



HAL
open science

Intégration des comportements dynamiques dans l'usinage de pièces aéronautiques

Sébastien Seguy, Lionel Arnaud, Gilles Dessenin, Maher Baili, Francisco Javier
Campa, Gorka Aramendi

► **To cite this version:**

Sébastien Seguy, Lionel Arnaud, Gilles Dessenin, Maher Baili, Francisco Javier Campa, et al.. Intégration des comportements dynamiques dans l'usinage de pièces aéronautiques. 4ème Assises Machines et Usinage Grande Vitesse, Jun 2006, Aix-en-Provence, France. hal-03273369

HAL Id: hal-03273369

<https://hal.science/hal-03273369>

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.

INTÉGRATION DES COMPORTEMENTS DYNAMIQUES DANS L'USINAGE DE PIÈCES AÉRONAUTIQUES

Sébastien SEGUY

Laboratoire Génie de Production - École Nationale d'Ingénieurs de Tarbes, 47 avenue d'Azereix BP 1629
65016 Tarbes Cedex, Tel. : +33 5 62 44 27 00, Fax : +33 5 62 44 27 08, sebastien.seguy@enit.fr

Lionel ARNAUD

Laboratoire Génie de Production - École Nationale d'Ingénieurs de Tarbes, 47 avenue d'Azereix BP 1629
65016 Tarbes Cedex, Tel. : +33 5 62 44 26 47, Fax : +33 5 62 44 27 08, lionel.arnaud@enit.fr

Gilles DESSEIN

Laboratoire Génie de Production - École Nationale d'Ingénieurs de Tarbes, 47 avenue d'Azereix BP 1629
65016 Tarbes Cedex, Tel. : +33 5 62 44 27 73, Fax : +33 5 62 44 27 08, gilles.dessein@enit.fr

Maher BAILI

Laboratoire Génie de Production - École Nationale d'Ingénieurs de Tarbes, 47 avenue d'Azereix BP 1629
65016 Tarbes Cedex, Tel. : +33 5 62 44 27 73, Fax : +33 5 62 44 27 08, maher.baili@enit.fr

Francisco Javier CAMPA

Département de Génie Mécanique - Université du Pays Basque, Alameda de Urquijo
48013 Bilbao, Espagne, Tel. : +34 9 46 01 72 35, Fax : +34 9 46 01 42 15, fran.campa@ehu.es

Gorka ARAMENDI

Fundación Fatronik, Département des procédés industriels, Paseo Mikeletegi, 7 - Parque Tecnológico
20009 San Sebastián, Espagne, Tel. : +34 9 43 00 55 00, Fax : +34 9 43 00 55 11, garamendi@fatronik.com

Résumé : *Le fraisage à grande vitesse génère des phénomènes vibratoires complexes qui sont actuellement un frein au développement de la productivité dans l'usinage des pièces aéronautiques. Une particularité essentielle de ces pièces est liée au fait qu'elles sont composées de parois latérales et de fonds minces. La théorie des lobes de stabilité est de plus en plus utilisée pour choisir des conditions de coupe assurant la stabilité de l'usinage. Nous présentons dans cet article comment mettre en oeuvre une modélisation qui est adaptée au comportement des deux types de zones, à savoir : les parois de fond et les parois latérales. Nous avons développé une méthode permettant de prendre en compte l'évolution des caractéristiques dynamiques de la pièce durant l'usinage et ainsi d'obtenir une représentation en trois dimensions des lobes de stabilité bien adaptée à ce contexte. Enfin, les modélisations effectuées pour chaque type de parois seront validées par des essais d'usinage sur une pièce représentative des cas industriels.*

Mots clés : Lobes de stabilité, Vibrations régénératives, Fraisage, Pièce souple.

Abstract: *High speed milling generates complex vibratory phenomena which are currently a brake for the development of the machining productivity in aeronautical parts. The essential characteristic of these parts is related to the fact which are made of thin walls and thin floors. The stability lobes theory is usually used to choose cutting conditions allowing the machining stability. We present in this article how to consider a modelling adapted for the behavior from the two types of zones, namely: thin walls and thin floors. We developed a methodology considering the dynamic characteristics evolution of the part during the machining and thus we obtain a representation in three dimensions of the stability lobes. Lastly, the modelling carried out for each type of walls will be validated by machining tests on a part representative of the industrial cases.*

Keywords: Stability lobes, Chatter, Milling, Flexible structures.

