



HAL
open science

Etude du comportement vibratoire d'une paroi mince en alliage léger lors d'une opération de fraisage latéral

Jean-François Chatelain, Serge St-Martin, René Mayer, Henri Paris

► To cite this version:

Jean-François Chatelain, Serge St-Martin, René Mayer, Henri Paris. Etude du comportement vibratoire d'une paroi mince en alliage léger lors d'une opération de fraisage latéral. 10e colloque national en calcul des structures, May 2011, Giens, France. pp.Clé USB. hal-00592735

HAL Id: hal-00592735

<https://hal.science/hal-00592735>

Submitted on 3 May 2011

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.

Étude du comportement d'une paroi mince en alliage léger durant une opération d'usinage de haute vitesse

J.-F. Châtelain¹, S. St-Martin², R. Mayer³, H. Paris⁴

¹ Université du Québec, École de technologie supérieure, Canada, Jean-Francois.Chatelain@etsmtl.ca

² Centre technologique en aérospatiale, Canada, serge.st-martin@college-em.qc.ca

³ École Polytechnique de Montréal, Canada, rene.mayer@polymtl.ca

⁴ Laboratoire G-SCOP, Université de Grenoble, France, henri.paris@ujf-grenoble.fr

Résumé — L'usinage haute vitesse de finition d'une paroi mince est une opération délicate. L'intermittence des impacts entre l'outil de coupe et la paroi suscite plusieurs modes de vibrations de cette dernière. Il en résulte généralement un excédent de matière et un fini de surface non uniforme. Nous présentons un modèle de simulation de la variation spatiale du comportement dynamique d'une paroi mince durant le procédé d'usinage. Le modèle analytique proposé est basé sur les solutions de type Lévy pour la simulation du comportement vibratoire d'une plaque mince bridé-bridé-libre.

Mots clefs — Paroi mince, usinage de finition, usinage haute vitesse, analyse modale.

1 État de l'art

Les technologies d'usinage de haute performance permettent aux manufacturiers de fabriquer les composantes de produits à un taux de matière enlevée plus élevé, tout en améliorant la précision du procédé. Les industries des secteurs de l'aéronautique, de l'automobile et des moules bénéficient largement de ces progrès. Des broches de haute vitesse et des tables mobiles plus précises sont de nets avantages pour le dégrossissage des pièces. Par contre, la technologie a sa contrepartie. En effet, des vitesses de rotation élevées signifient aussi que le procédé avoisine les fréquences naturelles du système usinant. Il en résulte du broutement qui peut sévèrement affecter la qualité de la surface usinée et même occasionner des bris. Le phénomène est d'autant plus contraignant lorsqu'il s'agit de l'usinage d'une paroi mince. La faible rigidité de cette dernière favorise la sollicitation de ses modes propres à des fréquences moins élevées que le reste du système.

Plusieurs travaux de recherches sont axés sur l'intermittence des procédés d'usinage de haute vitesse et de faibles immersions d'outil dans les directions axiale et radiale. Insperger et Stepan [1] présentent une méthode analytique basée sur la théorie des équations différentielles à retard avec coefficients périodiques. Bayly [2] améliore la méthode afin de présenter et valider l'apparition du phénomène de dédoublement, entre autre à l'aide de techniques d'analyse dans le domaine fréquentiel et d'une évaluation de la variance statistique d'une simulation dans le domaine temporel. Cette dernière simulation considère les trois passages précédents de l'arête coupante afin de tenir compte de l'effet régénératif du procédé, comme l'ont proposé Elbestawi et Sagherian [3]. Insperger [4] utilise la théorie de Floquet pour obtenir les mêmes résultats. Govekar [5] propose l'utilisation de la méthode de semi-discrétisation pour circonscrire en lobes fermés les zones d'instabilité associées au broutement périodique. De leur côté, Campomanes et Altintas [6] présentent une solution qui évalue l'épaisseur instantanée du copeau à chaque itération temporelle de la simulation et la compare à l'épaisseur théorique sans vibration afin d'identifier l'occurrence de broutement. Pour sa part, Peigne [7] étudie la dynamique du procédé d'usinage à de faibles vitesses d'avance pour déterminer la rugosité des surfaces usinées. Merdol et Altintas [8] utilisent la méthode des fréquences multiples afin d'établir un diagramme des lobes de stabilité pour des procédés d'usinage très intermittent et à faible immersion radiale des outils. Ces chercheurs utilisent des simulations du domaine temporel pour valider leurs résultats de leur méthode.

