



HAL
open science

Mesure de champs de déplacements en vibrations : application à l'usinage de paroi mince

Toufic Wehbe, Sébastien Seguy, Gilles Dessein, Lionel Arnaud, Marina Fazzini

► To cite this version:

Toufic Wehbe, Sébastien Seguy, Gilles Dessein, Lionel Arnaud, Marina Fazzini. Mesure de champs de déplacements en vibrations : application à l'usinage de paroi mince. 18ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2007, Grenoble, France. hal-03273455

HAL Id: hal-03273455

<https://hal.science/hal-03273455>

Submitted on 1 Jul 2021

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

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

Mesure de champs de déplacements en vibrations : Application à l'usinage de paroi mince.

Toufic Wehbe, Sébastien Seguy, Gilles Dessein, Lionel Arnaud, Marina Fazzini

École Nationale d'Ingénieurs de Tarbes
Laboratoire Génie de Production
47 avenue d'Azereix BP 1629 65016 Tarbes Cedex
toufic.wehbe@enit.fr

Résumé :

La réalisation de pièces d'aubage ou de certaines structures aéronautiques, présentant des parois minces, engendre généralement des vibrations d'usinage. Ces phénomènes dégradent l'état de surface obtenu et réduisent la durée de vie d'outil ou de broche. L'article présente une démarche expérimentale visant à préciser les vibrations de paroi mince pendant l'usinage par rapport à un tracé des lobes de stabilité. Des mesures fréquentielles ponctuelles par accéléromètres associées à des mesures de champs par stéréocorrélation d'image, mettent en évidence le comportement de la paroi en contournage. Les différents modes réels de vibration et leurs transitions sont analysés en fonction de la position de l'outil. Ces travaux visent à améliorer la robustesse de la mesure sans contact, vérifier les hypothèses de la modélisation en vibration de la paroi et augmenter la compréhension du comportement exact de la pièce usinée.

Abstract :

The machining of gas turbine workpieces or aeronautic structures, which present thin walls, generally generates milling chatter. These phenomena damage the surface roughness, and reduce the tool and spindle life. This paper presents an experimental approach to specify vibrations of thin workpiece during the machining in relation to stability lobes. Frequencies measurements by accelerometers associated to fields measurements by stereo vision highlight the workpiece behaviour during flank milling. Different real modes of vibration and their transitions are analyzed versus the tool position. These works aim is to improve the hardness of contactless measurements, to verify hypotheses of the chatter modelisation and to increase the understanding of the real behaviour of the manufactured part.

Mots-clefs : Vibrations d'usinage, paroi mince, champs de déplacements, lobes de stabilité

1 Introduction

La théorie des lobes de stabilité, initialement dédiée aux vibrations régénératives d'outil par [Tlusty (1963)] et [Altintas (1995)], a été transposée aux vibrations des pièces minces. Elle permet d'identifier la zone de transition stabilité - instabilité pour différents paramètres des conditions de coupe [Paris (2004)].

Généralement, la pièce possède plusieurs modes de vibration et l'usinage provoque un enlèvement progressif de matière et une variation rapide de ses caractéristiques dynamiques d'après [Thevenot (2006)]. Le contact de l'outil influe également sur sa réponse dynamique, ce qui fait apparaître une représentation tridimensionnelle. Cependant, les hypothèses de la représentation modale, d'indépendance des modes et de linéarité de la coupe sont utilisées [Budak (1998)], ce qui conduit à un écart parfois important entre modèle et réalité. De plus, c'est la compréhension de l'apparition des différents modes de vibration de la pièce et leur transition durant l'usinage qui est délicate.

Dans le cas des parois minces, l'état de surface nous informe des variations de mode mais ne permet pas de préciser la dynamique exacte de l'usinage [Assouline (2002)] et [Dekelbab (1995)].