1 Introduction

Actuellement, l'usinage par enlèvement de matière constitue l'un des principaux moyens de mise en œuvre pour les pièces de structures aéronautiques. Ces pièces doivent assurer une grande rigidité à la structure tout en minimisant les masses embarquées. Le fraisage à grande vitesse est tout naturellement utilisé pour fabriquer ces pièces, car plus de 95% du poids de la

pièce brute est usiné. L'utilisation d'outils spécifiques couplés avec des machines spéciales permet d'assurer un débit d'enlèvement de matière très important.

Cependant, la fabrication des parois minces permettant de rigidifier la structure n'est pas encore totalement maîtrisée. En effet, lors de l'usinage de parois minces, il peut apparaître des vibrations entre la pièce et l'outil, notamment lorsque la paroi est peu rigide par rapport à l'outil. Ces vibrations autoentretenues ou régénératives, sont aussi connues sous la dénomination de vibration de broutement. Les efforts de coupe périodiques font vibrer la pièce et engendre une ondulation de la surface usinée, ainsi, lors du passage de la dent suivante l'épaisseur de copeau enlevée n'est plus constante, il en résulte un effort de coupe variable pouvant, dans certains cas, amplifier les vibrations, d'où le nom de vibrations autoentretenues.

Lors des opérations de finitions des pièces de structures en aluminium, les vibrations de broutement apparaissent sur les parois latérales des raidisseurs ainsi que sur les parois de fond des poches. Ce phénomène engendre une rugosité importante caractérisée par des marques sur la pièce. Dans certain cas, nous pouvons assister à la destruction de la pièce alors qu'elle a déjà acquise une valeur ajoutée importante. Nous observons également une usure prématurée des broches ainsi qu'une diminution de la durée de vie des outils. Ce phénomène constitue un frein au développement de la productivité dans le domaine de la fabrication mécanique.

Pourtant, historiquement, les vibrations du couple outil pièce sont connues depuis les années 1960, et ont fait l'objet de nombreuses études. Tobias [1] et Tlusty [2] ont réussi à expliquer les causes de ces vibrations autoentretenues dans le cas de la coupe orthogonal appliquée au tournage. Merrit [3] a développé la boucle de retour permettant de représenter l'effet retard qui est actuellement utilisé unanimement par la communauté. Ces connaissances sont à la base de la théorie des lobes de stabilité, qui permet de trouver la profondeur de passe en fonction de la vitesse de rotation, à partir de laquelle, le système usinant va devenir instable.

Les premières études appliquées au fraisage orthogonal ont été présentées par Optiz [4] et Sridhar [5] à la fin des années 1960. C'est ensuite vers le milieu des années 1990, qu'apparaissent les premières modélisations sous forme analytique [6], [7] et [8]. Cette théorie est bien appliquée dans le cas des vibrations d'outils, car les caractéristiques dynamiques sont constantes durant tout l'usinage.

Dans le cas des vibrations de pièces, ce qui est le cas pour l'usinage de parois minces, cette modélisation ne peut plus être appliquée directement, car les caractéristiques de la pièce varient fortement pendant l'usinage [9], [10] et [11]. Les lobes de stabilité évoluent durant l'usinage ce qui conduit à l'ajout d'une troisième dimension, correspondant à la position de l'outil [12]. De nouvelles modélisations ont été enrichies par la prise en compte des vibrations liées à la machine, citons notamment Bravo [13]. Davies [14] a développé un modèle sous forme analytique en faisant l'hypothèse que le temps de coupe est très court par rapport à la période de dents, cette modélisation est bien adaptée lorsque la coupe est fortement discontinue. Les auteurs montrent ainsi que les lobes de stabilité ont tendance à se scinder en deux.

Pour les parois de fond, peu de travaux ont été menés car ces vibrations sont généralement résolues par les fixations de la pièce. Smith [15] propose l'utilisation d'outil avec un rayon de bec nul pour l'usinage des fonds minces. Quelques modèles en trois dimensions sont actuellement développés dans le cas du fraisage de ces parois [16], [17].

