

## ÉTUDE EXPÉRIMENTALE DU COMPORTEMENT VIBRATOIRE D'UNE PIÈCE MINCE EN USINAGE.

### Toufic WEHBE

Laboratoire Génie de Production École Nationale d'Ingénieurs de Tarbes, 47 avenue d'Azereix BP 1629,  
65016 Tarbes Cedex, [toufic.wehbe@enit.fr](mailto:toufic.wehbe@enit.fr)

### Gilles DESSEIN

Laboratoire Génie de Production École Nationale d'Ingénieurs de Tarbes, 47 avenue d'Azereix BP 1629,  
65016 Tarbes Cedex, [gilles.dessein@enit.fr](mailto:gilles.dessein@enit.fr)

### Lionel ARNAUD

Laboratoire Génie de Production École Nationale d'Ingénieurs de Tarbes, 47 avenue d'Azereix BP 1629,  
65016 Tarbes Cedex, [lionel.arnaud@enit.fr](mailto:lionel.arnaud@enit.fr)

### Résumé :

*La fabrication de pièces minces engendre souvent des vibrations d'usinage, nuisibles aux états de surface et aux outillages. Le tracé des lobes de stabilité basés sur les modes propres, est souvent utilisé avec succès pour les vibrations d'outil. En usinage de pièces minces, on constate parfois une moindre adéquation des modèles, car le comportement de la pièce est perturbé par le contact avec l'outil. La base modale considérée classiquement pour le tracé des lobes sans considérer le contact outil-pièce, n'est peut-être pas assez adaptée. L'article présente la phase expérimentale d'un travail visant à analyser les modes de vibration d'une paroi mince pendant l'usinage. Des mesures de champs montrent ses déformations et un calcul par éléments finis montre l'impact que la présence de l'outil pourrait avoir sur les modes propres de la pièce. Ce travail vise, à enrichir la modélisation par une meilleure connaissance du contact outil-pièce.*

**Mots clés : Vibrations d'usinage, parois minces, modes propres, mesures de champs.**

### Abstract:

*The machining of thin walls generally generates milling chatter, that damage surface roughness and manufacturing tools. Stability lobes, which include natural frequencies, are successful in case of tool chatter. When milling thin webs, we can remark that models are less adequate, because the interaction with the tool disrupts the behaviour of the work piece. The modal approach generally used for stability charts without considering the contact between the tool and the work piece may be not adequate enough. This paper presents the experimental phase of a work aiming at analyse vibration modes of a thin web during machining. Field measurements highlight the workpiece displacements. A finite element calculation shows the influence the tool could have on natural frequencies of the thin web. This work eventually aims at improve the hardness of models with a better knowledge of the contact between the tool and the work piece.*

**Key words: Milling chatter, thin plate, natural modes, field measurements.**

## 1 Introduction

En fabrication mécanique, un système usinant est sujet à des phénomènes vibratoires, issus de l'interaction dynamique entre l'outil et la pièce. Les conséquences des vibrations sont toujours la dégradation de l'état de surface généré, souvent l'écaillage de l'arête coupante, et parfois l'usure de la broche. Les efforts dédiés à l'étude de ce phénomène complexe depuis plus d'un demi-siècle, montrent que sa maîtrise constitue un enjeu autant industriel que scientifique.

La source des vibrations d'usinage a été identifiée en tournage par Tobias [1] et a conduit à la théorie dite des lobes de stabilités. Par la suite, cette théorie a été étendue au fraisage [2] [3]. L'efficacité de cette méthode n'est plus à prouver pour les vibrations d'outil et les pièces autres que les parois minces.

La transposition des lobes de stabilité aux vibrations de pièce minces se confronte à une configuration assez complexe. Une paroi mince en vibration possède plusieurs modes de vibration, avec des nœuds et des ventres que l'outil est susceptible de rencontrer. Par exemple [4] a souligné la réponse dynamique différente de la pièce selon la localisation de l'outil. De même, [5] montre que le contact de l'outil ainsi que la perte progressive de matière, entraînent une variation plus ou moins conséquente de ses caractéristiques dynamiques. Une représentation tridimensionnelle dite des lobes de stabilité 3D incluant nœuds et ventres, permet ainsi de visualiser l'importance de la position de l'outil sur la pièce.

Une spécificité du fraisage de parois minces tient dans la variation rapide de l'état de surface, signe de changements de comportement pendant l'opération. Ainsi [6] simule, par intégration temporelle, les vibrations d'usinage en faisant évoluer le contact outil-pièce le long de l'opération. L'effet du talonnage, la sortie de la coupe, ainsi que la coexistence de modes sont pris en compte, et permet d'aboutir à une bonne corrélation avec les essais. Bien que divers travaux intègrent les changements de caractéristiques de la pièce, les lobes obtenus font encore l'objet d'un écart significatif. Toutes les simulations se basent sur les modes propres de la pièce, sans le contact avec l'outil. La perturbation qu'apporte le contact outil-pièce, qui peut être vu comme une force et/ou un contact, reste mal connue. Elle nécessite une connaissance plus fine du comportement réel de la pièce pendant son usinage.