Les modes réels nécessitent d'être mesurés pendant l'opération. La mesure acoustique utilisée par [Delio (1992)] ou encore celle des variations de puissance de broche sont plutôt dédiées à la surveillance de process en temps réel et sont inadaptées ici. Parmi les moyens directs avec ou sans contact, l'accéléromètre ou la vélocimétrie laser utilisée par [Seguy (2006)] mesurent également les fréquences de broutement pendant l'usinage. Ces techniques ponctuelles ne mesurant pas les mouvements de la plaque dans son intégralité, elles ne permettent pas de vérifier les hypothèses de la modélisation utilisée, comme les premiers modes de vibrations.

L'objectif du travail est d'améliorer la compréhension des vibrations régénératives. Pour cela, des mesures fréquentielles par accéléromètres et des mesures rapides de champs de déplacements en 3D par stéréocorrélation d'image sont couplées. A notre connaissance, la stéréocorrélation d'image (par caméras) utilisée surtout pour mesurer des champs de déformations n'est pas utilisée dans le contexte des vibrations d'usinage.

2 Modèle vibratoire d'une paroi mince et mesures de champs de déplacements.

2.1 Lobes de stabilité.

La pièce est une plaque rectangulaire (110×51mm²) en alliage d'aluminium (2017 A), d'épaisseur 2mm, encastrée dans un étau sur sa plus grande longueur. Le tableau 1 présente ses caractéristiques dynamiques.

	Mode 1	Mode 2	Mode 3
Fréquence f_n (hertz)	445	5631	1191
Taux d'amortissement ξ_n (%)	2.5	2.86	3.68
Raideur modale K_n (N/mm)	300	400	1733

Tableau 1 : caractéristiques dynamiques de la plaque instrumentée

Les lobes de stabilité issus de [Budak (1998)], sont tracés sur la figure 4. La pièce est contournée en avalant avec une fraise cylindrique de rayon 6 mm ($Z=3$ ou 4 , $A_r=0.2$ mm). Les coefficients spécifiques de coupe K_t et K_r sont respectivement 400 N/mm^2 et $0,1$. Nous choisissons de tracer les 3 premiers modes et négligeons ainsi l'influence des modes supérieurs.

Cette modélisation ne prend pas en compte l'effet du contact de l'outil. De plus, les caractéristiques dynamiques de la pièce sont supposées constantes tout au long de l'opération avec l'hypothèse d'une perte de matière non significative.

2.2 Description du protocole de mesure.

La figure 2 schématise la mise en parallèle des deux moyens de mesure. Sur la face gauche de la pièce, quatre accéléromètres sont disposés de sorte à déceler ses premiers modes libres (figure 1). Ce dispositif est contraignant en usinage puisqu'il modifie les caractéristiques dynamiques de la pièce, et ne peut satisfaire toutes les plages d'accélération. Les accéléromètres serviront à établir la déformée de la plaque au cours du temps et serviront également à connaître les fréquences de broutement de la pièce en fonction de la position de l'outil.

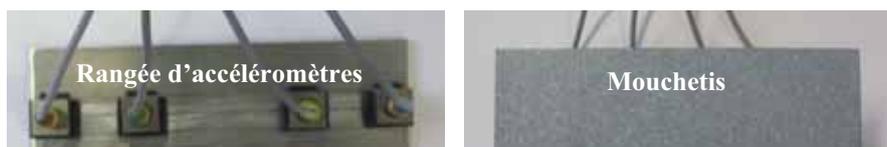


FIG. 1 – Vue des deux faces de la pièce.

Sur la face droite de la pièce, un mouchetis de peinture est déposé pour les mesures des champs de déplacements par stéréocorrélation d'image. Cette mesure s'effectue par le biais de deux caméras [Orteu (2002)]. Pendant la mesure le mouchetis est figé par le stroboscope, lui-même asservi par le déclenchement en rafale des caméras.