Notre objectif est d'appliquer sur la même pièce les modélisations couramment utilisées pour le fond et les parois latérales, afin de développer une méthodologie permettant d'avoir un usinage stable.

2 Modélisations adoptées

Les pièces de structures usuellement fabriquées pour le domaine aéronautique sont composées de différentes "poches". Nous distinguons alors deux types de parois à usiner dont le comportement est différent. Pour cela, nous allons présenter une modélisation simple, mais adaptée pour la paroi du fond et pour la paroi latérale.

2.1 Paroi latérale

Le modèle que nous allons rapidement présenter se base sur les travaux de Altintas [7], [8], car dans notre cas la coupe est presque continue.

Hypothèses de modélisation :

- la pièce est considérée flexible par rapport à l'outil qui est beaucoup plus rigide,
- la pièce est assimilée à un corps rigide dans la zone d'usinage,
- les déplacements de la pièce ne se font que suivant la direction y ,
- la paroi est modélisée par un système à un degré de liberté défini figure 1.

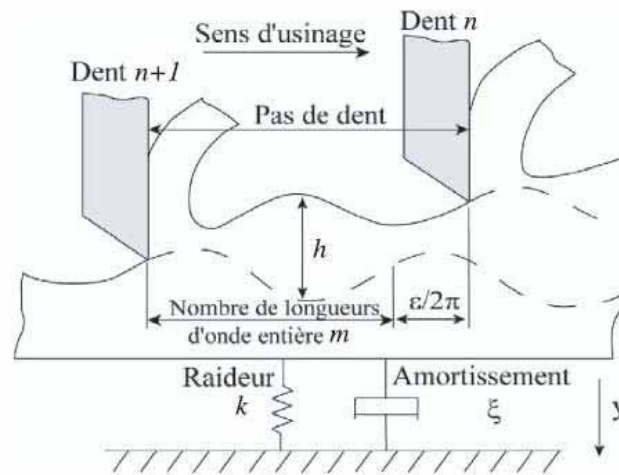


Fig. 1 : Modélisation de la paroi à 1ddl.

La fonction de transfert de la pièce dans la direction y est :

$$G_y(i\omega_c) = \frac{\omega_0^2 / k}{\omega_0^2 - \omega_c^2 + 2\xi\omega_0\omega_c i} \quad (1)$$

Nous utilisons une loi de coupe linéaire, où les efforts sont directement proportionnel à la section du copeau, les efforts de coupe tangentiels et radiaux sont respectivement : $F_T = K_T A_P A_E$ et $F_R = K_R F_T$ avec K_T et K_R les coefficients de coupe tangentiels et radiaux, A_P et A_E les profondeurs de passe axiale et radiale.

Notre but étant d'utiliser le modèle, nous allons directement donner les équations permettant d'obtenir le tracé des lobes [8].

La profondeur de passe axiale limite s'exprime sous la forme :

$$A_{P\lim} = \frac{1}{\frac{z}{2\pi} \alpha_{yy} K_T \Re[G_y(i\omega_c)]} \quad (2)$$

Avec z le nombre de dents, α_{yy} le coefficient directionnel dynamique :

$$\alpha_{yy} = \frac{1}{2} [-\cos(2\theta) - 2K_R \theta - K_R \sin(2\theta)]_{\phi_{ST}}^{\phi_{EX}} \quad (3)$$

L'angle d'engagement de l'outil θ , ϕ_{EX} et ϕ_{ST} les angles d'entrée et de sortie.

$\Re[G_y(i\omega_c)]$ représente la partie réelle de la fonction de transfert du système à un degré de liberté, soit :

$$\Re[G_y(i\omega_c)] = \frac{1}{k} \frac{1-d^2}{(1-d^2)^2 - 4\xi d^2} \quad (4)$$

Avec, $d = \frac{\omega_c}{\omega_0}$, ω_0 la pulsation propre, k la raideur et ξ l'amortissement.

