.

4 Résolution des problèmes de vibration

Les méthodes décrites dans cette partie sont intégrés aux logiciels dédiés. Il convient tout de même d'aborder ces techniques afin de comprendre d'où proviennent les résultats communément obtenus comme par exemple, les équations de déformées pour chaque mode.

4.1 Superposition nodale

La superposition nodale consiste à exprimer la réponse du système comme série de modes propres.

Vibrations libres : résolution de l'équation homogène

Pour calculer les vecteurs propres et fréquences propres du système, il est nécessaire d'effectuer des hypothèses concernant l'amortissement de la structure : système conservatif ou amortissement proportionnel.

L'hypothèse de système conservatif se traduit par $\mathbf{C} = \mathbf{0}$. Cette hypothèse peut se justifier par le fait que les fréquences propres réelles du système non-conservatif sont approximativement égales à celles du système conservatif.

Le modèle d'amortissement proportionnel est un modèle pour l'amortissement visqueux élaboré par RAYLEIGH. Il revient à exprimer la matrice d'amortissement \mathbf{C} par une combinaison de la matrice de raideur \mathbf{K} et de la matrice de masse \mathbf{M} ([Gag06]) : $\mathbf{C} = \alpha\mathbf{M} + \beta\mathbf{K}$. La suite du paragraphe est rédigée pour un système conservatif. La méthode peut être étendue à l'hypothèse d'amortissement proportionnel en remplaçant \mathbf{K} par $(1 + \beta)\mathbf{K}$ et \mathbf{M} par $(1 + \alpha)\mathbf{M}$.

On choisit donc $F(t) = 0$ et $\mathbf{C} = \mathbf{0}$. EQN. (3.15) devient :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K}\mathbf{x} = \mathbf{0} \quad (3.20)$$

Passage en fréquentiel : on cherche \mathbf{x} de la forme : $\mathbf{x} = \mathbf{v}e^{\lambda t}$. Avec $\lambda \in \mathbb{C}$ pour le cas général et $\lambda = j\omega$ pour le cas non amorti.

$$(3.20) \implies (\mathbf{K} + \lambda\mathbf{M})\mathbf{v} = \mathbf{0} \quad (3.21)$$

La résolution de cette équation donnera les vecteurs propres \mathbf{v}_i associés aux valeurs propres λ_i . Contrairement à la réalité, la résolution donnera uniquement un nombre de modes fini égal au nombre de ddl du modèle.

Pour un système non amorti, les n fréquences propres f_i sont telles que $f_i = \frac{\omega_i}{2\pi}$.

Système non amorti : découplage des équations

Une fois les modes déterminés, il est possible d'exprimer l'équation EQN. (3.20) par un système d'équations découplées. Cette mise en forme permettra l'utilisation de méthodes simplifiées pour l'identification (SDOF, cf. partie 3.1 du CH.4).

Soit Φ la matrice de passage tel que : $\mathbf{x}(t) = \Phi \mathbf{x}_g$ Le vecteur \mathbf{x}_g est appelé vecteur des déplacements généralisés. La matrice Φ est construite à partir des vecteurs propres du système : $\Phi = [\mathbf{v}_1 \cdots \mathbf{v}_n]$

$$(3.20) \implies \underbrace{\Phi^T \mathbf{M} \Phi}_{\mathbf{M}_d} \ddot{\mathbf{x}}_g + \underbrace{\Phi^T \mathbf{K} \Phi}_{\mathbf{K}_d} \mathbf{x}_g = 0 \quad (3.22)$$

Les matrices \mathbf{M}_d et \mathbf{K}_d sont appelées respectivement matrice de masse et de raideur généralisées. Ce sont des matrices symétriques, on note M_{di} et K_{di} les masses et raideurs modales du mode i . On obtient ainsi n équations découplées :

$$\forall i \in \llbracket 1, n \rrbracket, \quad \ddot{\mathbf{x}}_{g_i}(t) + \omega_i^2 \mathbf{x}_{g_i}(t) = 0 \quad \text{avec} \quad \omega_i^2 = \frac{K_{di}}{M_{di}} \quad (3.23)$$

Expression de la déformée

La solution générale de l'équation différentielle (3.20) est donnée par superposition modale :

$$\mathbf{x}(t) = \Phi \mathbf{x}_g = \sum_{i=1}^n \mathbf{v}_i [A_i \cos(\omega_i t) + B_i \sin(\omega_i t)] \quad (3.24)$$

Ainsi, on peut représenter la déformée de la broche pour chaque mode de vibration :

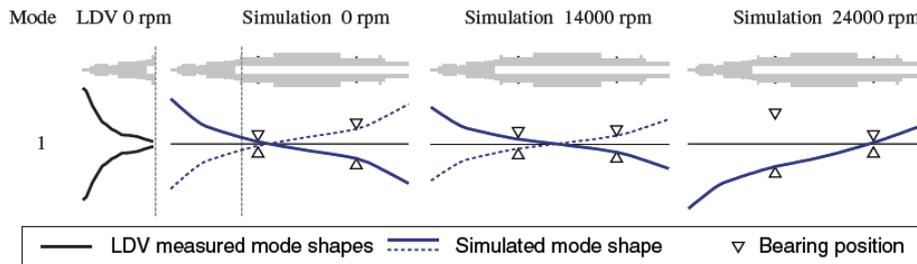


FIG. 3.15 – Exemple de déformée pour le premier mode d'une broche [Ran07]

4.2 Méthodes directes d'intégration temporelle

À la différence de l'EF classiques utilisés en statique pour lesquelles il "suffit" de résoudre l'équation matricielle $\mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f}$, une discrétisation temporelle et une intégration numérique est nécessaire en dynamique [Bon06]. L'échantillonnage temporel est réalisé avec le pas de temps Δt tel que l'instant t_n est donné par : $t_n = n\Delta t$ (notation pour une grandeur X : $X_n = X(t_n)$). L'algorithme d'intégration temporelle procède pas à pas. Une résolution du type $\mathbf{K}\mathbf{u} = \mathbf{f}$ est nécessaire à chaque pas d'intégration.

$$(\mathbf{q}_n, \dot{\mathbf{q}}_n, \ddot{\mathbf{q}}_n) \longrightarrow (\mathbf{q}_{n+1}, \dot{\mathbf{q}}_{n+1}, \ddot{\mathbf{q}}_{n+1}) \quad (3.25)$$

De manière générale, les méthodes d'intégration temporelles pour des systèmes de premier ordre peuvent se mettre sous la forme suivante :

$$\mathbf{q}_{n+1} = \sum_{j=1}^m \alpha_j \mathbf{Q}_{n+1-j} - \Delta t \sum_{j=0}^m \beta_j \dot{\mathbf{Q}}_{n+1-j} \quad (3.26)$$

Avec Δt le pas de temps et $\mathbf{Q}_{n+1}^T = [\dot{\mathbf{q}}_{n+1}^T \ \mathbf{q}_{n+1}^T]$ le vecteur d'état au temps t_{n+1}

Suivant les coefficients (α, β) les schémas d'intégration sont dits :

- implicites $\beta_0 \neq 0$: règle du trapèze, EULER arrière, méthode de NEWMARK, etc.

ex : règle d'EULER arrière :

$$\mathbf{Q}_{n+1} = \mathbf{Q}_n + \Delta t \dot{\mathbf{Q}}_{n+1}$$

- explicites $\beta_0 = 0$: méthode de différence centrée, EULER avant, etc.

ex : règle d'EULER avant :

$$\mathbf{Q}_{n+1} = \mathbf{Q}_n + \Delta t \dot{\mathbf{Q}}_n$$

Lorsque $j = 1$, les schémas d'intégrations sont dits à un pas.

4.3 Quelle méthode choisir

La méthode de superposition modale a une bonne efficacité tant que les modes fondamentaux sont dominants. Par contre, si le nombre de modes à prendre en compte est important et si le système a un comportement non linéaire, il est nécessaire de se reporter aux méthodes d'intégration directes. Toutefois, l'utilisation des méthodes directes d'intégration est plus difficile puisque la convergence n'est pas assurée.