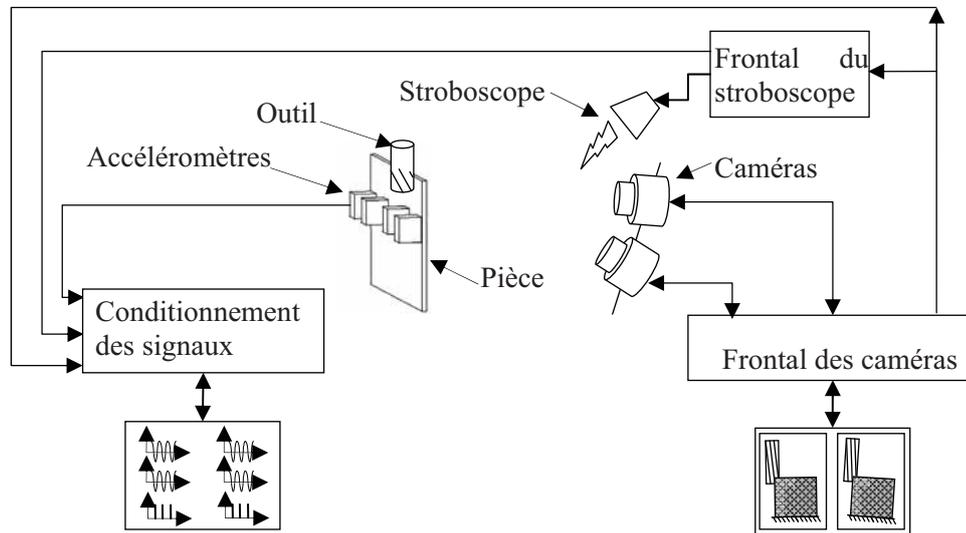


FIG. 2 – Schéma du protocole de mesure.

Les signaux du stroboscope (à 5 hertz) et des accéléromètres sont relevés dans le même référentiel temporel, commun aussi à l'usinage.

3 Procédure expérimentale

Dans un premier temps, nous cherchons à vérifier la capabilité du protocole de mesure en vibrations et une excitation sinusoïdale est imposée à la paroi. Celle-ci est excitée à 272 hertz ainsi qu'à ses trois premières fréquences propres. Ici le point d'excitation par pot vibrant est fixe alors qu'en fraisage radial, l'excitation est couplée à l'avance de l'outil.

Ensuite, nous nous intéressons à observer le comportement de la paroi en réponse à une excitation mobile. Un outil spécifique permet de déplacer le long de la pièce un contact radial, à une certaine vitesse d'avance. Ce contact sollicite la pièce à 400 Hz en parcourant son bord libre à 3 m/min. Par analogie avec un usinage, cela correspondrait à un outil $Z=4$, contournage à $N=6000$ tr/min et $f=0.125$ mm/dent.

Pour terminer, un contournage radial est réalisé en s'appuyant sur les lobes de stabilité. Nous cherchons à vérifier les fenêtres stables et instables à différentes vitesses de rotation de l'outil pour différentes profondeurs de passe axiales.

4 Résultats et analyse.

4.1 Comparaison des deux moyens de mesure

En excitation sinusoïdale fixe, et en excitation mobile à 400Hz les accélérations mesurées servent à animer la paroi redessinée. Sa forme est comparée aux champs de déplacements mesurés au même instant (figure 3). La corrélation des formes montre que les deux moyens de mesure sont en phase, et nous vérifions la fiabilité de la stéréocorrélation d'image en mesure vibratoire.

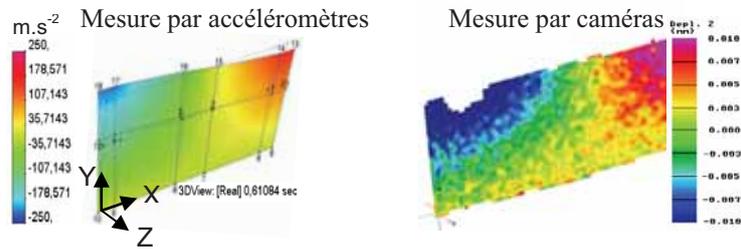


FIG. 3 – Forme du deuxième mode avec une excitation fixe.