A partir de la figure 1, nous constatons qu'il existe un déphasage entre la fréquence de dent et la fréquence de brottement qui fait apparaître m oscillations entières et ε la fraction restante. Il est alors possible d'obtenir un lien entre la fréquence de broche et la fréquence de brottement ω_c , soit :

$$N = \frac{60\omega_c}{z \left[2m\pi + 2\pi - 2 \arctan \left[\frac{d^2 - 1}{2\xi d} \right] \right]} \quad (5)$$

Les équations (2) et (5) constitue un système d'équations paramétré en m et ω_c , il est alors possible de tracer les lobes de stabilité pour chaque mode de vibration de la paroi. Les modes de haute fréquence ayant une raideur plus grande, en pratique, seul les premiers modes limitent la profondeur de passe axiale.

2.2 Paroi du fond

La modélisation des vibrations lors de l'usinage des parois de fond nécessite souvent un modèle à trois degrés de libertés : un pour la paroi et deux pour l'outil. Les vibrations de la paroi du fond suivant la direction Z entraînent une variation de l'épaisseur du copeau suivant la direction X , liée à la présence du rayon de bec. Ainsi, si la raideur de la paroi du fond est faible, il peut y avoir une régénération de la surface à cause des vibrations suivant Z .

La modélisation que nous allons utiliser est basée sur les études d'Altintas [17]. Dans notre cas, l'outil étant beaucoup plus rigide que la paroi de fond, nous faisons alors l'hypothèse que les vibrations sont liées uniquement à la paroi de fond, qui peut être modélisée par un système à un degré de liberté suivant la direction Z , présenté sur la figure 2. Les hypothèses de modélisations sont alors les mêmes que celles présentées au chapitre 2.1.

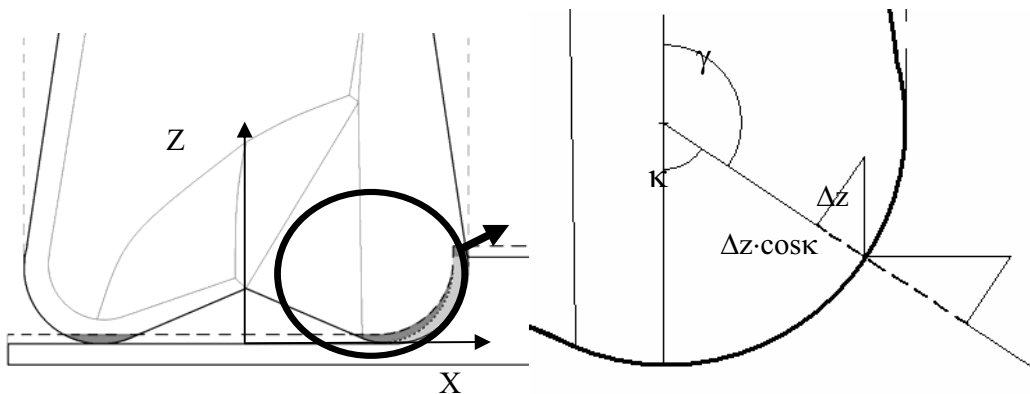


Fig. 2 : Modélisation du fond à 1ddl.

L'épaisseur de copeau instantanée s'écrit :

$$h(\phi_j(t)) = \Delta z \cdot \cos(\gamma) \quad \text{avec} \quad \Delta z = z(t) - z(t-T) \quad (6)$$

La loi de coupe étant linéaire, les efforts dans la direction Z sont :

$$\{F_z(j)\} = \begin{bmatrix} 0 & -\cos \gamma & -\sin \gamma \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} F_t(j) \\ F_r(j) \\ F_a(j) \end{Bmatrix} \quad (7)$$

En intégrant la variation d'effort de coupe liée à la variation d'épaisseur de copeau dans la fonction de transfert du système à un degré de liberté, nous obtenons une équation dont la résolution passe par la recherche des valeurs propres du système matriciel [16].

Les valeurs propres Λ , ainsi calculées, sont des nombres complexes : $\Lambda = \Lambda_R + i \Lambda_I$.

La profondeur de passe A_p pour ω_c s'exprime alors sous la forme :

$$A_{p \text{ lim}} = -\frac{2\pi}{zK_T} \Lambda_R \left[1 + \left(\frac{\Lambda_I}{\Lambda_R} \right)^2 \right] \quad (8)$$

Il est alors possible de calculer l'argument du nombre complexe associé à la valeur propre et de la même façon que précédemment, les vibrations font apparaître m oscillations entières plus une fraction ε .