5 Réalisation pratique

Une fois les choix de modélisation réalisés, il est nécessaire de choisir l'outil numérique adapté. Deux grandes familles d'outils numériques existent :

- les logiciels de programmation : CASTEM, MATLAB (ex : dans [Lin03])
- les logiciels dédiés : LMS, ABAQUS, CATIA (ainsi que SAMSEF ROTOR et ROTOR FE dédiés à la dynamique rotor)

Exemple de logiciel dédié : LMS

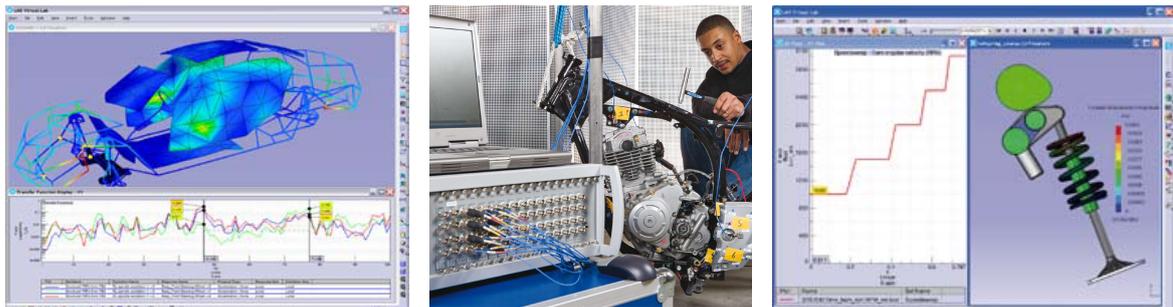
Le logiciel LMS a bâti sa réputation sur les outils dédiés à l'expérimental FIG. 3.16(b). Seulement, l'offre a été étendue et ce logiciel se révèle maintenant être un outil très abouti pour la simulation numérique.

Les principaux modules dédiés à la simulation de vibration sont les suivants

- *LMS Virtual.Lab Noise and Vibration* pour l'analyse des résultats vibratoires des modèles EF et des simulations FIG. 3.16(a);
- *LMS Virtual.Lab Structures* pour le calcul de structure.

LMS a la particularité de collaborer avec d'autres logiciels du marché (pour qui concerne la mécanique des structures, il utilise les solveurs de CATIA, ANSYS, NASTRAN ET ABAQUS). Ce logiciel reprend par ailleurs l'interface de CATIA et collabore avec le modéleur multicorps du logiciel ce qui facilite son utilisation.

Pour information ce logiciel propose aussi de nombreuses autres fonctionnalités non relatives à l'analyse vibratoire¹, par exemple pour l'étude de l'emballement des soupapes d'un moteur thermique FIG. 3.16(c).



(a) Etude vibratoire sur une caisse d'automobile. (b) Équipement proposé par lms. (c) Etude de l'emballement de soupape.

FIG. 3.16 – Exemple d'utilisation du logiciel LMS.

1. plus de détails sur www.lmsfrance.fr/solutions

Etudes expérimentales

Les expérimentations permettent d'étudier le comportement réel de la broche. L'instrumentation, les tests effectués et l'identification en vue du recalage du modèle numérique sont abordés.

1 Instrumentation

L'instrumentation de la broche est une étape nécessaire pour effectuer des expérimentations. Les moyens de mesures initialement présents sur une machines UVG ne sont pas suffisants. Cette partie permet de prendre connaissance du principe de fonctionnement des capteurs et de recenser les différentes technologies afin de pouvoir être capable de faire un choix de matériel en vue de réaliser des expérimentations sur la broche.

1.1 Les capteurs

1.1.1 Principe de fonctionnement

Les capteurs permettent de quantifier des grandeurs physiques.

Terminologie pour les capteurs :

- mesurande : grandeur physique soumise à un mesurage (Pression, Température, Vitesse ...);
- mesurage : toutes les opérations permettant l'obtention de la valeur numérique d'une grandeur physique (mesurande);
- mesure : valeur numérique représentant au mieux le mesurande (3 MPa , 18°C , $6\text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, etc.).

Pour des raisons de coût et de facilité d'exploitation, les capteurs utilisent la plupart du temps un élément intermédiaire (corps d'épreuve) transformant le mesurande en grandeur plus facilement mesurable. Une chaîne de mesure permet de transformer le signal pour déterminer précisément la valeur du mesurande (mesure). Elle contient souvent un amplificateur et un conditionneur.

La **Bande Passante** (BP) est défini pour chaque capteur est la plage de fréquence du signal détectable par le capteur (ex : BP pour un accéléromètre : $0 - 10\text{ kHz}$). La

fréquence d'échantillonnage est une grandeur relative au conditionnement du signal. Elle définit à quelle fréquence les points de mesure sont prélevés. Cette fréquence doit être choisie avec attention. Pour restituer un signal de fréquence maximale f_{max} , la fréquence d'échantillonnage f_e doit être choisie en théorie telle que : $f_e > 2f_{max}$. Ainsi les phénomènes de repliement de spectre seront évités (théorème de SHANNON).

En pratique, il est nécessaire de filtrer la partie Haute Fréquence, car elle dégrade le signal. Un filtre passe bas est choisie avec une fréquence de coupure f_e choisie telle que $f_e = 10f_{max}$. Si le capteur utilisé est soumis au phénomène de dérive (typiquement un accéléromètre piézoélectrique), un filtre passe haut est ajouté avec une fréquence de coupure de l'ordre de quelques dizaines de Hz .

Mesurandes

En analyse vibratoire, on mesure principalement des accélérations (respectivement vitesses et déplacements) et des efforts (forces ou contraintes) [Dup01]. Les paragraphes qui suivent présentent les différentes technologies de capteurs qui sont couramment utilisées en analyse vibratoire.

1.1.2 Mesure d'accélération

- les accéléromètres piézoélectriques (signal donnée directement par le matériau piézoélectrique se déformant) ;
- les accéléromètres piézorésistifs (variation de résistance d'un semi-conducteur jouant le rôle de matériaux piézorésistant) ;
- les accéléromètres asservis pour mesurer des basses fréquences (ce sont les plus précis et les plus sensibles) ;
- les accéléromètres utilisant une mesure de déplacement de la masse sismique.

1.1.3 Mesure de vitesse

La vitesse est assez peu souvent mesurée directement. On l'obtient généralement à partir de l'accélération ou du déplacement. Cependant, il existe quelques technologies pour mesurer la vitesse. Le tachymètre électromagnétique mesure la force électromotrice proportionnelle à la vitesse de déplacement d'un aimant dans une bobine. Le vibromètre laser (LDV soit Laser Doppler Vibrometer) utilise l'effet DOPPLER par une mesure par interférométrie (protocole de mesure et traitement des données synthétisé par TATAR et GREN [Tat08]).

1.1.4 Mesure de déplacement

Les technologies sont nombreuses, les plus utilisées sont :

- les capteurs potentiométriques (signal donné par la variation de résistance propor-

- tionnelle au déplacement) ;
- les capteurs capacitifs (variation de la capacité d'un condensateur) ;
- les capteurs à courant de FOUCAULT (le déplacement est proportionnel au flux magnétique, résolution au μm) ;
- les capteurs à transformateur différentiel (à partir d'un noyau ferromagnétique et de plusieurs bobines : c'est le type de capteur le plus utilisé).
- la mesure sans contact par laser.

1.1.5 Quantification des efforts

La mesure d'effort est utilisée pour, par exemple, quantifier l'excitation due à la coupe. Classiquement, la pièce est fixée sur une table dynamométrique. Cependant ce type de mesure encombre l'espace de travail de la machine et perturbe la coupe. C'est pourquoi, pour quantifier les efforts, l'observation des déplacements est quelquefois privilégiée (connaissant la raideur de la broche). RITOU et al. valident l'utilisation de capteur inductifs placés sur le nez de la broche pour obtenir les efforts de coupe [Rit07].

1.1.6 Mesure de température

La mesure de températures constitue une sécurité pour la broche en usinage. Seulement, lors des expérimentations, il est quelquefois nécessaire d'obtenir la température localement. Parmi les technologies employées, les thermocouples peuvent être installés à l'intérieure de la broche. Des appareils de mesure sans contact par infrarouges permettent de mesurer la température sur des parties tournantes.

1.1.7 Implantation des capteurs

L'accessibilité du rotor et la complexité structurale de l'électrobroche rendent difficile l'insertion des capteurs. En effet, seulement l'outil est accessible de l'extérieur. Pour des raisons de facilité, les accéléromètres sont généralement placés sur le corps de la broche au niveau des paliers. Dans certains cas particuliers, les capteurs sont insérés à l'intérieur de la broche (ex : thermocouples sur les bagues extérieures des roulements [Bos99]).

1.2 Passage dans le domaine fréquentiel

Les signaux peuvent être analysés aussi bien dans le domaine temporel que dans le domaine fréquentiel. Seulement, l'analyse est plus aisée dans le domaine fréquentiel.