Dans cet article, nous présentons une méthode alternative d'étude du comportement dynamique d'une paroi mince lors d'une opération d'usinage de finition. Cette étude tient compte de la variation des propriétés dynamiques de la paroi en fonction du lieu d'impact de l'outil de coupe sur celle-ci. Une méthode analytique basée sur les solutions de type Lévy est utilisée pour obtenir les modes de vibrations d'une plaque rectangulaire de configuration BBBL. L'algorithme de simulation considère le comportement dynamique de la paroi mince et l'effet régénératif de l'ensemble de l'opération d'usinage. Un modèle de force de coupe non linéaire et associé aux faibles immersions radiales d'outil est adopté. On obtient ainsi une évaluation de l'épaisseur instantanée du copeau, des forces de coupe générées et du volume de matière enlevée. Une routine de minimisation de l'erreur est dédiée à l'équilibre entre ces trois dernières données pour chaque itération de la simulation. Le simulateur a été conçu à l'aide du progiciel MATLAB.

2 Méthodologie

Dans le but d'obtenir une estimation de la géométrie de la surface usinée de la paroi mince, un modèle d'analyse avancée et un prototype de simulation sur le progiciel MATLAB ont été conçus afin de tenir compte du comportement dynamique de la pièce durant le procédé d'usinage. Tandis que l'outil de coupe enlève de la matière à la pièce, les forces générées par l'interaction des deux entités sont évaluées en fonction de l'immersion radiale de chaque arête coupante dans la pièce. Ces forces de coupe font varier la position relative de la paroi par rapport à l'outil, ce qui modifie à son tour l'immersion radiale réelle de l'arête coupante. Par conséquent, une routine de correction est utilisée pour identifier l'épaisseur réelle instantanée du copeau correspondant aux forces générées et à la position instantanée des deux entités en contact.

2.1 Modèle de force de coupe

L'usinage de finition est un procédé d'usinage à faible immersion radiale. Il en résulte un taux de travail faible, c'est-à-dire une faible proportion d'une révolution complète d'outil durant laquelle il y a contact avec la pièce. Dans ce type de cas, les modèles de force classiques qui utilisent la moyenne des forces de coupe sur une révolution complète d'outil ne sont pas applicables. Un modèle de force de coupe mécanistique a été adapté pour le procédé. Les coefficients spécifiques de coupe, généralement constants, sont maintenant fonction de la profondeur de coupe. L'immersion angulaire de l'arête coupante et l'épaisseur instantanée du copeau permettront de déterminer judicieusement les composantes radiale et tangentielle du vecteur de la force générée [9] tel que présenté ici-bas :

$$F_t = K_{tc}bh + K_{te}b \quad (1)$$

$$F_r = K_{rc}bh + K_{re}b \quad (2)$$

où F_t et F_r sont respectivement les composantes tangentielle et radiale du vecteur force, K_{tc} et K_{te} sont les coefficients spécifiques de coupe, h est l'épaisseur du copeau et b est la profondeur de coupe. L'outil de coupe est modélisé par tranches axiales. Chacune de ses tranches intègre une arête coupante dont l'angle d'hélice est nul. La position angulaire relative entre les tranches reproduit l'angle d'hélice global de l'outil.

2.2 Modèle de vibration de pièce

La plupart des parois minces usinées dans les composantes de pièces d'un aéronef ont la configuration BBBL, tel que présenté à la Figure 1. Une routine de résolution analytique a été conçue pour déterminer les modes et les fonctions propres d'une plaque mince en fonction de ses propriétés physiques, de sa géométrie et des conditions frontières imposées. Les fonctions propres seront ultérieurement utilisées pour exprimer le comportement dynamique de la paroi mince. En fonction des conditions frontières à chaque paire d'extrémités opposées de la plaque, on peut établir une série de fonctions périodiques (trigonométriques et hyperboliques) qui représentent la vibration locale d'une plaque mince par rapport à une force ponctuelle initiale, une distribution de force ou un moment de flexion à une extrémité de la plaque. En superposant stratégiquement les solutions associées à chaque

extrémité de la plaque, on peut calculer sa vibration globale. Cette technique est la méthode de superposition [10].