En exprimant ce déphasage il est alors possible d'obtenir la vitesse de rotation en fonction de l'ordre du lobe m , soit :

$$N = \frac{60\omega_c}{z \left(2\pi m + \pi - 2 \arctan \left(\frac{\Lambda_I}{\Lambda_R} \right) \right)} \quad (9)$$

L'utilisation des équations 8 et 9 permet alors de tracer les lobes de stabilité.

3 Obtention des paramètres

Pour les deux modélisations, le calcul des lobes de stabilité nécessite l'obtention des caractéristiques dynamiques de la pièce, à savoir, les fréquences propres des différents modes, l'amortissement et les raideurs. L'amortissement est obligatoirement déterminé par les essais car il ne peut être calculé.

Afin de déterminer les autres paramètres dynamiques de la pièce, nous avons utilisé un logiciel de calcul par éléments finis en vibration. L'analyse modale de la pièce dans son ensemble permet de trouver les fréquences propres ainsi que les raideurs apparentes. Le terme raideur apparente signifie que la raideur prise en compte dépend du point que l'on choisit sur la pièce. Dans notre cas, la raideur n'est pas la même sur la paroi latérale et sur la paroi de fond.

Les modélisations par calcul ont été validées par les résultats de l'analyse modale expérimentale sur la pièce.

4 Développement

Quand nous usinons une pièce de structure, la pièce initiale ne peut être considérée identique à la pièce en fin de processus. En effet, les différentes opérations modifient constamment les caractéristiques dynamiques des parois. C'est d'autant plus vrai lors des opérations de finitions sur des parois minces, car la perte de masse s'accompagne alors d'une réduction de rigidité. L'hypothèse de caractéristiques constantes pendant l'usinage ne peut plus être appliquée, seules les caractéristiques de l'outil restent constantes. Il est alors nécessaire de calculer les paramètres dynamiques de la pièce au cours de son usinage.

Les lobes de stabilité ainsi obtenus ne sont valables que pour un état particulier de la pièce. Afin de rendre compte de l'évolution de la pièce au cours de l'usinage, nous rajoutons une troisième dimension au tracé des lobes correspondant à la position de l'outil au cours de l'usinage.

Nous avons appliqué cette méthode dans le cas de l'usinage en finition d'une poche composée de parois latérales et d'un fond, minces. Le modèle éléments finis est global, il considère l'ensemble de la pièce. Le modèle de départ, suite à l'ébauche, est composé de parois latérales de 3mm et d'une paroi de fond de 2mm d'épaisseur.

4.1 Paroi du fond

Nous étudions dans un premier temps l'usinage de la paroi du fond. L'usinage est réalisé suivant une stratégie de type concentrique entrant, c'est le cas le plus défavorable.

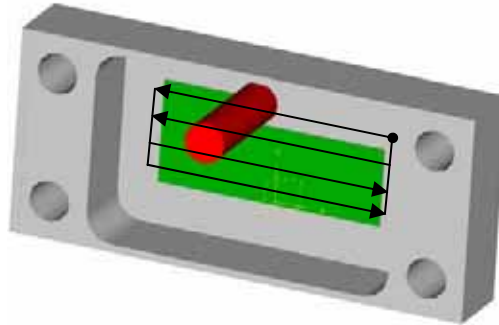


Fig.3 : Pièce étudiée.

La figure 3 présente la pièce étudiée durant son usinage. Le calcul par éléments finis considère un usinage avec une profondeur de passe axiale de 1mm et une profondeur de passe radiale de 10mm. Ces paramètres sont fixés pour prendre en compte l'enlèvement de matière et la perte de rigidité de la paroi de fond.

L'usinage du fond est réalisé en quatre passes, comme présenté sur la figure 3. Le modèle numérique est paramétrable afin de réaliser une analyse modale sur le chemin de l'outil. Afin de limiter les temps de calcul, le parcours de l'outil a été discrétisé en tronçons de 10mm. La modélisation de l'usinage du fond nécessite alors 40 analyses modales, permettant de déterminer l'évolution des caractéristiques dynamiques de la pièce. Lors de l'usinage de pièces complexes, cette méthode nécessite des temps de calculs très importants, ce qui constitue une limite de cette approche.