Pour passer du domaine temporel au domaine fréquentiel, la transformée de FOURIER est utilisée. La représentation fréquentielle est communément appelée FFT (*Fast Fourier Transform*) par abus de langage alors que la FFT est en réalité l'algorithme de calcul permettant de passer du temporel au fréquentiel.

Le signal exprimé dans le domaine fréquentiel est équivalent au signal temporel pour des signaux périodiques. En effet, tout signal périodique est équivalent à une série de cosinus et de sinus appelée série de FOURIER. Le document [Cat00] détaille les algorithmes liés à la FFT et aussi les problématiques liées au fenêtrage.

D'autres algorithmes de traitement existent, comme par exemple la transformée en ondelettes, bien adaptée pour analyser des phénomènes transitoires (comparaison avec la FFT dans [Sin09])

1.3 Surveillance en usinage

Utilité

La surveillance en usinage des machines outils à commande numérique constitue en premier lieu une sécurité. Les machines UGV sont généralement équipées d'un accéléromètre pour prévenir le dépassement d'un seuil critique de vibrations. Traditionnellement, une limite en vitesse efficace (ou RMS - *Root Mean Square*) est utilisée. Elle est construite à partir des signaux bruts d'accélération. Elles sont aussi instrumentées afin de détecter des phénomènes de bris d'outils et de collisions.

Pour aller plus loin

La surveillance d'usinage en continu pourrait permettre de comprendre les phénomènes de défaillance et leurs origines. L'idée est d'étoffer les mesures réalisées et de capitaliser ces données [Rit08]. La FIG. 4.1(a) montre un exemple d'équipement mis en place dans le cadre du projet UsinAE. Des mesures de vibrations, ainsi que toutes les données relatives au contexte d'usinage (vitesse de rotation, puissance, température, programme CN etc.) sont capitalisées. La difficulté est d'analyser ces données car elles sont conséquentes en volume. Pour cela, un outil d'analyse baptisé STORMIbox a été développée par l'IRCCYN (projet UsinAE).

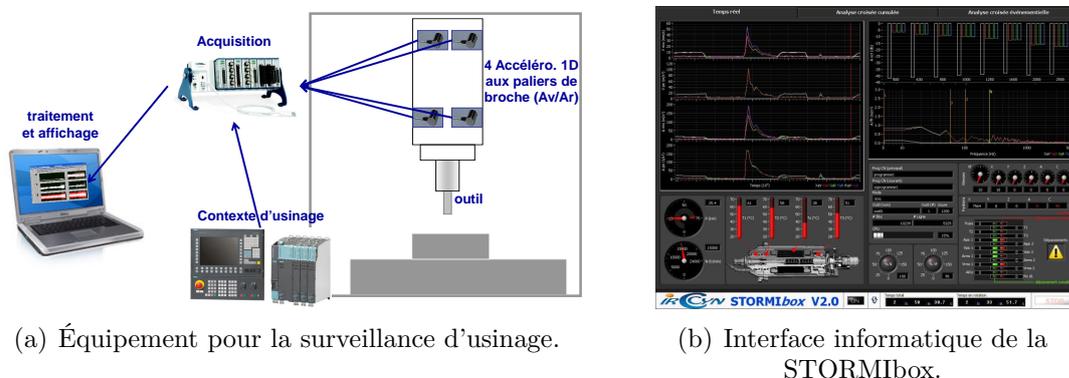


FIG. 4.1 – Surveillance en usinage.

Intérêt

Cette capitalisation de données permet d'étudier l'évolution dans le temps du comportement des broches sans monopoliser les systèmes de production. L'étude peut s'étendre sur toute la durée de vie de la broche.

Par exemple, la dégradation des roulements peut être suivie. Des écaillages sur les bagues et des défauts localisés sur les billes apparaissent au fur et à mesure de la dégradation des roulements. Selon la fréquence et l'amplitude de ces anomalies, les défauts sont localisés. Par ailleurs, la présence d'impuretés sur les pistes de roulements généreront du bruit sur le signal vibratoire mesuré. Ainsi, grâce aux données capitalisées, CÔME DE CASTELBAJAC a pu mettre en cause plusieurs situations préjudiciables qui ont mené à la dégradation précoce d'une broche (fin 2009, broche en activité chez un constructeur aéronautique). Ces résultats pourront permettre la compréhension des défaillances et une maîtrise de la maintenance prédictive.

Les mesures décrites ci-dessus sont rarement utilisées pour extraire un modèle expérimental de la broche. D'autres tests spécifiques permettent de d'extraire la FRF

2 Mesure expérimentale de la FRF

Fort de la connaissance des instruments disponibles pour la mesure, cette partie définit la fonction de transfert et expose les protocoles expérimentaux permettant de l'obtenir.

2.1 FRF, fonction de transfert

Définition

La fonction de transfert, appelée communément FRF (*Frequency Response Function*), caractérise le système. Lors des essais de sonnage, les fonctions de transfert sont classées suivant les grandeurs mesurées (FIG. 4.2).

Pour tout système mécanique, la fonction de transfert $H(j\omega)$ est définie dans le domaine fréquentiel par :

$$H(j\omega) = \frac{S(j\omega)}{E(j\omega)} \quad (4.1)$$

Excitation	Réponse			
	F	u	\dot{u}	\ddot{u}
F	Transmissibilité T	Souplesse Flexibilité Compliance G	Mobilité Admittance $j\omega G$	Accélération $-\omega^2 G$
u	Rigidité Raideur K	Transmissibilité T	$j\omega T$	$-j\omega^2 T$
\dot{u}	Impédance $K/j\omega$	$T/j\omega$	Transmissibilité T	$j\omega T$
\ddot{u}	Masse apparente $M = K/(-\omega^2)$	$T/(-\omega^2)$	$T/j\omega$	Transmissibilité T

FIG. 4.2 – Dénomination des fonctions de transfert [Bou03].

FRF discrète :

Bien que la structure soit continue, les mesures et l'application de l'excitation sont réalisées de façon discrète. La réponse fréquentielle est représentée par la matrice $\mathbf{H}(j\omega)$. Le composante $H_{ij}(j\omega)$ est la fonction de transfert de la mesure au point i résultant d'une excitation au nœud j .

Indifféremment la mesure est réalisée soit en excitant en un point et en mesurant aux autres points soit en mesurant en un point et en excitant aux autres points (réciprocité de la matrice $\mathbf{H}(j\omega)$: $H_{ij} = H_{ji}$). La matrice de transfert $\mathbf{H}(j\omega)$ est construite composante par composante.

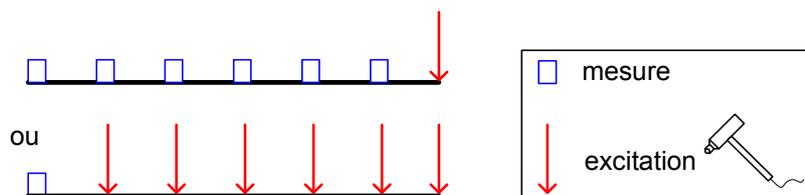


FIG. 4.3 – Principe de mesurage discret.

Représentations de la FRF

La fonction de transfert est couramment exprimée par un module $|H(j\omega)|$ et une phase $\varphi = \arg(H(j\omega))$ permettant ainsi une représentation graphique aisée par le diagramme de BODE. La FIG. 4.4 montre un exemple de tracé de diagramme de BODE (effectué dans [Ran07] pour comparer deux protocoles de mesure de FRF). De la même manière, l'expression de la partie réelle et imaginaire de $H(j\omega)$ permet la représentation par le diagramme de NYQUIST.

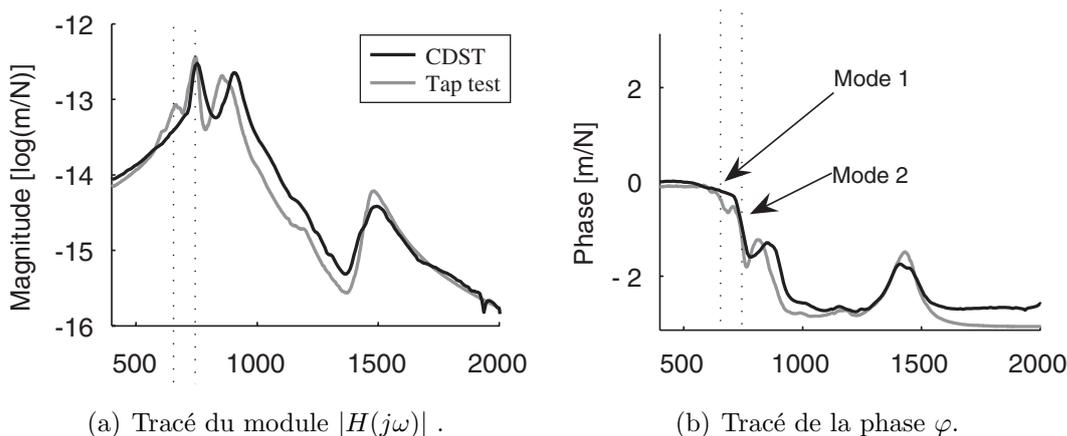


FIG. 4.4 – Représentation de la FRF : diagramme de BODE [Ran07].