Des travaux expérimentaux ont été consacrés à la compréhension de l'usinage par l'étude des états de surfaces, citons [7]. Il faut souligner que la difficulté provient du fait que lorsqu'une marque de vibration est laissée par une dent, la dent suivante peut effacer cette information, de façon difficile à prédire. L'état de surface n'est donc qu'une trace partielle du comportement vibratoire de la pièce, et ne permet pas de reconstituer l'historique complet de l'opération. Pour cela, nous avons été amenés à chercher à observer les champs de déformation de la pièce pendant l'opération.

L'acoustique quant à elle donne aussi une information sur les vibrations d'usinage [8] [9], mais très partielle. Des mesures accélérométriques sont couramment utilisées [10] mais changent significativement les propriétés dynamiques de la structure selon la proportion de masse ajoutée. De plus, le déplacement obtenu par intégration ne donne pas la déflexion quasi-statique du mouvement, liée à l'effort de coupe moyen. Ce sont plus les fréquences de vibration par transformée de Fourier qui sont utilisées. La principale application de ce moyen en usinage est la surveillance de process en temps réel, en fixant des seuils sur les fréquences [11] plus facilement que sur les accélérations mesurées. Pour la maîtrise même des vibrations d'usinage, les mesures accélérométriques sur les pièces servent surtout à l'analyse modale sans l'outil, pour le tracé des lobes de stabilité.

La vélocimétrie laser, mesure ponctuelle, relève la vitesse de déplacement sans impact sur l'opération. Son emploi est principalement restreint par la lubrification ou l'abondance trop

grande les copeaux qui coupent sans arrêt le faisceau. Citons [6] spécifiquement sur les mesures laser et [7] concernant plutôt des capteurs.

Si l'efficacité des mesures ponctuelles avec ou sans contact n'est plus à démontrer pour mesurer des fréquences, elles sont limitées lorsqu'il s'agit de relever un comportement spatial. En alternative, la mesure de champs permet de connaître le comportement d'une structure en tout point. Déjà utilisée pour l'identification de propriétés modales d'une paroi mince [12], elle n'a visiblement jamais été utilisée pour les vibrations d'usinage.

Afin de connaître les modes réels d'une pièce mince en usinage, un protocole de mesure spatio-temporelle a été mis en place. Il est décrit dans la deuxième partie. La troisième partie détaille la procédure d'essai, l'analyse suivant en quatrième partie.

## 2 Dispositif expérimental

Le dispositif de mesure illustré en figure 1 a été utilisé pendant des usinages. Sur la face gauche de la pièce (sur l'illustration), quatre accéléromètres sont fixés, en dessous de l'outil. Leur disposition sera justifiée en § 3.2.

Sur la face droite, un vélocimètre laser mesure ponctuellement la vitesse. Il est pointé au coin de la pièce, qui est un ventre pour tous les modes. Son signal est filtré aux basses fréquences, puis intégré pour obtenir la composante vibratoire du déplacement.

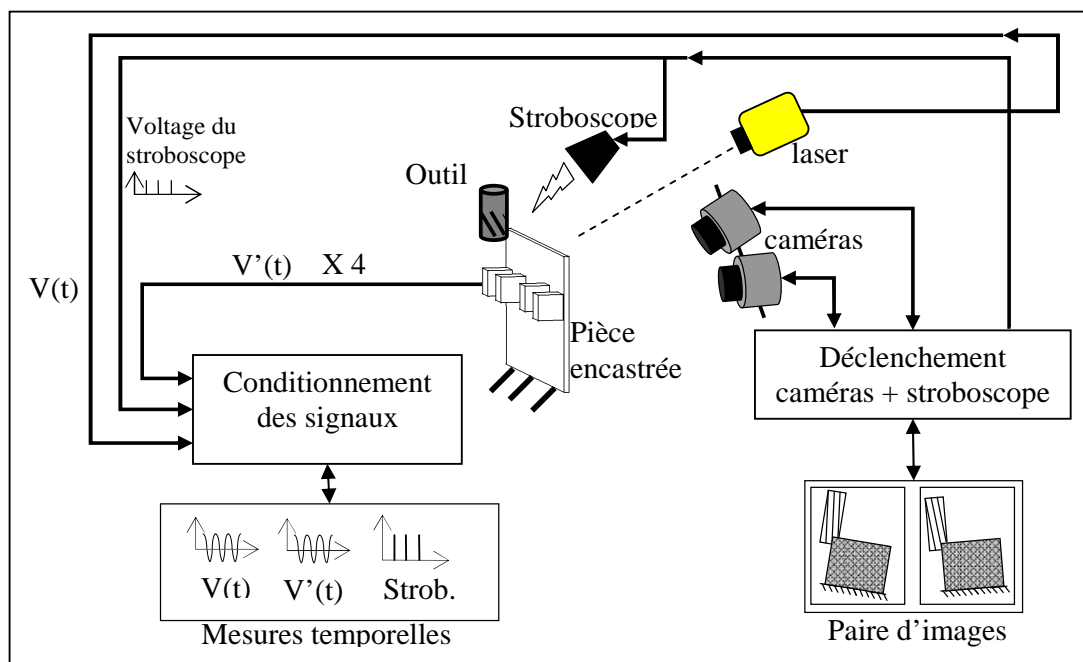


Fig. 1 : Schéma global du dispositif de mesure.