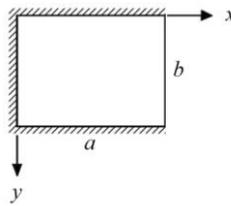


Figure 1. Représentation d'une plaque mince BBBL

La solution finale obtenue est en parfaite conformité avec l'équation différentielle gouvernant la vibration des plaques minces tel que présenté plus bas :

$$D \left[\frac{\partial^4 W}{\partial x^4} + 2 \frac{\partial^4 W}{\partial x^2 \partial y^2} + \frac{\partial^4 W}{\partial y^4} \right] + \rho \frac{\partial^2 W}{\partial t^2} = F_{(x,y,t)} \quad (3)$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad (4)$$

où D est la rigidité en flexion de la plaque, W est son déplacement vibratoire local, ρ est sa masse volumique par unité de surface, F est la composante en z de la fonction de force imposée à la plaque, E est le module d'élasticité, h est l'épaisseur et ν est le coefficient de Poisson de la plaque. Les solutions classiques de type Lévy sont utilisées :

$$W(\xi, \eta) = \sum_{m=1}^k Y_m(\eta) \sin m\pi\xi \quad (13)$$

Elles consistent en des fonctions trigonométriques de Fourier de forme $\sin m\pi\xi$ jumelées à des coefficients Y_m fonction de ζ ou η , dans lesquels ζ et η sont la forme adimensionnelle des variables x et y . Ces solutions sont communément nommées *blocs*. Une fois que la solution pour chaque condition frontière a été déterminée, nous pouvons les superposer. Le respect des conditions frontières de la plaque est maintenu en ajustant stratégiquement les coefficients intégrés aux termes Y_m . Pour les vibrations libres d'une plaque mince BBBL, nous obtenons les blocs présentés à la Figure 2. En supposant que l'équation du comportement vibratoire de la plaque est linéaire dans le temps comme dans l'espace, la méthode de superposition peut être utilisée pour déterminer la réaction de la plaque à une distribution de vecteurs de force en considérant la contribution de chaque vecteur. La sommation des contributions forme une intégrale de convolution.

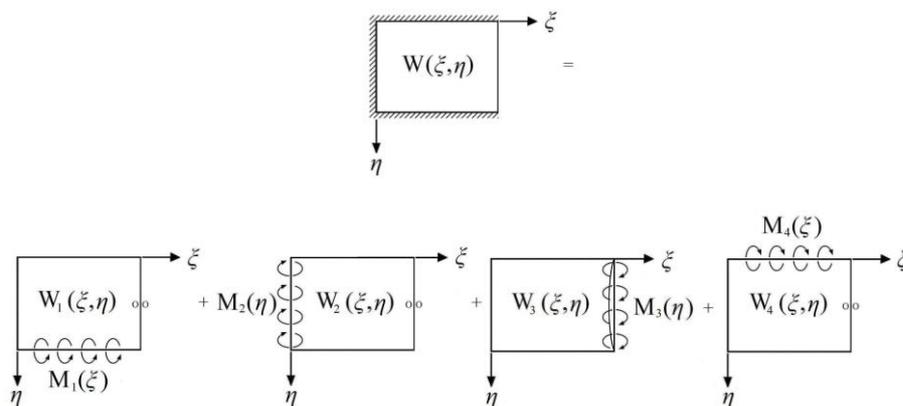


Figure 2. Blocs représentant le problème d'une plaque BBBL

2.3 Modèle de vibration d'outil

L'outil de coupe vibre durant le procédé d'usinage. La magnitude des vibrations peut se révéler une sérieuse source d'erreurs. Par conséquent, plusieurs modèles ont été développés par des chercheurs afin de prédire l'impact de la flexibilité de l'outil de coupe sur la géométrie des surfaces usinées. D'un point de vue industriel, le système usinant (machine-outil, porte-outil et outil de coupe) avec lequel une pièce spécifique sera fabriquée n'est pas nécessairement connu de l'individu qui élabore la planification de l'usinage de la pièce. Ce dernier est d'autant moins en mesure de connaître les paramètres modaux caractérisant le système usinant. Finalement, dans le contexte de l'usinage de parois minces, la rigidité des outils de coupe est largement supérieure à celle des parois. C'est pourquoi, la solution présentée dans cet article ne considère pas les vibrations de l'outil de coupe, ce dernier étant considéré infiniment rigide.