Diagramme de Campbell

Il est souvent utile de représenter l'évolution de la FRF en fonction de différents paramètres. Le diagramme de CAMPBELL, tracé de la FRF en fonction de la vitesse de rotation N , est le plus utilisé. La représentation peut être 3D de $|H(j\omega)|$ (FIG. 4.5(a)) ou encore une projection de $|H(j\omega)|$ (FIG. 4.5(b)).

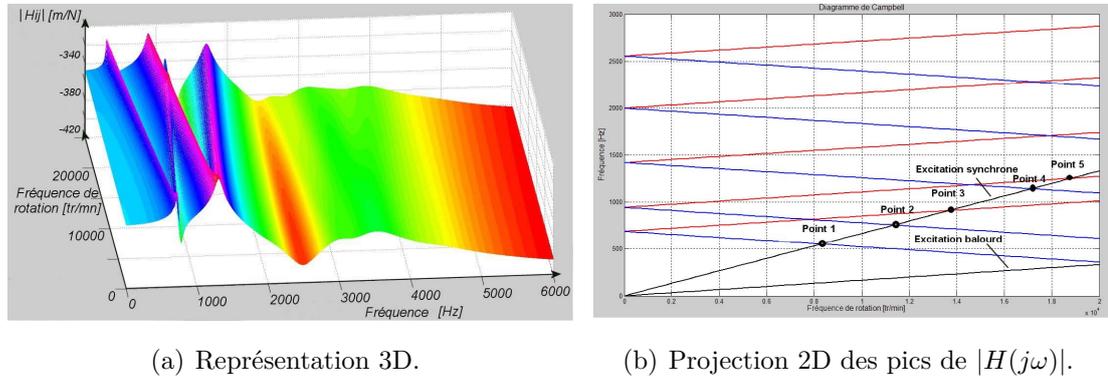


FIG. 4.5 – Exemple de diagrammes de CAMPBELL, [Gag06].

Une superposition des évolutions des pics de la FRF numérique (dédoublément des modes : un mode croissant et un mode décroissant) et des excitations de la coupe permettent de déterminer les fréquences de rotation critiques (points 1 à 5, FIG. 4.5(b)). GAGNOL a vérifié expérimentalement que ces fréquences de rotation correspondent à des pics de vibration radiales du bout d'outil.

L'évolution d'autres grandeurs peuvent être aussi représentées comme par exemple la variation des angles de contact ou encore l'évolution de la raideur radiale en bout d'outil [Abe06].

2.2 Tests statiques

Sonnage par marteau d'impact

Ce test s'effectue grâce à un marteau d'impact et à des accéléromètres placés sur la structure. Cette essai est réalisé en statique ou éventuellement pour des vitesses de rotation petites (bien que l'impact difficilement applicable et répétable).

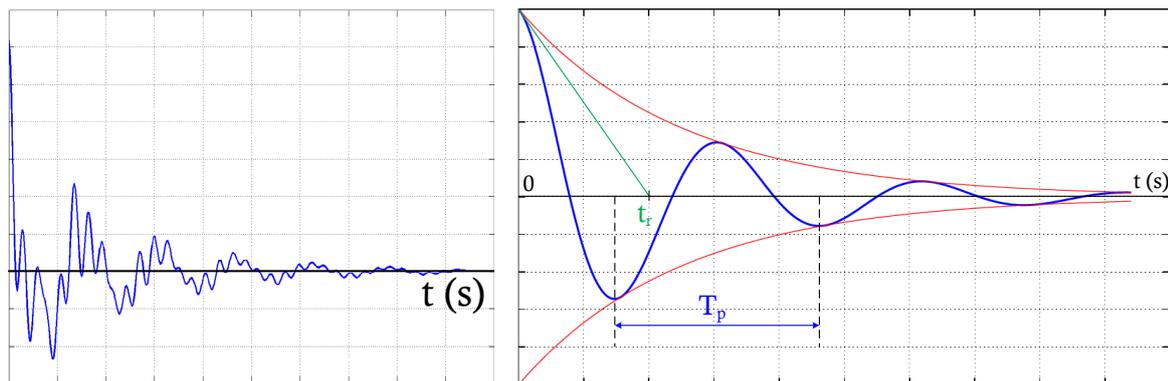


FIG. 4.6 – Essai au marteau de choc [Gag06].

Contenu fréquentiel

Le choc s'exprime par un dirac dans le domaine temporel et donne un bruit blanc dans le domaine fréquentielle. Le système est donc excité sur toutes les fréquences.

Les phénomènes transitoires, peuvent être étudiés dans le domaine temporel. La figure FIG. 4.7(a) est un exemple de réponse indicielle. Théoriquement, une analyse temporelle rend possible la détermination des différentes fréquences propres de la broche ainsi que l'amortissement à ces fréquences. En effet, le signal est une somme de sinusoides amorties (de forme $A \cos(\omega t) e^{-ct}$ cf. FIG. 4.7(b)). Sur chaque sinusoides amortie, la fréquence propre pourrait être identifiée grâce à la pseudo-période T_p et l'amortissement c grâce au temps de relaxation t_r .



(a) Signal de réponse en temporel.

(b) Identification à partir de la sinusoides amortie.

FIG. 4.7 – Principe de traitement des données d'un test d'impact.

Seulement, le traitement des données en temporel n'est pas aisé. Les logiciels utilisent un passage par la FFT, permettant une identification rapide (cf. partie 3).

Limites et intérêt

La FRF identifiée est restreinte au comportement de la broche à l'arrêt (éventuellement sous de petites vitesses de rotation). Cependant, cet essai est le plus simple à mettre en place. Il est rapide et ne nécessite pas beaucoup de matériel. C'est pourquoi, il est souvent réalisé dans l'industrie pour identifier sommairement le comportement de la broche pour choisir les conditions de coupe.

2.2.1 Autre excitation possible : utilisation d'un pot vibrant

Le pot vibrant est un appareil permettant d'exciter la structure par contact et ce, sur une ou plusieurs fréquences choisies. Comme le marteau d'impact, il ne peut être utilisé simplement qu'en statique. Une utilisation en dynamique est envisageable mais les éléments de guidage qui seraient ajoutés perturberaient le mesurage. Pour obtenir la FRF du système, il est possible de balayer tout le spectre de fréquence pour l'excitation. Cependant, l'obtention de cette FRF est moins rapide. C'est une des raisons pour laquelle le marteau de choc est privilégié.

2.3 Tests dynamiques

Les essais décrits en partie 2.2 ne permettent pas d'obtenir le comportement en rotation de la broche. D'autres tests sont envisagés.

2.3.1 Signature de broche par porte outil test

La signature de broche est effectuée sous rotation de la broche. Cette signature permet dans l'industrie de caractériser l'état de la broche.

L'excitation est uniquement due au **balourd de l'outil**, outil choisi volontairement non équilibré. Par contre, l'excitation ne peut pas être choisie et dissociée de la fréquence de rotation. En effet, la fréquence d'excitation est fixée et nécessairement limitée puisqu'elle correspond à la fréquence de rotation de la broche. Ces effets sont visibles quelque soit la direction radiale de mesure, avec une fréquence caractéristique $f_b = \frac{N}{60} = \Omega$.

Remarque

L'excitation du balourd reste observable hors du test bien que l'équilibrage du rotor soit effectué soigneusement. Il existe toujours un balourd résiduel. Pour les hautes vitesses, l'effet de balourd est visible puisque la force centrifuge est fonction quadratique de la vitesse de rotation N ($tr.min^{-1}$). Ce phénomène mécanique sera facilement identifiable sur la FRF mesurée.

2.3.2 Test en usinage

Il est dans l'absolu possible d'obtenir des FRF en effectuant des tests en usinage. La broche est équipée d'accéléromètres. L'excitation de l'outil est connu, soit par un modèle basé sur les conditions de coupe, soit par l'utilisation d'une table dynamométrique (ou capteur inductif sur le nez de la broche, cf. partie 1.1.5).