Un mouchetis de gris est déposé sur la face droite de la pièce pour mesurer ses champs de déplacements par stéréocorrélation d'image. Cette technique utilise deux images en noir et blanc, prises par deux caméras dont l'orientation dans l'espace est connue. La précision de la technique dépend de l'angle et distance entre caméras, du mouchetis, de la luminosité en jeu et d'une phase initiale de calibrage des caméras. Elle se dégrade avec une trop grande distance de mesure, un angle d'écartement des caméras trop faible, un mouchetis et un éclairage non homogènes. Le choix des paramètres de l'algorithme de corrélation affecte également la précision des résultats. Les applications habituelles de la stéréocorrélation d'image permettent de choisir souvent des conditions favorables. Quant à l'usinage il a nécessité un travail d'optimisation spécifique. En pratique, les deux caméras sont déclenchées simultanément en

rafale à 5.7 Hertz, fréquence maximale du matériel, à une distance de mesure de 1 m imposée par l'accessibilité du centre d'usinage. Afin de minimiser le bruit, la mesure et l'usinage sont lancés dans l'obscurité. Le stroboscope asservi par les caméras fige la pièce déformée. Pendant la mesure tous les signaux sont collectés dans le même repère temporel. L'instant précis de départ de l'usinage est directement détecté sur les accélérations ou la vitesse. À partir signal du stroboscope, l'instant de chaque mesure de champs est connu. La vitesse d'avance appliquée permet alors de recalculer précisément la position d'outil correspondante. Les photos montrent en outre la position de l'outil à chaque cliché.

### 3 Protocole d'essai d'usinage

#### 3.1 Validation de la capacité du dispositif de mesure

Une fois le dispositif configuré pour l'usinage, sa capacité a été évaluée. À l'arrêt, au-delà de 0.02 mm de déplacement hors plan imposé, la mesure de champs garantit une erreur inférieure à 5 %. En vibration, sa capacité a été validée, en relevant les déformées modales par les quatre accéléromètres et par la mesure de champs [13]. Associée aux mesures laser et accélérométriques, la mesure de champs est très intéressante, car en plus de montrer le comportement spatial, elle donne la somme des déformées statiques et dynamiques.

#### 3.2 Prise en compte de l'instrumentation de la pièce

La pièce est une plaque rectangulaire en alliage d'aluminium (2017 A). Sa longueur est de 110 mm, sa hauteur 50 mm et son épaisseur 2 mm.

La position des accéléromètres a été optimisée par calcul éléments finis pour détecter au mieux les trois premiers modes. Verticalement, ils sont placés à mi-hauteur de la pièce pour éviter d'interférer avec l'outil pendant l'usinage. La masse de la plaque seule est de 30.7 g, et après instrumentation la masse totale est de 58.3g. Cette modification est prise en compte pour le tracé des lobes de stabilité (c.f. tableau 1).

	Mode 1	Mode 2	Mode 3
Fréquence $f_n$ (hertz)	520	688	1160
Taux d'amortissement $\xi_n$ (%)	1.65	3.6	3.92
Raideur modale $K_n$ (N/mm)	132	134	611

Tab.1 : Modes propres de la pièce instrumentée.

#### 3.3 Choix des conditions d'usinage

L'opération est un fraisage radial en avalant. L'outil est une fraise monobloc cylindrique à 4 dents de rayon 6 mm. L'angle d'hélice est de 45°. L'avance à la dent  $f$  est de 0.05 mm/dent/tour, et l'engagement radial  $A_e$  de 0.2 mm. Les coefficients spécifiques de coupe tangentiel  $K_t$  et radial  $K_r$  tirés de la littérature [6] sont respectivement 400 et 40 N/mm<sup>2</sup>. La vitesse de rotation vaut 24 000 tours/min, ce qui correspond à une vitesse de coupe de 900 m/min. La profondeur axiale  $A_p$  est de 4 mm. On remarque que sur les lobes de stabilité calculés selon [1], l'essai se situe a priori en zone instable dans les lobes des modes 2 et 3. La limite basse des lobes de stabilité a été auparavant vérifiée par des essais préliminaires. Cet usinage dure 1.39 sec, et fournit 9 mesures de champs instantanés (mesure en rafale à 5.7 Hz). Afin d'obtenir statistiquement des images dans plusieurs configurations (deux sens de déplacement, passage à zéro,...), l'essai a été répété 13 fois avec un décalage différent entre le départ de l'usinage et de la rafale de mesure.