2.4 Modèle d'enlèvement de matière

À chaque itération temporelle de la simulation, la position de l'arête coupante et de l'ensemble de la paroi mince sont calculées. L'immersion de l'outil dans la pièce détermine le volume de matière enlevé à cette dernière et la géométrie de la surface résultante.

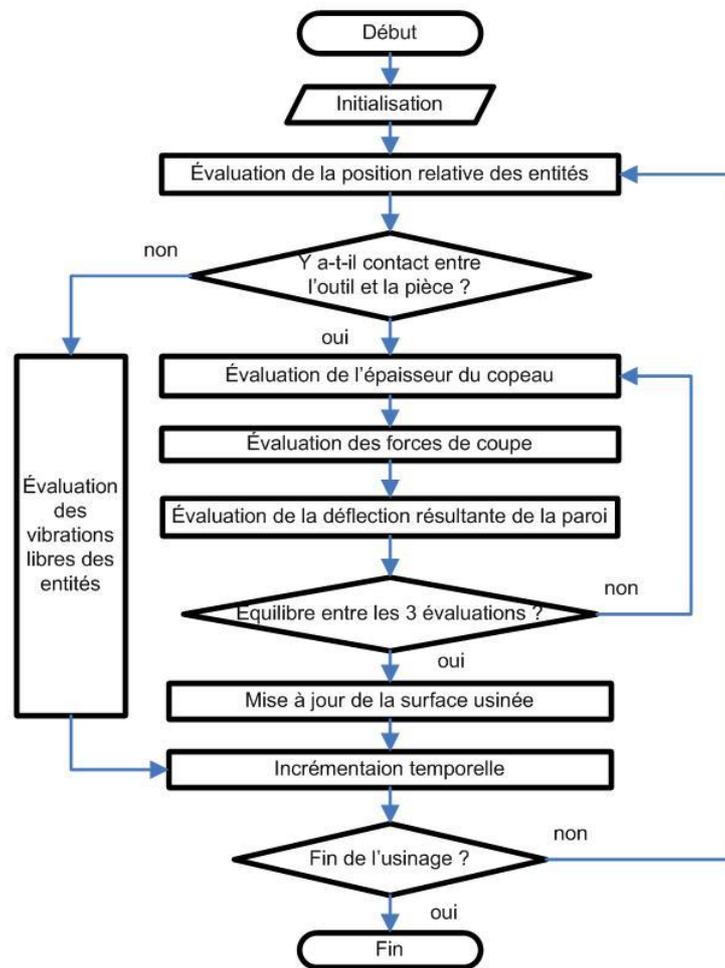


Figure 3. Algorithme de simulation

L'algorithme de simulation contient plusieurs étapes, comme le démontre la Figure 3. La première étape consiste à initialiser les variables de départ tel que les paramètres technologiques, les propriétés physiques de l'outil et la géométrie de la pièce. Ensuite, la position de chaque arête coupante de l'outil est définie en fonction du pas de temps discret initial. On vérifie s'il y a contact entre l'outil de coupe et la pièce. Lorsqu'il y a contact, l'épaisseur instantanée du copeau est évaluée et corrigée en fonction

des forces de coupe générées et de la position de la paroi. Une fois l'équilibre atteint entre ces trois paramètres, on procède officiellement à l'enlèvement de matière et la nouvelle géométrie de la surface usinée est sauvegardée.

3 Résultats expérimentaux

La méthode de superposition des blocs a été utilisée pour déterminer les dix premiers modes et fonctions propres de la plaque mince BBBL. Les résultats ont été comparés à ceux obtenus par la méthode des éléments finis avec le progiciel ANSYS Workbench. Étant donné que l'épaisseur de la paroi est plus faible que le dixième de sa largeur ou sa hauteur, des éléments finis de type SHELL appropriés à l'étude de plaques minces [11] ont été utilisés pour modéliser la pièce. Comme la plaque intègre une extrémité libre, le comportement de la paroi à cette extrémité est influencé par le coefficient de Poisson du matériau. Par conséquent, certains modes de la plaque ne peuvent pas être exprimés sous forme explicite. Il en résulte des expressions analytiques approximatives des modes et des fonctions propres.