Dans [Lin03], LIN et al. usinent une fine plaque. L'excitation se rapproche de celle obtenue par marteau d'impact ("*High-speed impact test*").

Cependant, ce test présente plusieurs inconvénients : il est long à réaliser, l'obtention de la FRF est moins directe et il est plus coûteux (usure des outils, immobilisation de la machine, etc.). C'est pourquoi, un autre test est en cours de développement : utilisation d'un excitateur magnétique.

2.3.3 Excitateur magnétique

L'excitateur électromagnétique (FIG. 4.8) a l'avantage de pouvoir appliquer des sollicitations radiales sans la moindre production de copeau et ce, sous rotation de la broche. Par ailleurs, s'il est choisi d'identifier le comportement de la broche en l'excitant par usinage, la broche est excitée sur de nombreuses fréquences alors qu'il est quelquefois nécessaire de mesurer la réponse fréquentielle de la broche pour une seule fréquence.

L'excitateur magnétique pourra exciter la broche à une seule ou plusieurs fréquences données ce qui permettra le découplage des phénomènes.

Ce type de test est très récent [Abe06, Ran07]. Dans le cadre du projet UsinAE, une telle approche est envisagée. A plus long terme, l'objectif est de pouvoir caractériser en dynamique le comportement de la broche avant usinage afin de remplacer le sonnage actuellement utilisé.



FIG. 4.8 – Excitateur magnétique.

2.3.4 Identification des angles de contact réels

En plus de déboucher sur la FRF sous rotation de la broche, les trois tests présentés ci-dessus permettent de suivre l'évolution des angles de contact sous différents paramètres (température T , vitesse de rotation N , précharge [Cao04], etc.). En effet, le passage répété des billes sur les pistes constitue des excitations périodiques. Ces fréquences de passages sont observées lors des mesures.

Les différentes fréquences caractéristiques des roulements s'expriment en fonction la fréquence de rotation de l'arbre Ω ($rad.s^{-1}$) et du nombre de billes z (démonstration par la relations de WILLIS propre à l'étude des trains épicycloïdaux) :

- BPFO : Fréquence de passage des billes sur la bague extérieure.

$$BPFO = \frac{\Omega z}{4\pi} \left(1 - \frac{D}{d_m} \cos \alpha \right) \quad (4.2)$$

- BPFI : Fréquence de passage des billes sur la bague intérieure.

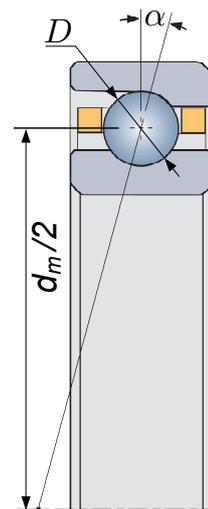
$$BPFI = \frac{\Omega z}{4\pi} \left(1 + \frac{D}{d_m} \cos \alpha \right) \quad (4.3)$$

- BSF : Fréquence de rotation des billes sur leur propre axe.

$$BSF = \frac{\Omega}{4\pi} \left(\frac{d_m}{D} - \frac{D}{d_m} \cos^2 \alpha \right) \quad (4.4)$$

- FTF : Fréquence de rotation de la cage.

$$FTF = \frac{\Omega}{4\pi} \left(1 - \frac{D}{d_m} \cos \alpha \right) \quad (4.5)$$



Ces formules sont classiques mais ne prennent pas en compte les angles de contact différents entre la bague intérieure et la bague extérieure. D'autres formules découlant de relations géométriques pourront être utiles. Le dédoublement des angles de contact

présentés en partie 2.1.2 pourrait être observé.

3 Identification sur la FRF

La méthode la plus simple pour identifier les fréquences propres est de transformer le signal dans le domaine fréquentiel et d'identifier directement les pics d'amplitude importante. Cette identification permet d'identifier les phénomènes mécaniques (balourd, fréquences de passage des billes par exemple) et les fréquences propres. Seulement, dans l'étude du comportement de la broche, l'identification doit être plus complète.

3.1 Identification modale

Après avoir construit la FRF du système, des outils numériques permettent d'identifier les modes propres (fréquences et amortissements). Ces méthodes consistent à trouver le modèle se rapprochant au mieux de la FRF expérimentale à la manière où l'on effectue une régression linéaire pour trouver les coefficients relatif à un phénomène réputé linéaire. Des **méthodes d'optimisation** ou des **méthodes directes** sont utilisées afin de trouver les paramètres les plus adéquats du modèle de FRF. Le modèle dépend des paramètres choisis par l'utilisateur (ordre, nombre de ddl, caractère linéaire, nature de l'amortissement, etc. [Gag06]).

Les méthodes utilisées dépendent du couplage entre les modes :

- **Approximation SDOF** (*Single Degree Of Freedom*). Lorsque les pics de la FRF sont nets, la structure est faiblement amortie et totalement découplée, l'identification se fait mode par mode. Cet algorithme, découpe le domaine fréquentiel en sous-domaines construits autour de chaque pic de la FRF sur lesquels il considère un modèle à un ddl.
- **Approximation MDOF** (*Multiple Degree Of Freedom*). Le modèle est étendu sur toute la fenêtre de fréquence et l'optimisation est globale. La difficulté de cet algorithme est de définir un critère d'acceptation des solutions. Le coût en calcul de cette méthode est plus important. Cette méthode est rendue possible grâce à l'augmentation des capacités de calcul des ordinateurs.

3.2 Réalisation pratique

Les méthodes d'identification sont nombreuses. Les deux présentés ci-dessus sont les plus simples et les plus répandus. Elles sont intégrées dans les codes de calcul. De plus, les logiciels dédiés tels que LMS permettent une identification plus aisée pour l'utilisateur grâce à l'interface graphique rendant l'identification plus concrète.

Identification et recalage dans LMS

Le logiciel LMS propose de nombreuses fonctionnalités concernant l'expérimental. Modules dédiés à l'analyse vibratoire :

- *LMS Test.Lab Vibration Control Testing*, module dédié aux mesures vibratoires ;
- *LMS Virtual.Lab Correlation*, outil d'assistance pour la corrélation/recalage entre essais et calculs.

Par ailleurs, LMS propose aussi des équipements d'acquisition dédiés à l'expérimentation vibratoire (FIG. 3.16(b)).

4 Recalage

Une fois le modèle numérique et expérimental obtenus, un processus de comparaison est utilisé pour corriger et enrichir le modèle numérique, c'est le recalage du modèle.

4.1 Exemple d'un processus de recalage

Le but de cette partie est d'exposer une méthode utilisée par V. GAGNOL, [Gag06], pour élaborer un modèle de comportement global de la broche UGV. Le recalage est le point clef de ce travail puisqu'il permet la correction du modèle numérique.

La démarche choisie dans cette thèse résulte des moyens expérimentaux qui étaient disponibles. Dans un premier temps, les modèles de comportement de chaque entité structurale de la broche sont recherchés (rotor, palier arrière, etc.). Ces modèles sont assemblés dans un second temps pour obtenir le comportement global. Dans chacune des étapes, un recalage du modèle est effectué entre les données expérimentales et les résultats obtenus par la simulation par Éléments Finis.

Première étape : modélisation de chaque entité

Pour chacune des parties élémentaires de la broche, la démarche suivante est adoptée :

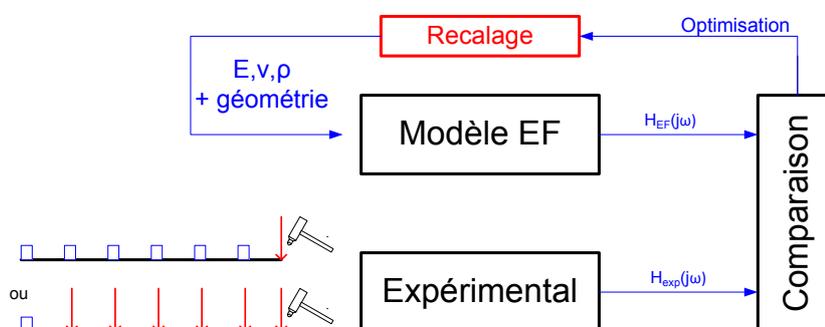


FIG. 4.9 – Démarche de recalage du modèle numérique.