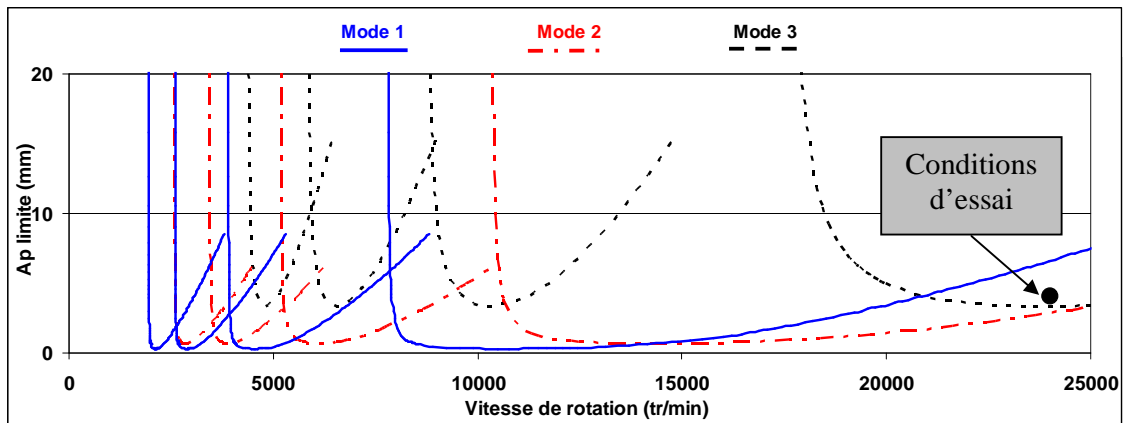


Fig. 2 : Lobes de stabilité selon [2].

Avant chaque essai, les éventuels défauts de rectitude de la pièce sont palpés et la trajectoire relative outil-pièce corrigée, pour garantir l'engagement radial constant. Cette translation de la pièce est compensée par la suite dans l'analyse des mesures de champs de déplacements. De plus, les pièces sont systématiquement sonnées avant l'usinage pour déterminer leurs fréquences propres exactes. Cette manipulation a révélé sur plusieurs jours d'essais des écarts allant jusqu'à 7 % sur les fréquences propres, et 57 % sur les taux d'amortissements. Ces variations significatives des propriétés dynamiques proviennent de la forte sensibilité aux conditions d'encastrement, à la position des accéléromètres, à la disposition des câbles de mesure et à la température.

En pratique il convient de noter l'impossibilité d'avoir deux usinages rigoureusement identiques à l'échelle du coup de dent. Les plaques diffèrent légèrement et la condition d'engagement du 1er coup de dent est impossible à reproduire exactement (position précise de la plaque, position angulaire de l'outil,...).

## 4 Résultats et analyses

### 4.1 Analyse globale des états de surface générés

L'état de surface non homogène selon la position de l'outil témoigne clairement du comportement variable de la pièce pendant l'opération. Malgré les écarts inévitables entre chaque essai (figure 3), la majorité montre un état de surface fortement marqué par des stries au départ, une diminution vers le centre et une nouvelle dégradation en sortie.

Les états de surface obtenus ici sont regroupés en trois types (figure 4). Ils correspondent à des zones similaires sur plusieurs pièces. Afin de valider cette procédure, les amplitudes, les fréquences des déplacements temporels ainsi que les déformées ont été comparés sur différentes pièces pour les trois types. Cette corrélation a permis de valider ces 3 types.

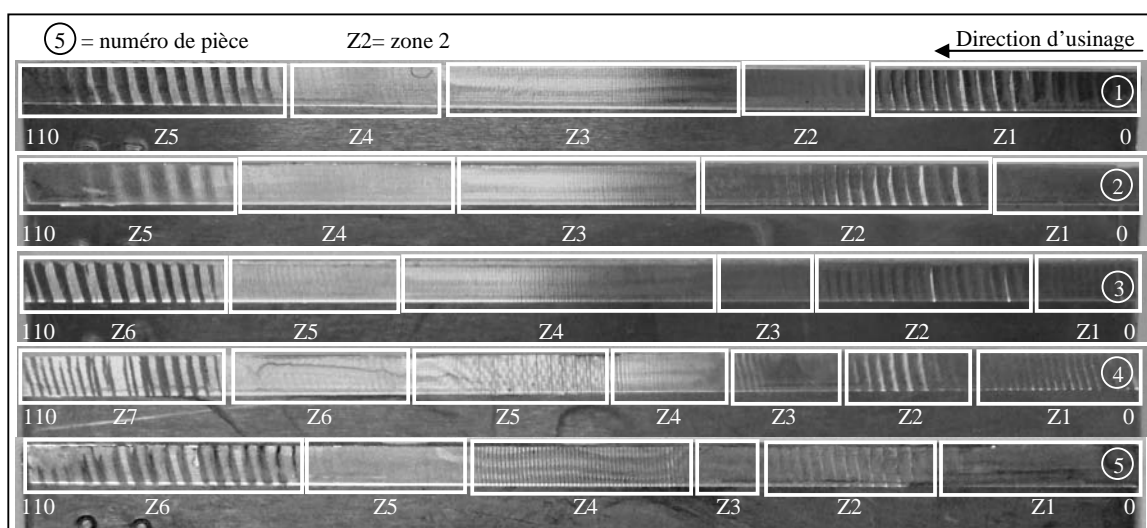


Fig. 3 : Exemples de pièces générées aux mêmes conditions d'usinage.