4.2 Modes réels de déformation pendant l'usinage

Les conditions d'usines effectués sont listées dans le tableau ci-dessous.

	Z	f_1 (Hz)	ξ_1 (%)	f_2 (Hz)	ξ_2 (%)	f_3 (Hz)	ξ_3 (%)	A_p (mm)	N (tr/min)
usinage 1	3	441	2,39	594	4,44	1113	2,94	5	8300
usinage 2	3	441	2,39	594	4,44	1113	2,94	10	8300
usinage 3	3	440	2,19	633	2,8	1197	4,92	6	24000
usinage 4	3	454	2,03	640	2,35	1196	3,83	6	9537
usinage 5	4	428	2,61	620	3,03	1146	3,23	7	24000
usinage 6	4	458	2,45	636	2,8	1184	3,94	10	24000
usinage 7	4	457	2,19	633	2,19	1177	3,3	8,5	24000
usinage 8	4	446	3,36	625	4,03	1191	5,66	6	7080
usinage 9	4	445	2,5	631	2,86	1165	3,68	9	24000

Tableau.2- Conditions d'usines testés.

Chaque pièce est sonnée systématiquement avant usinage et les lobes de stabilité sont recalés. La figure 4 illustre le positionnement des essais par rapport à la limite de stabilité.

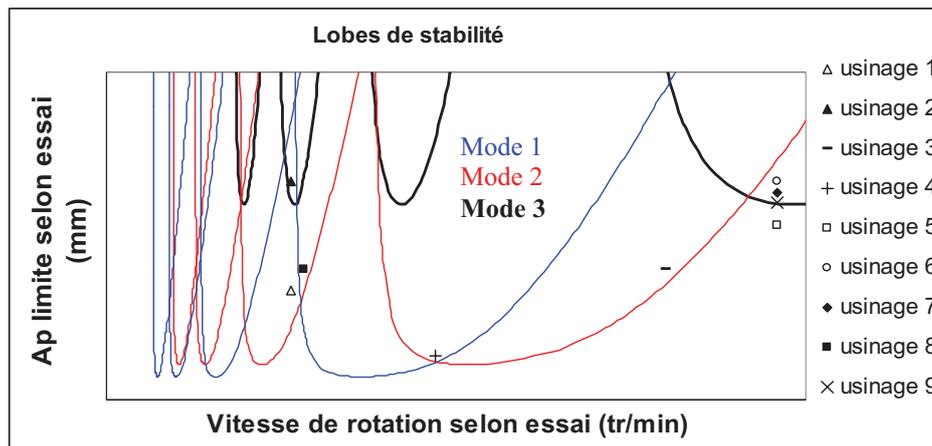


FIG.4- Positionnement des essais sur le tracé des lobes.

En dehors de l'usinage 1, la plupart des pièces usinées présentent un état de surface non homogène. Il est divisé en zones, visibles sur la figure 5.

Nous nous intéressons à l'usinage 3 pour analyser les comportements de la pièce selon la position de l'outil. Les fréquences de broutement ainsi que les déformées de la plaque sont

analysées au regard de l'évolution de l'état de surface. La figure 5 montre les six zones identifiées et regroupe les relevés fréquentiels correspondants. En complément, la figure 6 montre la déformée de la plaque pour différentes positions de l'outil.

Les trois fréquences propres de la plaque libre sont respectivement 440, 633, et 1197 Hz. Durant l'usinage elle vibre à des fréquences pouvant atteindre 488, 712 et 1124 Hz.

En zone 1, les relevés fréquentiels montrent simultanément la fréquence de dents et deux pics naissant du premier et second mode. Sur la déformée, le mode 1 apparaît en grande majorité devant l'outil, où il existe également un nœud de deuxième mode. A ce stade l'état de surface est faiblement dégradé.