L'expérimentation est réalisée avec un marteau de choc. Ce premier recalage peut être comparé à un processus d'homogénéisation. En effet, lors de la modélisation initiale par

éléments finis, la géométrie et les paramètres matériau ont été approximés et estimés. Le recalage permet ainsi d'obtenir un modèle numérique proche du réel pour chaque entité structurale de la broche. Pour cela, un recalage en comparant les fréquences des modes est réalisé.

Deuxième étape : assemblage

Maintenant qu'un modèle optimisé est disponible pour chaque entité, il est possible d'effectuer un modèle de la globalité de la broche. Une hypothèse de liaison parfaite entre les entités est utilisée. La démarche d'optimisation du modèle global est décrite FIG. 4.10.

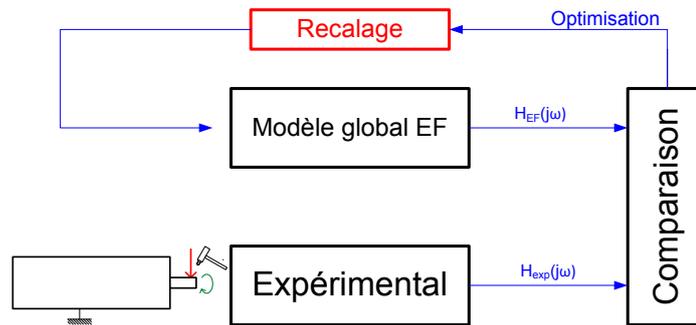


FIG. 4.10 – Démarche de recalage du modèle numérique global.

L'expérimentation est réalisée sur la broche complète montée en machine. Des tests sont réalisés en excitant le bout de l'outil avec le marteau de chocs (cf. FIG. 4.6).

Le recalage du modèle global permet de tenir compte de paramètres a priori inconnus dans le modèle numérique : amortissement (broche et roulements). Pour cela, un recalage en comparant les amortissements de chaque mode est réalisé.

Résultat :

Le modèle ainsi trouvé permet d'obtenir et de corriger les paramètres des matrices de l'équation différentielle ci-dessous :

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{q}} + (\mathbf{C} + 2\Omega\mathbf{G})\dot{\mathbf{q}} + (\mathbf{K} - \Omega^2\mathbf{N})\mathbf{q} = \mathbf{f}(t) \quad (4.6)$$

Avec :

- \mathbf{M} la matrice de masse ;
- \mathbf{C} la matrice d'amortissement ;
- \mathbf{K} la matrice de raideur ;
- \mathbf{G} la matrice prenant en compte les effets gyroscopiques ;
- \mathbf{N} la matrice relative à l'assouplissement de l'arbre en rotation ;
- $\mathbf{f}(t)$ le vecteur force ;

4.2 Étapes préliminaires au recalage

Le choix des paramètres du modèle numérique est important. Ces paramètres sont les variables qui seront déterminés à l'issue du processus de recalage. Ils ne doivent pas être trop nombreux car le recalage deviendrait impossible.

Pour bien choisir ces paramètres et le protocole expérimental, il est important d'effectuer des tests de sensibilité. Il faut vérifier que les paramètres du modèle sont identifiables. Par exemple, un choc radial en bout d'outil ne permettra pas forcément de détecter l'amortissement dans le roulement $n^{\circ}5$ s'il n'est pas excité par ce test. Le choix des tests est souvent intuitif mais doit être vérifié par une analyse de sensibilité des paramètres.

Ces tests de sensibilité reviennent à caractériser numériquement l'influence des paramètres k_i sur les modes m_i . La sensibilité des paramètres revient à construire la matrice de sensibilité. Exemple pour 3 paramètres et les 4 modes d'une FRF :

$$\begin{matrix} k_1 \\ k_2 \\ k_3 \end{matrix} \begin{bmatrix} 0,10 & 0,05 & 0,70 & 0,15 \\ 0,60 & 0,01 & 0,07 & 0,32 \\ 0,03 & 0,01 & 0,18 & 0,08 \end{bmatrix}$$

Dans l'exemple ci-dessus, k_3 sera difficile à identifier car il influe peu sur les 4 modes. Il faut alors faire le choix d'autres paramètres ou d'autres points de mesure ou d'excitation (i ou j différents pour travailler avec une autre fonction de transfert $H_{ij}(j\omega)$).

L'estimation initiale des paramètres à recalage est très importante puisque le comportement de la broche est non linéaire. Un recalage utilisant des paramètres initiaux trop éloignés du réel serait inefficace puisque les paramètres ne convergeraient pas vers les paramètres réels.

4.3 Critère de comparaison numérique/expérimental

Après avoir obtenu les modes propres du modèle numérique et du modèle expérimental (établi par identification), la matrice de MAC (*Modal Assurance Criterion*) est construite [Bal09]. Elle permet de rendre compte de la colinéarité des modes des deux modèles. Le nombre de MAC peut être aussi construit. Ce critère est présent dans les logiciels dédiés et illustré de manière graphique pour un meilleur rendu.

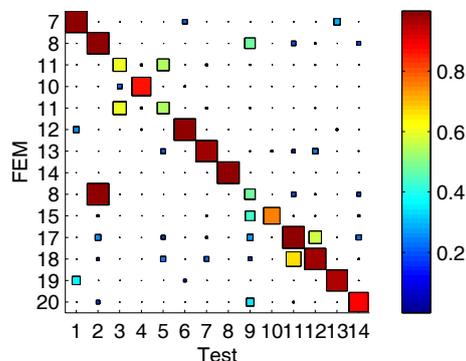


FIG. 4.11 – Matrice de MAC.

Pour une corrélation parfaite la $\mathbf{MAC} = \mathbf{I}_d$. En pratique, la corrélation des modes est correcte si la valeur du nombre de MAC est supérieure à 0,9.

1 Choix d'une étude progressive

Dans un premier temps, le système modélisé sera la partie avant de la broche, comprenant uniquement palier avant. Pourquoi ce choix ? N'ayant pas l'expérience nécessaire, modéliser la broche complète serait une étape trop importante pour être réalisée en un seul tenant. Aborder uniquement le palier avant sera une première étape plus simple, et permettra d'obtenir de premiers résultats. Dans un second temps, une fois la modélisation éprouvée sur le palier avant, elle sera étendue à la broche complète. Les essais seront possibles sur une broche bien que plus limités.

L'autre avantage majeur d'étudier ce sous-système est le suivant. L'intérêt de ces travaux est de mieux comprendre l'évolution du comportement des roulements à billes notamment en termes d'efforts locaux sur les éléments roulants. Ce système composé uniquement du palier avant rendra les observations plus simples puisque certains phénomènes mécaniques pourront être découplés (effet du serrure d'outil, échauffement, etc.).

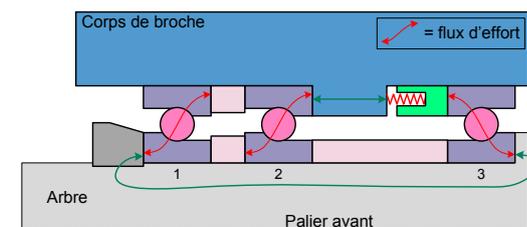


FIG. 5.1 – Schéma de la structure du palier avant.

2 Modélisation du palier avant

Modélisation des roulements

La modélisation des roulements est une étape importante de l'étude. Le processus décrit partie 2.2.1 sera suivi dans un premier temps de manière analytique puis numérique. La géométrie des roulements est connue grâce à des mesures réalisées à l'IUT de Nantes. Les précharges élastiques sont aussi connues.

Modélisation par élément finis du palier avant

Il serait possible d'élaborer un code de calcul (sous MATLAB ou en c++) incluant une modélisation très fine de la broche dans son ensemble. Néanmoins, ce long travail ne permettrait pas d'aborder la partie expérimentale dans le cadre du stage. Après réflexion avec l'équipe encadrante de ce stage, il a été choisi d'utiliser un logiciel dédié au calcul vibratoire Élément Finis : LMS.

Le modèle réalisé sera assez simple pour commencer. Les solides seront modélisés par des formes géométriques simples et des constitutions approximées (succession de cylindres homogènes). Les roulements seront modélisés par des ressorts à comportement non linéaires. L'insertion de ce modèle de roulement sera aisée dans le logiciel LMS puisqu'il est possible de définir des liaisons entre les pièces à partir de raideurs et amortissement, éventuellement dépendant de la vitesse de rotation de l'arbre

Le modèle sera affiné et corrigé peu à peu pour prendre en compte d'autres phénomènes mécaniques jusque-là négligés. Ces choix seront guidés par les résultats expérimentaux

3 Validation et recalage du modèle du palier avant

Un banc d'essai a été développé par l'IRCCyN en collaboration avec EUROPE TECHNOLOGIES et SYNERVIA. Ce banc, initialement conçu pour étudier l'aspect lubrification, est uniquement constitué de la partie avant de la broche.