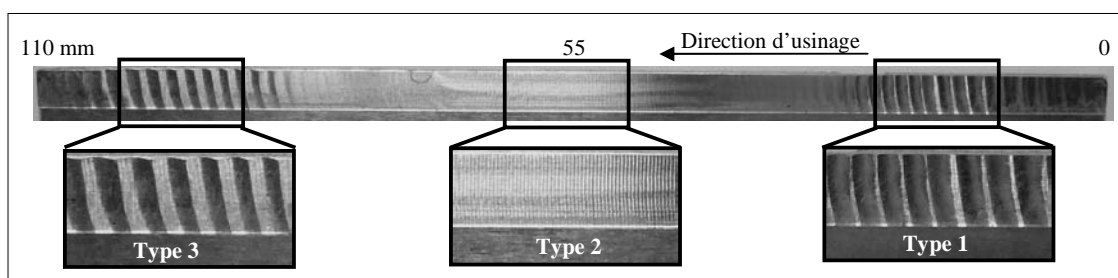


Fig. 4 : Types d'états de surfaces.

#### 4.2 Analyse des trois types d'usinages.

Pour le type 1 où des stries très marquées dégradent la pièce, les transformées de Fourier des déplacements montrent quatre fréquences prépondérantes (figure 5). Les fréquences de 573 Hz et 1600 Hz ont une amplitude relativement faible et leur impact n'est pas visible sur la pièce. En revanche, deux autres fréquences proches dominant : 741 Hz n'est pas très éloigné du mode 2 et 800 Hz correspond exactement à la demi-fréquence de dent. La proximité de ces deux fréquences induit un phénomène de battement, visible sur les signaux et sur la pièce. La fréquence du battement  $(800-741) = 59$  Hz correspond l'espacement des stries sur la pièce. La fréquence de broutement associée à celle du mode 2 qui est de 688 Hz serait, d'après les modèles de broutement classique aux alentours de 850 Hz, et entre 700 Hz et 800 Hz pour les modèles de type Flip Lobe (calculs non développés ici).

Sur la figure 5, le déplacement de la zone de coupe H50 se lit en relatif par rapport H0 qui représente la translation de l'étau pour corriger les défauts de rectitude. Lorsque l'outil usine à 20.4 mm du bord de la pièce, l'étude de plusieurs clichés montre que la déformée comporte un point presque fixe à 88 mm du bord et tourne en quelque sorte autour de ce point. Dans cette configuration illustrée figure 5, la pièce est repoussée de façon permanente au niveau de l'outil, avec un déplacement de la zone de coupe approchant 125  $\mu$ m. L'allure de déformée correspond globalement au deuxième mode propre. En revanche, le fait que le point fixe ne soit pas au centre comme pour un mode 2 (torsion de la plaque), implique aussi le mode 1 (flexion d'ensemble de la plaque).

L'illustration associée à la position outil 25.1 mm, montre dans une moindre mesure (échelle agrandie) que des déformées plus complexes peuvent aussi intervenir. Ici par exemple un ventre supplémentaire apparaît clairement au niveau de l'outil.

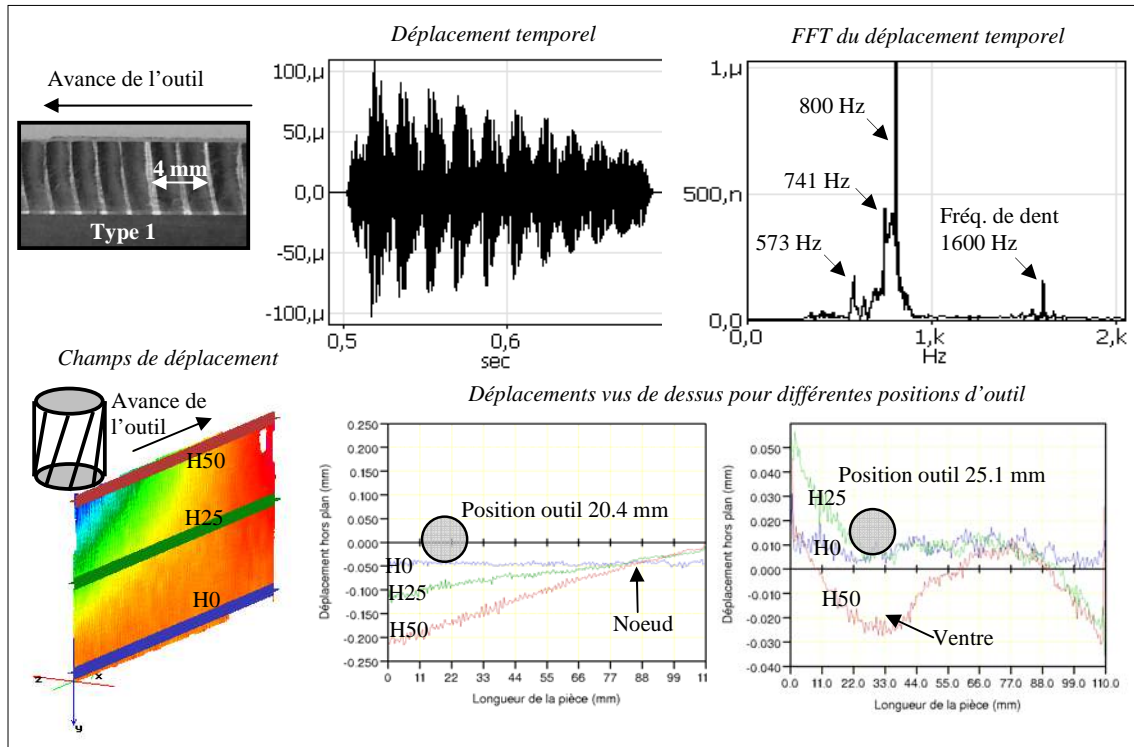


Fig. 5 : Mesures pour le premier type d'usinage.