Dans la zone 2, l'état de surface est très détérioré et coïncide avec l'apparition des trois fréquences de broutement simultanées. La déformée (33.28) montre toute la plaque du même côté par rapport au plan de référence. Cela n'est pas incohérent avec un premier mode de flexion. Pour les deux autres modes, la zone usinée est contrainte par l'outil à rester dans le plan de référence.

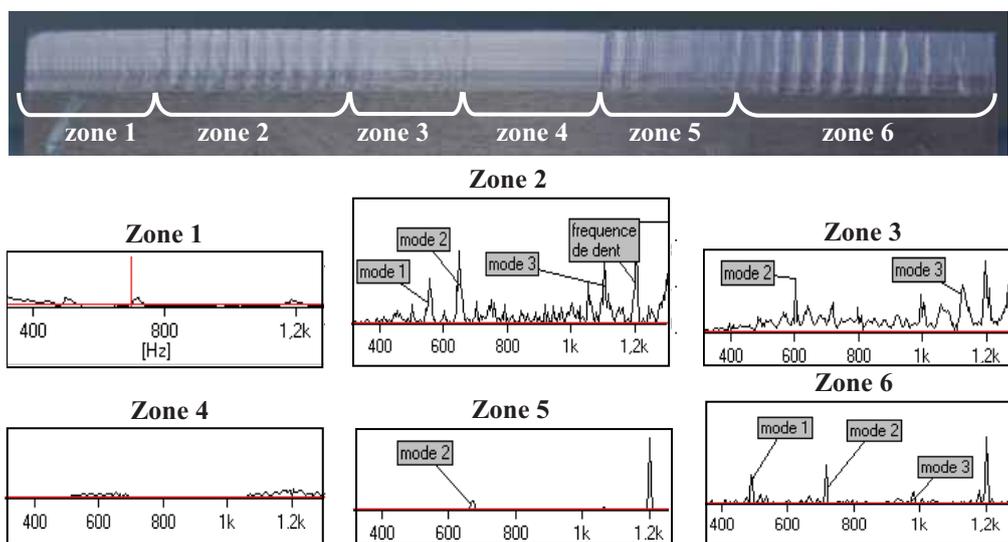


FIG. 5 – Transition des modes selon l'état de surface obtenu.

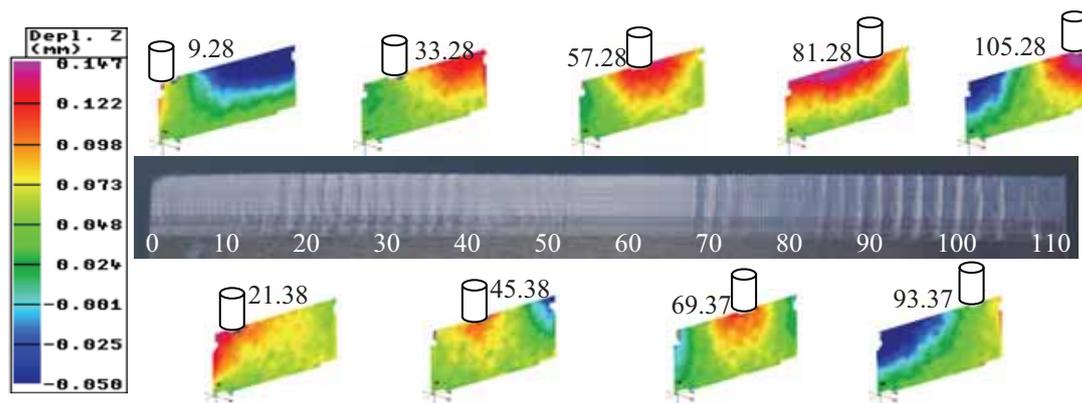


FIG. 6 – Déformées de la paroi pour différentes positions d'outil.

L'instabilité de la zone 2 s'atténue le long de la zone 3 où les stries sont moins importantes. On relève alors l'atténuation simultanée du mode 2 et la disparition du premier. Sur l'image 45.38 de la figure 6, nous constatons une absence de déformation relative au premier mode de flexion.