FIG. 5.2 – Banc d'essai du palier avant de la broche FISCHER MFW2310.

Ce banc pourra être instrumenté. Ainsi, il sera possible d'effectuer à court terme des expérimentations sur ce banc et de comparer les résultats expérimentaux aux résultats du modèle numérique.

Le nombre de paramètres du modèles (ex : amortissement dans les roulements) est moins important pour ce sous-ensemble. Les phénomènes présents dans la broche complète sont absents puisque le banc est, par exemple, dépourvu du système de serrage

outil. L'identification par l'expérimental sera donc plus aisée que sur la broche complète. Par ailleurs, certains paramètres identifiés seront utilisés pour la broche complète supprimant ainsi des inconnues au modèle global.

4 Banc d'essai

En cas de besoin, un banc d'essai consacré au montage de roulement pourra être conçu et fabriqué. En effet, il est possible que le modèle de montage de roulements ait besoin d'une validation spécifique. Par ailleurs, un nouveau banc d'essai plus épuré permettrait de pouvoir placer des capteurs spécialement pour observer le comportement du montage comme par exemple en venant mesurer les efforts locaux sur les bandes de roulement par un orifice radial dans la bague extérieure.

5 Extension à la broche complète

Le modèle numérique, une fois validé sur le palier avant, sera étendu à la broche complète (FISCHER MFW2310). Des expérimentations auront lieu afin de valider, et au besoin, de recalibrer le modèle numérique global. A moyen terme, l'excitateur magnétique sera utilisé et permettra une validation du modèle de comportement dynamique de la broche.

L'objectif final est de pouvoir utiliser ce modèle global afin de caractériser le comportement de la broche à partir de diagrammes de CAMPBELL par exemple.

Conclusion

La premier chapitre précise la constitution des broches de machines UGV ainsi que les raisons qui ont poussées les concepteurs de broches à faire de tels choix de conception. Une grande partie de ces choix proviennent de l'utilisation du guidage par roulements à billes, éléments mécaniques apparaissant dès lors, au centre de la problématique pour la durée de vie.

Le chapitre consacré à la modélisation de la broche aborde la modélisation du comportement des montages de roulements. La modélisation de ce sous élément est complexe puisque son comportement est non-linéaire. Le comportement local des contacts est explicité. Les bases de la théorie des vibrations sont ensuite abordées en particulier au travers de la formulation de la modélisation de la broche par éléments finis.

Le troisième volet de ce rapport se réfère aux techniques liées à l'expérimental. Les technologies d'instrumentation y sont recensées. Elles permettront de faire des choix de protocole lors de validations expérimentales. Les différents tests expérimentaux envisagés sont exposés de manière comparative, chacun de ces tests permettant d'élaborer une FRF expérimentale de la broche. Les méthodes d'identifications et le principe de recalage clôturent ce chapitre.

Fort de la connaissance des techniques utilisées, les pistes de travail sont alors choisies. L'étape préliminaire sera d'élaborer un modèle analytique pour les roulements. Le palier avant de la broche sera ensuite modélisé sur un logiciel dédié. Le modèle de comportement du palier avant de la broche sera validé grâce au banc d'essai disponible à l'IUT de Nantes. Les résultats pourront être exploités pour enrichir et corriger le modèle numérique. Une fois le modèle numérique validé pour le sous ensemble avant de la broche, il sera étendu à l'ensemble de la broche. La validation expérimentale aura lieu dans les ateliers d'un constructeur aéronautique collaborant avec l'équipe de recherche.

Table des figures

1.1	Vue en coupe d'une électrobroche UGV.	8
2.1	Principe de guidage par palier magnétique (Source S2M)	10
2.2	Guidage radial par palier hydrodynamique	10
2.3	Vue éclatée d'un roulement de haute précision SNFA [Source SKF].	11
2.4	Dispositifs de lubrification par mélange air-huile [SNF97].	12
2.5	Passages étroits et défecteurs [SNF97].	13
2.6	Chambre de surpression [SNF97].	13
2.7	Serrage du porte outil par attachement de type HSK.	14
2.8	Exemple d'outils pour le fraisage en UGV.	15
2.9	Excitation par l'outil [Alt04].	16
2.10	Excitation de l'outil pour deux configurations différentes.	16
2.11	Tracé des lobes de stabilité [Alt04].	17
3.1	Durée de vie en fonction de la précharge [Mor01].	20
3.2	Variation de l'angle de contact α sous l'effort centrifuge.	20
3.3	Modification de la précharge causée par les dilatations thermiques.	21
3.4	Dispositif de maintien de précharge élastique [Source SKF].	22
3.5	Flux d'efforts dans les montages de roulements.	23
3.6	Démarche d'obtention d'un modèle de comportement du roulement.	23
3.7	Coefficients découlant du positionnement des solides.	24
3.8	Répartition des efforts locaux sur la BI(d'après [Pal67]).	25
3.9	Paramétrisation du roulement avec 5ddl [Cao07].	27
3.10	Modèle de roulement avec amortissement [Hag97]	27
3.11	Discrétisation de la broche effectuée par [Lin03].	29
3.12	Déformée pour différentes théorie des poutres.	30
3.13	Principe d'assemblage des matrices.	31
3.14	Influence de la machine outil sur le comportement vibratoire [Cao07].	33
3.15	Exemple de déformée pour le premier mode d'une broche [Ran07]	35
3.16	Exemple d'utilisation du logiciel LMS.	37
4.1	Surveillance en usinage.	42
4.2	Dénomination des fonctions de transfert [Bou03].	43
4.3	Principe de mesurage discret.	44
4.4	Représentation de la FRF : diagramme de BODE [Ran07].	44

4.5	Exemple de diagrammes de CAMPBELL, [Gag06].	45
4.6	Essai au marteau de choc [Gag06].	45
4.7	Principe de traitement des données d'un test d'impact.	46
4.8	Excitateur magnétique.	48
4.9	Démarche de recalage du modèle numérique.	50
4.10	Démarche de recalage du modèle numérique global.	51
4.11	Matrice de MAC.	52
5.1	Schéma de la structure du palier avant.	53
5.2	Banc d'essai du palier avant de la broche FISCHER MFW2310.	54

Bibliographie

- [Abe04] E. ABELE et U. FIEDLER (2004). *Creating stability lobe diagrams during milling*. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 53(1) :309 – 312. ISSN 0007-8506. doi :10.1016/S0007-8506(07)60704-5.
- [Abe06] E. ABELE, M. KREIS, et M. ROTH (2006). *Electromagnetic actuator for in process non-contact identification of spindle-tool frequency response functions*. Dans *Sixth International Conference on High Speed Machining*. Institute for Production Management, Technology and Machine Tools Darmstadt, University of Technology.
- [Alt04] Y. ALTINTAS et M. WECK (2004). *Chatter stability of metal cutting and grinding*. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 53(2) :619 – 642. ISSN 0007-8506. doi :10.1016/S0007-8506(07)60032-8.
- [Alt05] Y. ALTINTAS et Y. CAO (2005). *Virtual design and optimization of machine tool spindles*. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 54(1) :379 – 382. ISSN 0007-8506. doi :10.1016/S0007-8506(07)60127-9.
- [Aub06] M. AUBLIN, R. BONCOMPAIN, M. BOULATON, D. CARON, E. JEAY, B. LACAGE, et J. RÉA (2006). *Systèmes mécaniques - Théorie et Dimensionnement*. Science Sup.
- [Aug01] D. AUGEIX (2001). *Analyse vibratoire des machines tournantes*. Techniques de l'Ingénieur.
- [Bad10] B. BADRI, M. THOMAS, S. SASSI², et I. Z. V. SONGMÉNÉ¹ (2010). *Étude du comportement des roulements dans les rotors tournant à haute vitesse*. *Revue Internationale sur l'Ingénierie des Risques Industriels*, 3.
- [Bal09] E. BALMES (2009). *Methods for vibration design and validation*.
- [Bon06] M. BONNET et A. FRANGI (2006). *Analyse des solides déformables par la méthode des éléments finis*.
- [Bos99] B. BOSSMANN et J. F. TU (1999). *A thermal model for high speed motorized spindles*. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 39(9) :1345 – 1366. ISSN 0890-6955. doi :10.1016/S0890-6955(99)00005-X.
- [Bou03] R. BOUDET (2003). *Comportement vibratoire de systèmes mécaniques*. Techniques de l'Ingénieur.
- [Cao04] Y. CAO et Y. ALTINTAS (2004). *A general method for the modeling of spindle-bearing systems*. *Journal of Mechanical Design*, 126(6) :1089–1104. doi : 10.1115/1.1802311.