Pour les zones de type 2, figure 6, l'état de surface est beaucoup moins dégradé. Les fréquences prépondérantes sont cette fois-ci respectivement 3200 Hz (2ème harmonique du coup de dent), 1600Hz (coup de dent), 1200 Hz (proche du mode 3), 800Hz (demi-coup de dent) . L'amplitude des vibrations va de  $-20 \mu\text{m}$  à  $20 \mu\text{m}$ .

Les deux déformées (à 54.9 mm et 56 mm) sont plus difficile à analyser du fait d'un bruit plus important dû aux faibles déplacements en jeu. La pièce est en moyenne repoussée de  $30 \mu\text{m}$  du fait de l'effort de coupe. Un calcul par éléments finis basé sur un déplacement de  $33 \mu\text{m}$  (moyenné sur 13 usinages) conduit à un effort de 4 Newtons. Cet effort est corrélé par un calcul grossier d'effort de coupe, à partir des sections copeaux imposées par les conditions d'usinage. Ce calcul, réitéré pour les types 1 et 3, a confirmé ce même effort de 4 N pour un déplacement moyen de  $39 \mu\text{m}$ . Ainsi à partir de la mesure on observe la présence simultanée de la déflexion statique et des vibrations.

Le type 3 est à rapprocher du type 1, par symétrie. Pour le troisième type, figure 7, la pièce vibre aux fréquences de 800 Hz et 758 Hz qui sont relativement proches du premier cas. En revanche les stries du type 3 sont plus profondes que celles du type 1.

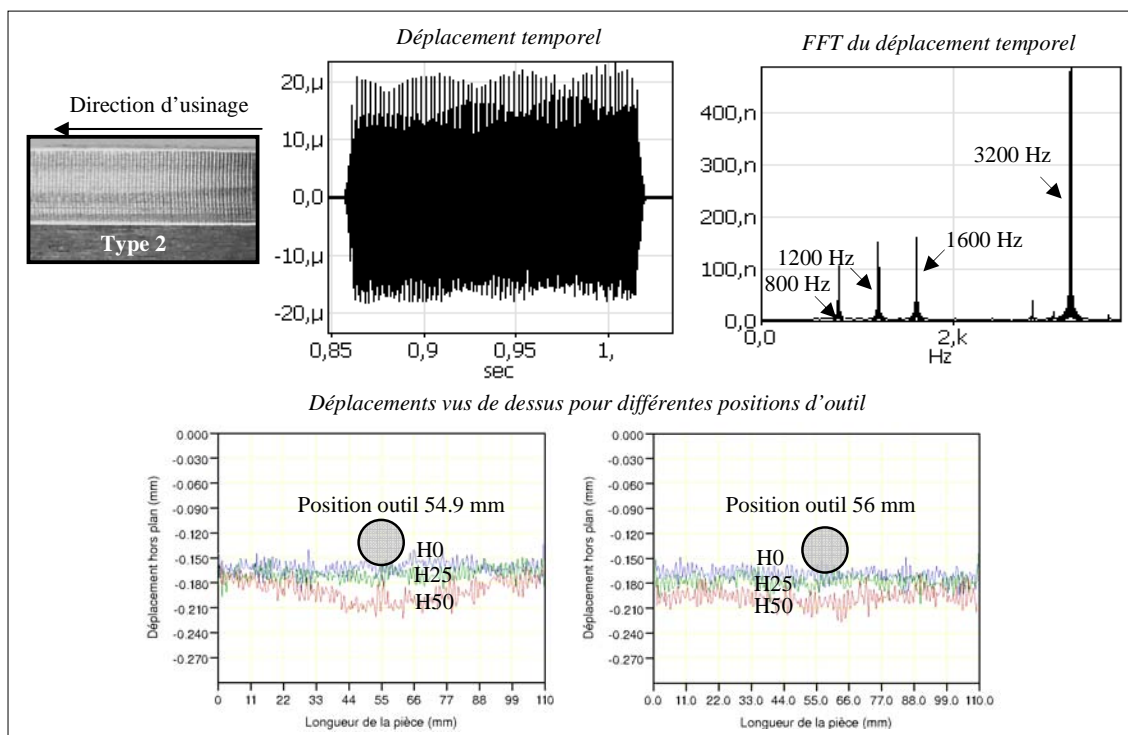


Fig. 6: Mesures pour le deuxième type d'usinage.