En zone 4, la disparition complète des pics de fréquence traduit une meilleure stabilité. Cela se retrouve sur la pièce par un état de surface optimal. La mesure de champs confirme la mesure fréquentielle, puisque la déformation est faible et locale.

En zone 5, on note à nouveau une dégradation de l'état de surface avec le retour du mode 2. Par contre, la forme mesurée est semblable à un mode 3, mais les accéléromètres ne mettent pas en évidence cette fréquence.

Enfin, en zone 6 les trois modes réapparaissent, nous retrouvons un état de surface similaire à celui de la zone 2. On retrouve la déformée relative au mode 2 en fin d'usinage, le nœud de ce mode est visible au centre de la pièce et l'excitation se situe sur un ventre.

Les modes réels pendant usinage interviennent à des fréquences différentes de celles des modes libres, en raison du contact de l'outil.

5 Conclusion

L'utilisation des lobes de stabilité avec des modes libres comporte une imprécision puisque l'outil, en contact, modifie les caractéristiques dynamiques de la pièce. Les modes réels sont donc différents des modes libres initiaux et les fréquences de brottement évoluent. Un lien est observé entre l'état de surface et l'apparition et la disparition des modes réels, avec des transitions visibles. Ce travail met en exergue la nécessité d'intégrer ces éléments à la modélisation pour améliorer la précision du tracé des lobes de stabilité.

En première perspective à ces travaux, les mesures fréquentielles seront affinées par l'utilisation d'un vibromètre Laser. A moyen terme, il s'agit de remettre en cause les modes initialement utilisés dans les lobes, en tenant compte du contact outil pour améliorer leur tracé. A plus long terme, il s'agira de mieux appréhender les déplacements de la paroi et le lien avec l'état de surface final. On cherchera à déterminer la relation entre les vibrations mesurées, les modes réels et l'état de surface de la pièce.

Références

- Altintas Y., Budak E. 1995 Analytical stability prediction of stability lobes in milling, *Annals of the CIRP* **44**, 357-362.
- Assouline S., Beauchesne E., Coffignal G., Lorong P., Marty A. 2002 Simulation numérique de l'usinage à l'échelle macroscopique: modèles dynamiques de la pièce, *Mécanique et Industrie* **3**,389-402.
- Budak E., Altintas Y. 1998 Analytical prediction of chatter stability in milling part I general formulation, part II application of the general formulation to common milling systems, *Transaction of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control* **120**, 22-36.
- Dekelbab K., 1995 Modélisation et simulation de l'ensemble pièce-outil-machine en usinage par outil coupant, *Thèse de Doctorat de l'ENSAM Paris*.
- Delio T., Tlustý J., Smith S. 1992 Use of audio signal for chatter detection and control, *Transaction of the ASME, Journal of Engineering for industry* **114**, 27-34.
- Orteu J-J. 2002 Mesure 3D de formes et de déformations par stéréovision, *Techniques de l'Ingénieur, traité génie mécanique* BM 7015.
- Paris H., Peigne G., Mayer R. 2004 Surface shape prediction in high speed milling, *International Journal of Machine tools and Manufacture* **44**, 1567-1576.
- Seguy S., Arnaud L., Dessein G., Baili M., Campa F.J., Aramendi G. 2006 Intégration des comportements dynamiques dans l'usinage de pièces aéronautiques, 4^{ème} Assises Machines et Usinage Grande Vitesse, Aix en Provence, France.
- Thevenot V., Arnaud L., Dessein G., Cazenave-Larroche G. 2006 Influence of material removal on dynamic behavior of thin walled structure in peripheral milling, *Machining Science and Technology* **10**, 275-287.
- Tlustý J., Polacek M. 1963 The stability of machine tool against self excited vibrations in machining, *Proceeding of the ASME, Production Engineering Research Conference*, Pittsburgh.