La détermination des modes propres de la paroi mince par la méthode de superposition s'intègre aisément au simulateur. L'alternative était d'avoir recours au progiciel ANSYS Workbench, avec l'avantage d'y modéliser la géométrie exacte de la paroi. Par contre, il y aurait une perte de temps et de flexibilité dans le processus de simulation, surtout si l'on désire vérifier le comportement d'une grande quantité de parois de géométrie différente.

Tel que l'illustre la Table 1, l'écart entre les fréquences naturelles évaluées par la méthode des éléments finis (ANSYS Workbench) et la méthode de superposition des blocs (MATLAB) est inférieur à 3%, sauf pour les modes 7 et 9. Les résultats de la Table 1 nous permettent de valider l'utilisation de la méthode de superposition des blocs pour les six premiers modes propres, ce qui est largement suffisant pour la simulation d'usinage de parois minces.

Table 1. Dix premiers modes propres de la plaque BBBL

Mode	Fréquence (Hz)		Différence
	ANSYS	Analytique	
1	2197	2221	1,10%
2	3815	3855	1,10%
3	6328	6398	1,10%
4	9714	9828	1,20%
5	10583	10682	0,90%
6	12252	11992	2,10%
7	13971	12056	13,70%
8	14580	14175	2,80%
9	18303	17232	5,90%
10	19118	19309	1,00%

Des tests d'impact ont été conduits afin de valider les modes propres obtenus analytiquement et numériquement avec ceux obtenus par la méthode expérimentale. La paroi mince réelle n'était pas tout à fait une plaque mince BBBL puisqu'on remarque bien à la Figure 4 les congés générés par la géométrie de l'outil aux extrémités bridées de la pièce. L'outil de coupe était une fraise en bout en carbure de 0,500 po de diamètre avec un rayon en bout de 0,125 po. La moyenne des résultats expérimentaux pour la première fréquence naturelle de la paroi mince est de 2102 Hz, soit légèrement inférieure au résultat théorique de 2254 Hz avec un écart de 5,7%.



Figure 4. Pièce usinée à paroi mince

Bien qu'il y ait eu identification des trois modes suivants lors des tests d'impact, soit à 4217, 6641 et 9457 Hz, l'énergie spectrale transmise à la paroi n'était pas suffisante pour valider ces modes avec un facteur de confiance suffisant.

Table 2. Comparaisons des quatre premiers modes propres de la plaque BBBL

Mode	Fréquence (Hz)		Différence
	Impacts	Analytique	
1	2102	2221	5,70%
2	4217	3855	8,60%
3	6641	6398	3,70%
4	9457	9827	3,90%

À partir des paramètres technologiques du procédé d'usinage de la pièce, nous pouvons établir la fréquence nominale des impacts dus au passage des arêtes coupantes à 600 Hz. L'analyse fréquentielle globale du passage d'outil le long de sa trajectoire de coupe illustre clairement l'influence prépondérante de la fréquence de passage des arêtes coupantes sur le comportement dynamique de la paroi. La durée d'une passe de l'outil était d'une durée de 1,2 secondes et le taux d'échantillonnage était de 10 kHz. Les multiples de cette fréquence sont apparents à la Figure 5.

Étant donné que le comportement de la paroi mince varie selon la zone d'impact où s'exercent les forces de coupe, il est impératif de conduire une analyse détaillée du procédé d'usinage. Pour ce faire, nous avons séparé les données de vibrations de la paroi mince en quarante sections de 0,03 seconde chacune afin d'en tirer une analyse fréquentielle. Il en résulte une progression temporelle de l'analyse fréquentielle du comportement de la paroi mince (Figure 5). Le nombre de multiples de la fréquence de passage des arêtes coupantes dépend de l'énergie transmise à la paroi par le procédé. Durant les essais expérimentaux, aucun multiple significatif n'était décelable au-dessus de 4500 Hz. Il est trivial de remarquer l'influence croissante de la fréquence de passage des arêtes coupante lorsque l'outil est dans la zone de déformation maximale de la paroi, soit à mi parcours de la trajectoire de coupe. Sept passages d'outil sont nécessaires pour l'usinage complet de la surface latérale de la paroi mince. À chaque passage d'outil, c'est-à-dire en s'éloignant de l'extrémité libre, la rigidité locale apparente de la paroi s'accroît. Cette rigidité locale permet la sollicitation d'un plus grand nombre de modes, tel que l'illustre les Figures 5a et 5b associées au premier et au septième passage de l'outil.