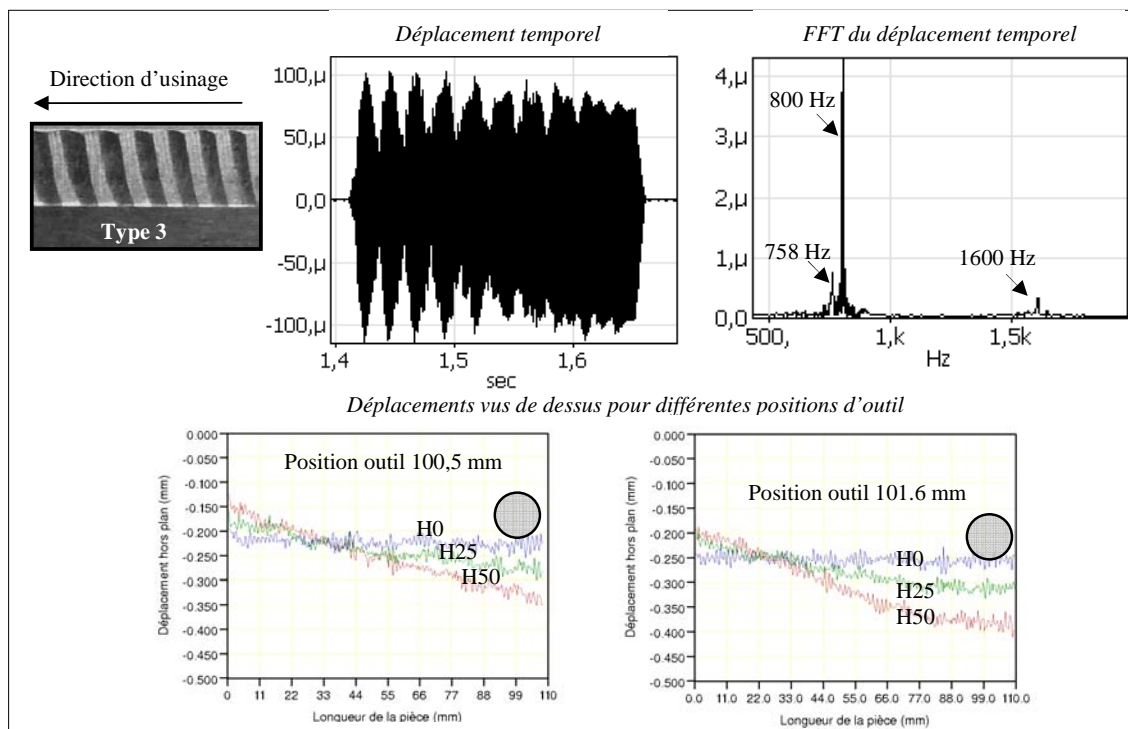


Fig. 7 : Mesures pour le troisième type d'usinage.

### 4.3 Synthèse de l'analyse.

Les comportements de type 1 et 3 sont similaires. Dans les deux cas l'outil se situe sur une zone vibrant fortement, et l'on observe un point fixe dans une zone éloignée de la zone de



coupe. L'interprétation souvent évoquée visant à voir l'outil comme un appui pour la pièce semble ici mise en défaut. Ce résultat est à confirmer avec d'autres paramètres d'essais. D'autre part, les régimes de type vibration forcée (800Hz, 1600Hz, 3200Hz), auxquels il faut ajouter la déformée statique, nécessiteront des investigations plus poussées pour déterminer les contributions respectives. En l'état actuel il est difficile de détecter des incohérences flagrantes entre les déformées des modes libres et les déformées pendant l'usinage. Quant aux incohérences sur les fréquences, il a paru utile de regarder l'effet qu'aurait un contact tendant à perturber les modes de vibration.

#### 4.4 Modélisation d'un contact outil-pièce simplifié.

L'outil a une raideur nettement plus élevée que la pièce, de telle sorte que l'on peut le considérer indéformable. En imposant une liaison rotule au niveau de la zone de coupe, les fréquences propres de la pièce avec une telle liaison ont été calculées par éléments finis. Ce calcul intégrant l'enlèvement de matière, montre que dans ces conditions d'engagement la perte de masse induit une variation d'environ 5 Hertz sur les fréquences propres. Par conséquent, cet effet négligeable permet de considérer la position de la liaison jusqu'au milieu de la pièce, le système étant symétrique. La figure 8 compare l'évolution des trois premières fréquences propres avec la liaison (rotule) aux fréquences sans liaison (libre).

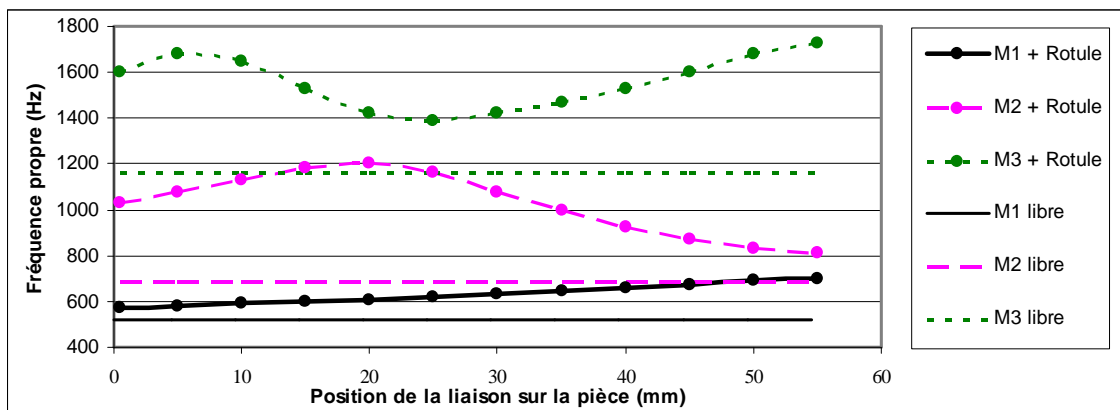


Fig. 8 : Evolution des fréquences propres selon la position d'une liaison.