La figure 4 présente l'évolution de la fréquence propre du deuxième mode durant l'usinage complet du fond, c'est le mode présentant la plus forte évolution.

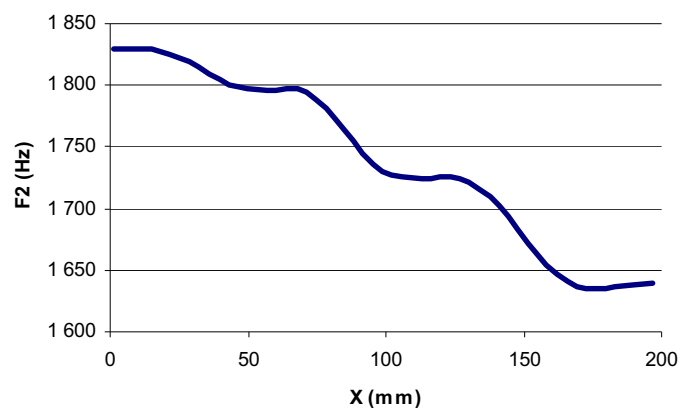


Fig.4 : Variation de fréquence propre du deuxième mode durant l'usinage.

Si nous considérons l'évolution des paramètres dynamiques de la pièce, il est alors possible d'obtenir des lobes en trois dimensions, où la troisième dimension représente le

chemin de l'outil au cours de l'usinage. La modélisation adaptée pour le fond est ici utilisée afin de tracer les lobes en trois dimensions, nous utilisons un outil de diamètre 16 ayant un rayon de bec de 2,5mm, les coefficients de coupe K_T et K_R valent respectivement 804N/mm² et 0,1. Sur la figure 5, nous constatons alors que l'usinage n'est pas stable pour une profondeur de passe de 1mm, car nous sommes au dessus des lobes dans la zone instable. Il est alors intéressant de réaliser l'essai afin de valider ce résultat.

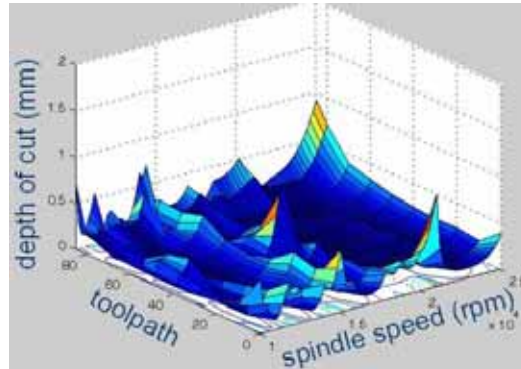


Fig.5 : Lobes de stabilité en 3D pour l'usinage du fond.

4.2 Paroi latérale

Nous allons considérer maintenant le cas de l'usinage en finition par contournage de la paroi latérale de la pièce. L'usinage est réalisé avec un outil de diamètre 12 dont les coefficients de coupe K_T et K_R valent respectivement 700N/mm² et 0.3. Les deux parois latérales mesurent 120*30*3mm après l'usinage de la paroi du fond. Afin de tenir compte de l'enlèvement de matière, nous avons fixé les conditions d'engagement de l'outil, à savoir, une profondeur de passe axiale de 5mm et une profondeur de passe radiale de 0,1mm.

Les caractéristiques de la pièce ayant une évolution continue, il faut trouver un pas de discrétisation permettant de suivre l'évolution des paramètres. Pour l'usinage de la paroi latérale, l'évolution des paramètres étant plus faible, nous avons discrétisé l'usinage en tronçon de 15mm. Les calculs fournissent alors la fréquence propre et la raideur apparente correspondant à chaque position de l'outil. L'amortissement mesuré est considéré comme constant, soit 2%.

Le tableau 1 rassemble les résultats des calculs : la raideur apparente, la fréquence propre et la déformée modale. Le modèle numérique correspond à l'ensemble de la pièce, pour l'usinage de la paroi, seules les données concernant la paroi sont prise en compte. Dans un souci de clarté, seul 4 calculs sont présentés, après 15mm, 60mm et 105mm d'usinage.