- [Cao07] Y. CAO et ALTINTAS (2007). *Modeling of spindle-bearing and machine tool systems for virtual simulation of milling operations*. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 47(9) :1342 – 1350. ISSN 0890-6955. 2nd CIRP International Conference on High Performance Cutting.
- [Cat00] C. CATZ (2000). *Analyseur de Fourier*. Techniques de l'Ingénieur.
- [Dup01] P.-E. DUPUIS (2001). *Essais de vibrations - Mesures et exploitation des résultats*. Techniques de l'Ingénieur.
- [Fan08] J. FANCHON (2008). *Guide des Sciences et Technologies Industrielles*.
- [Fou85] M. FOULON et A. REY (1985). *Sur les contact ponctuels*. *Revue française de mécanique*, n°4.
- [Gag06] V. GAGNOL (2006). *Modélisation du comportement dynamique des électrobroches UGV*. Thèse de doctorat, Université Blaise Pascal.
- [Gag07a] V. GAGNOL, B. BOUZGARROU, P. RAY, et C. BARRA (2007). *Model-based chatter stability prediction for high-speed spindles*. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 47(7-8) :1176 – 1186. ISSN 0890-6955.
- [Gag07b] V. GAGNOL, B. CHEDLI BOUZGARROU, P. RAY, et C. BARRA (2007). *Modèle dynamique d'électrobroche en rotation et prédiction de la stabilité de la coupe*. *Mécanique & Industries*, 8(5) :489–495. doi :10.1051/meca:2007072.
- [Gér96] M. GÉRARDIN et D. RIXEN (1996). *Théorie des Vibrations - Application à la dynamique des structures*. Masson, 2ième édition édition.
- [Hag97] G. D. HAGIU et M. D. GAFITANU (1997). *Dynamic characteristics of high speed angular contact ball bearings*. *Wear*, 211(1) :22 – 29. ISSN 0043-1648. doi :10.1016/S0043-1648(97)00076-8.
- [Har91] T. A. HARRIS (1991). *Rolling Bearing Analysis*. John Wiley and Sons Inc.
- [Her81] H. HERTZ (1881). *On the contact of elastic solids*. *J. reine angew. Math.*
- [Jia10] S. JIANG et S. ZHENG (2010). *A modeling approach for analysis and improvement of spindle-drawbar-bearing assembly dynamics*. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 50(1) :131 – 142. ISSN 0890-6955.
- [Jon60] A. B. JONES (1960). *A general theory for elastically constrained ball and radial roller bearings under arbitrary load and speed conditions*. *Journal of Basic Engineering*, pages 309–320.
- [Kno07] C. R. KNOSPE (2007). *Active magnetic bearings for machining applications*. *Control Engineering Practice*, 15(3) :307 – 313. ISSN 0967-0661. doi :DOI: 10.1016/j.conengprac.2005.12.002. Selected Papers Presented at the Third IFAC Symposium on Mechatronic Systems (2004), Third IFAC Symposium on Mechatronic Systems.

- [Lin03] C.-W. LIN, J. F. TU, et J. KAMMAN (2003). *An integrated thermo-mechanical-dynamic model to characterize motorized machine tool spindles during very high speed rotation*. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 43(10) :1035 – 1050. ISSN 0890-6955. doi :10.1016/S0890-6955(03)00091-9.
- [Mor01] M. MORET (2001). *Roulements et butées à billes et à rouleaux*. Les techniques de l'ingénieur.
- [Mul89] J. M. MUL, J. M. VREE, et D. A. MAAS (1989). *Equilibrium and associated load distribution in ball and roller bearings loaded in five degrees of freedom while neglecting friction—part i : General theory and application to ball bearings*. *Journal of Tribology*, 111(1) :142–148. doi :10.1115/1.3261864.
- [Nel80] H. D. NELSON (1980). *A finite rotating shaft element using timoshenko beam theory*. *Journal of Mechanical Design*, 102(4) :793–803. doi :10.1115/1.3254824.
- [Pal67] A. PALMGREN (1967). *Les roulements - Description théorie et applications*.
- [Pei03] G. PEIGNÉ (2003). *Etude et simulation des effets dynamiques de la coupe sur la stabilité de la coupe et la qualité géométrique de la surface usinée : application au fraisage de profil*. Thèse de doctorat.
- [Ran07] M. RANTATALO, J.-O. AIDANPÄÄ, B. GÖRANSSON, et P. NORMAN (2007). *Milling machine spindle analysis using fem and non-contact spindle excitation and response measurement*. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 47(7-8) :1034 – 1045. ISSN 0890-6955. doi :DOI:10.1016/j.ijmachtools.2006.10.004.
- [Rit07] M. RITOU, S. LAPORTE, G. PEIGNÉ, B. FURET, S. GARNIER, et J.-Y. HASCOËT (2007). *Instrumentation de la broche par des capteurs inductifs : application à la mesure d'effort et à l'étude du comportement des broches ugv*. 10ème Colloque National AIP PRIMECA.
- [Rit08] M. RITOU, S. GARNIER, B. HAVETTE, et B. FURET (2008). *Le pilotage intelligent du process d'usinage : L'approche s.m.m.s. (smart machining method & system)*. Dans *Assises MUGV*.
- [Sal31] C. SALOMON (1931). *Verfahren zur bearbeitung von metallen oder bei bearbeitung durch schneidende werkzeuge von sich ähnlich verhaltenden werkstoffen*. *Deutsches Patent*, (Nr. 523594).
- [Sch07] O. SCHELLBERG et M. VOLL. (2007). *Designing temperature robust main spindle systems*. Dans *High Speed Machining - Sixth international Conference*.
- [Sch09] V. SCHULZE, R. PABST, et J. MICHNA (2009). *Modeling of the heat input for the face-milling of en-gjl-250*. Dans *12th CIRP Conference on Modelling of Machining Operations*.

- [Ser07] R. SERRATO, M. MARU, et L. PADOVESE (2007). *Effect of lubricant viscosity grade on mechanical vibration of roller bearings*. *Tribology International*, 40(8) :1270 – 1275. ISSN 0301-679X. doi :10.1016/j.triboint.2007.01.025.
- [Shi92] Y. SHIN (1992). *Bearing nonlinearity and stability analysis in high speed machining*. *Journal of engineering for industry*, 114 :23–30.
- [Sin09] G. SINGH et S. A. S. A. KAZAZ (2009). *Isolation and identification of dry bearing faults in induction machine using wavelet transform*. *Tribology International*, 42(6) :849 – 861. ISSN 0301-679X. doi :DOI:10.1016/j.triboint.2008.11.008.
- [SKF92] SKF (1992). *Catalogue Général*.
- [Smi99] S. SMITH, T. JACOBS, et J. HALLEY (1999). *The effect of drawbar force on metal removal rate in milling*. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*, 48(1) :293 – 296. ISSN 0007-8506. doi :10.1016/S0007-8506(07)63187-4.
- [SNF97] SNFA (1997). *Catalogue Général*.
- [Tat08] K. TATAR et P. GREN (2008). *Measurement of milling tool vibrations during cutting using laser vibrometry*. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 48(3-4) :380 – 387. ISSN 0890-6955. doi :10.1016/j.ijmactools.2007.09.009.
- [War83] F. P. WARDLE, S. J. LACEY, et S. Y. POON (1983). *Dynamic and static characteristics of a wide speed range machine tool spindle*. *Precision Engineering*, 5(4) :175 – 183. ISSN 0141-6359. doi :DOI:10.1016/0141-6359(83)90097-1.
- [Wu05] C.-H. WU et Y.-T. KUNG (2005). *A parametric study on oil/air lubrication of a high-speed spindle*. *Precision Engineering*, 29(2) :162 – 167. ISSN 0141-6359. doi :10.1016/j.precisioneng.2004.06.005.
- [Zag09] I. ZAGHBANI et V. SONGMENE (2009). *Estimation of machine-tool dynamic parameters during machining operation through operational modal analysis*. *International Journal of Machine Tools and Manufacture*, 49(12-13) :947 – 957. ISSN 0890-6955. doi :DOI:10.1016/j.ijmactools.2009.06.010.