Cette modélisation est simpliste, et ne prétend pas représenter finement l'interaction outil-pièce. Notons par exemple que l'outil n'est en contact que 50% du temps. Néanmoins, on observe clairement que la liaison supplémentaire augmente les fréquences propres de la pièce significativement, et différemment selon la position et les modes considérés. On remarque notamment que la fréquence du mode 2 est très décalée avec le contact utilisé. Il est probable qu'une liaison moins restrictive puisse rapprocher sa fréquence propre de 741 Hz ou 800 Hz, mais seule une étude plus approfondie permettrait d'évaluer cela précisément.

## 5 Conclusion

En réponse au peu de connaissance actuelle des modes réels d'une pièce mince en usinage, un protocole d'essais et de mesures de champ a été adapté au contexte, et validé. L'analyse des états de surface et des signaux (laser + caméras) conduit à deux constats :

Les mesures spatiales montrent que le comportement réel de la pièce est a priori cohérent avec la superposition d'une déflexion statique due à l'effort moyen de fraisage, et des modes propres libres. En revanche les fréquences mesurées ne sont pas compatibles avec celles prédites par les modèles de broutement (calculs non développés ici) qui considèrent les modes

propres comme entrée. La perturbation apportée par la présence de l'outil nous semble donc à préciser.

D'autres essais, avec des conditions de coupe diversifiées permettront de compléter les observations, voire de mettre en évidence d'autres phénomènes. Des analyses plus poussées permettront de quantifier la contribution des différents modes aux déformées observées. Des modélisations, proches des approches de type flip lobes, sont à l'étude pour valider différentes hypothèses suggérées par les observations. Enfin, le rôle des non-linéarités, notamment le talonnage, reste à éclaircir.

L'objectif à terme de ce travail est d'expliquer finement l'influence que semble avoir le contact de l'outil sur les modes réels de la pièce, afin d'améliorer les modélisations actuelles.

### Références bibliographiques

- [1] S.A. TOBIAS, W. FISHWISCK, 1958, *A theory of regenerative chatter*, The Engineer.
- [2] E. BUDAK, Y. ALTINTAS, 1998, *Analytical prediction of the chatter stability in milling – Part I : General formulation*, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, ASME, 120, p.22-30.
- [3] E. BUDAK, Y. ALTINTAS, 1998, *Analytical prediction of the chatter stability in milling – Part II : Application of the general formulation to common milling systems*, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, ASME, 120, p.31-36.
- [4] F. LAPOUJOLADE, T. MABROUKI, K. RAÏSSI, 2002, *Prédiction du comportement vibratoire du fraisage latéral de finition des pièces à parois minces*, Mécanique et Industrie, 3, p. 403-418.
- [5] V. THEVENOT, L. ARNAUD, G. DESSEIN, G. CAZENAVE LARROCHE, 2006, *Influence of material removal on dynamic behaviour of thin walled structure in peripheral milling*, Machining Science and Technology, 10, p. 275-287.
- [6] S. SEGUY, G. DESSEIN, L. ARNAUD, 2008, *Surface roughness variation of thin wall milling, related to modal interactions*, International journal of Machine Tools and Manufacture, 48, p. 261-274.
- [7] N. CORDUAN, J.P. COSTES, F. LAPOUJOLADE, 2006, *Modelling and experimental approach of milling stability : Application to thin walled parts*, Fifth International Conference on High Speed Machining, Metz, France.
- [8] T. DELIO, J. TLUSTY, S. SMITH, 1992, *Use of audio signal for chatter detection and control*, Transaction of the ASME, Journal of Engineering for industry, 114, p.27-34.
- [9] A. PRATEEPASEN, Y.H.J.AU, B. JONES, 2001, *Acoustic Emission and Vibration for Tool Wear Monitoring in Single-Point Machining Using Belief Network*, Instrumentation and measurement, Technology Conference, Budapest, Hungary.
- [10]. A.G. REHORN, J. JIANG, P.E.ORBAN, 2005, *State-of-the-art methods and results in tool condition monitoring : a review*, Int J Adv Manuf Technol, 26, p. 693–710
- [11] S. ORHAN, A. OSMAN, N. CAMUS-CU, E. ASLAN, 2007, *Tool wear evaluation by vibration analysis during end milling of AISID3 cold work tool steel with 35 HRC hardness*, Independent Nondestructive Testing and Evaluation, 40, p. 121–126.
- [12] A. GIRODEAU, B. GUO, F. PIERRON, 2006, *Stiffness and Damping Identification from Full Field Measurements on Vibrating Plates*, Experimental Mechanics, 46, p. 777-787.
- [13] T. WEHBE, S. SEGUY, G. DESSEIN, L. ARNAUD, M. FAZZINI, 2007, *Mesure de champs de déplacements en vibrations : Application à l'usinage de paroi mince*, 18ème Congrès Français de Mécanique, Grenoble, France.