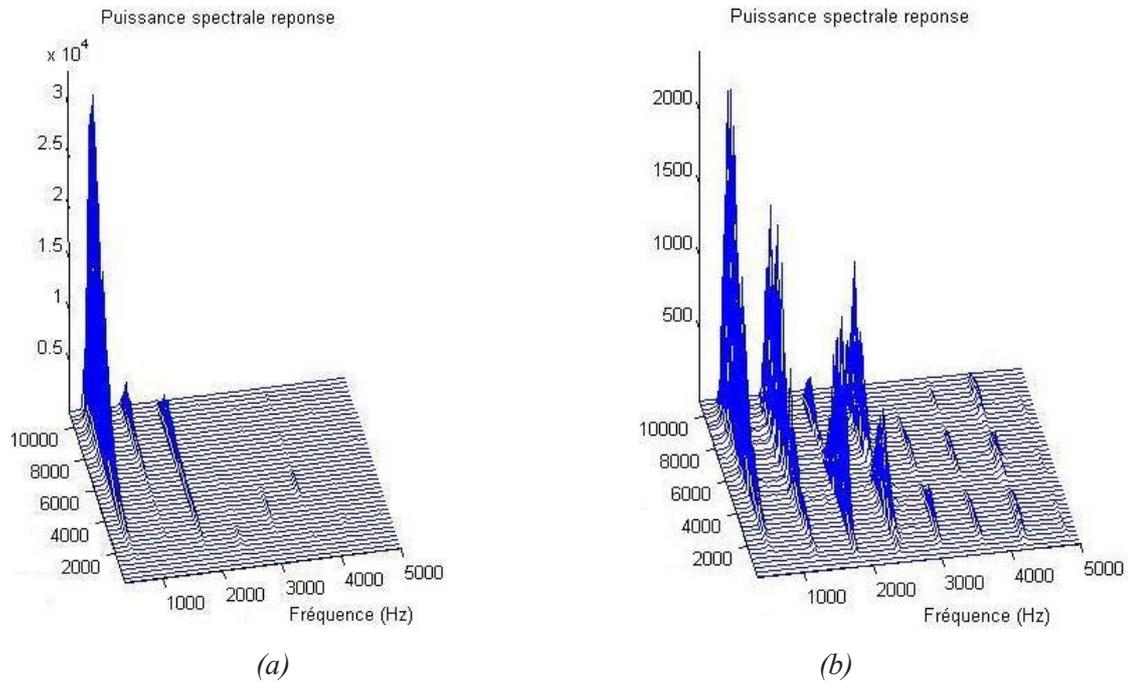


Figure 5. Variation de la puissance spectrale de la vibration de la paroi durant un passage d'outil
(a) passe #1 (b) passe #7

Le procédé ne semble pas avoir sollicité sérieusement le premier mode de vibration de la paroi mince, aux alentours de 2102 Hz. Il est donc constaté qu'il n'y a pas eu occurrence de broutement. Dépendamment du cycle de travail de l'outil, la paroi mince devrait vibrer librement pendant un intervalle de temps appréciable. Ces vibrations sont clairement identifiables dans l'historique temporel de l'usinage de la Figure 6. Il reste à valider lors de futurs travaux le fait que la plaque demeure dans le domaine de déformation en flexion pour laquelle l'équation gouvernant la vibration des plaques minces est valide. En effet, la déflexion maximum de la paroi doit demeurer faible par rapport à son épaisseur. Ce rapport n'a pas de valeur exacte [11] mais une proportion de 10% est raisonnable.

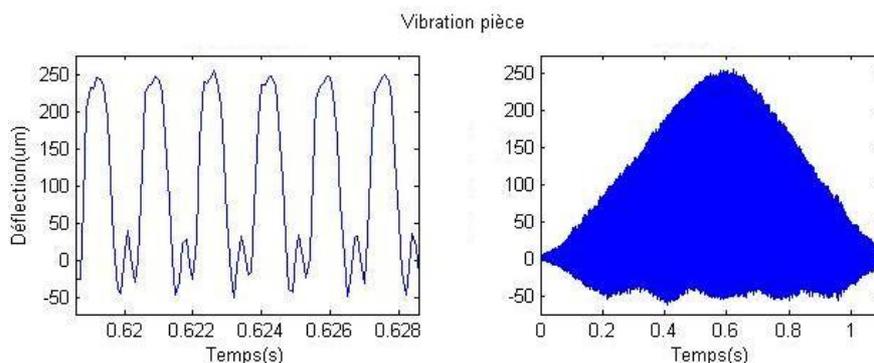


Figure 6. Historique temporel de la vibration de la paroi mince

4 Conclusion

Le modèle proposé simule le comportement vibratoire d'une plaque mince de configuration BBBL à une opération d'usinage de finition. La simulation est basée sur le comportement dynamique des plaques minces. À l'aide d'un algorithme avancé de résolution, la déflexion globale de la plaque mince est calculée à chaque incrément de temps de la simulation afin d'obtenir la position précise de la paroi par rapport à l'outil de coupe et d'en déduire la surface réelle usinée. L'effet régénératif du procédé est considéré lors de la simulation. Une pièce test a été usinée afin de mesurer le comportement d'une paroi mince typique des pièces usinées de l'industrie aéronautique. Les résultats

de simulation sont conformes aux tests expérimentaux et permettent de valider le modèle proposé. Par contre, une simulation précise de la géométrie de la surface usinée demeure une étape délicate à réaliser, entre autre à l'entrée et la sortie de l'outil de coupe sur la trajectoire d'usinage. Les travaux futurs se porteront essentiellement sur la simulation précise de la géométrie de la surface usinée le long de la trajectoire complète de l'outil.

5 Remerciements

Les travaux présentés font partie du projet d'optimisation de l'usinage de haute performance des composantes aéronautique en alliage léger. Ils ont été subventionnés par le Consortium de Recherche et d'Innovation en Aéronautique du Québec (CRIAQ) projet 1.8, duquel le support technique et financier a été grandement apprécié, tout comme l'assistance de la gestionnaire technique de projet Mélissa Côté et des techniciens Guy Gironne et François Ménard.

Références

1. Insperger, T. and G. Stepan, *Stability of the milling process*. Periodica Polytechnica, Mechanical Engineering, 2000. **44**(1): p. 47-57.
2. Bayly, P.V., et al. *Effects of radial immersion and cutting direction on chatter instability in end-milling*. in *2002 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, Nov 17-22 2002*. 2002. New Orleans, LA, United States: American Society of Mechanical Engineers, New York, NY 10016-5990, United States.
3. Elbestawi, M.A. and R. Sagherian, *Dynamic modeling for the prediction of surface errors in the milling of thin-walled sections*. Journal of Materials Processing Technology, 1991. **25**(2): p. 215-228.
4. Insperger, T., et al., *Multiple chatter frequencies in milling processes*. Journal of Sound and Vibration, 2003. **262**(2): p. 333-345.
5. Govekar, E., et al., *On stability and dynamics of milling at small radial immersion*. CIRP Annals - Manufacturing Technology, 2005. **54**(1): p. 357-362.
6. Campomanes, M.L. and Y. Altintas, *An improved time domain simulation for dynamic milling at small radial immersions*. Journal of Manufacturing Science and Engineering, Transactions of the ASME, 2003. **125**(3): p. 416-422.
7. Peigne, G., et al., *Impact of the cutting dynamics of small radial immersion milling operations on machined surface roughness*. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2004. **44**(11): p. 1133-1142.
8. Merdol, S.D. and Y. Altintas, *Multi frequency solution of chatter stability for low immersion Milling*. Transactions of the ASME. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2004. **126**(3): p. 459-66.
9. Altintas, Y., *Manufacturing Automation*. 2000, Cambridge: Cambridge University Press. 286.
10. Gorman, D.J., *Vibration Analysis of Plates by the Superposition Method*. Series on Stability, Vibration and Control of Systems, Series A Vol. 3. 1999, Singapore: World Scientific Publisher. 384.
11. Blevins, R.D., *Formulas for Natural Frequency and Mode Shape*, ed. K.P. Co. 2001, Malabar, Fla. 506.