Evolution usinage	Mode 1		Mode 2		Mode 3	
	Fréquence Hz	Raideur apparente N/m	Fréquence Hz	Raideur apparente N/m	Fréquence Hz	Raideur apparente N/m
15mm	1007,84	289,772*10 ⁶	1639,91	5740,132*10 ⁶	1815,16	23,553*10 ⁶
60mm	1007,20	13,696*10 ⁶	1639,89	618652*10 ⁶	1815,55	1,180*10 ⁶
105mm	1007,12	651,061*10 ⁶	1639,87	12905*10 ⁶	1815,60	54,167*10 ⁶
Déformée modale						

Tab.1 : Evolution des caractéristiques de la pièce.

Nous constatons pour l'usinage de la paroi latérale une faible évolution des fréquences, lié au fait que l'enlèvement de matière soit faible. Par contre, la raideur apparente évolue beaucoup suivant la position de l'outil sur la paroi.

A partir de ces caractéristiques, il est alors possible de tracer les lobes de stabilité pour chaque tronçon, nous obtenons ainsi des lobes en trois dimensions, présentés sur la figure 6.

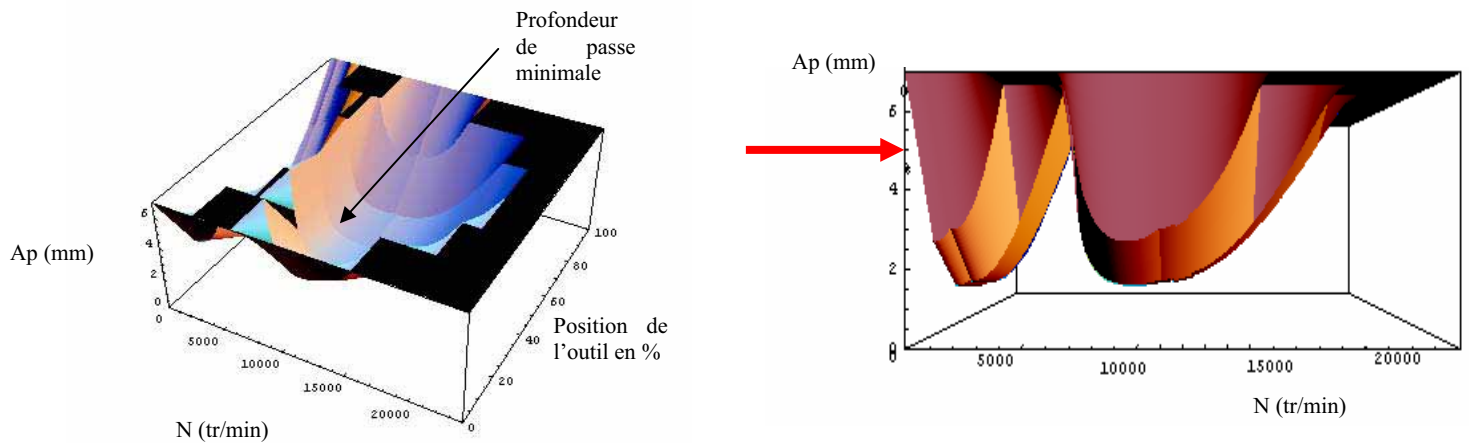


Fig.6 : Lobes de stabilité en 3D pour la paroi latérale, au voisinage de A_p 5mm.

Cette représentation permet une meilleure compréhension des phénomènes intervenant lors de l'usinage des parois minces, nous remarquons notamment que la profondeur de passe est minimale au centre de la paroi.

Cependant, cette représentation n'est réellement utilisable que pour la profondeur de passe de 5mm. En effet, les paramètres d'engagement de l'outil ont été utilisés pour les calculs éléments finis. Ces lobes de stabilité sont utilisables uniquement pour la profondeur de passe de 5mm. Cette représentation ne permet plus de choisir les conditions d'engagement de l'outil.

Si l'on effectue une coupe dans les lobes 3D pour A_p 5mm, on retrouve la figure 7. Cette représentation permet uniquement de choisir la vitesse de rotation, sachant que les zones en blanc correspondent aux zones de stabilité.

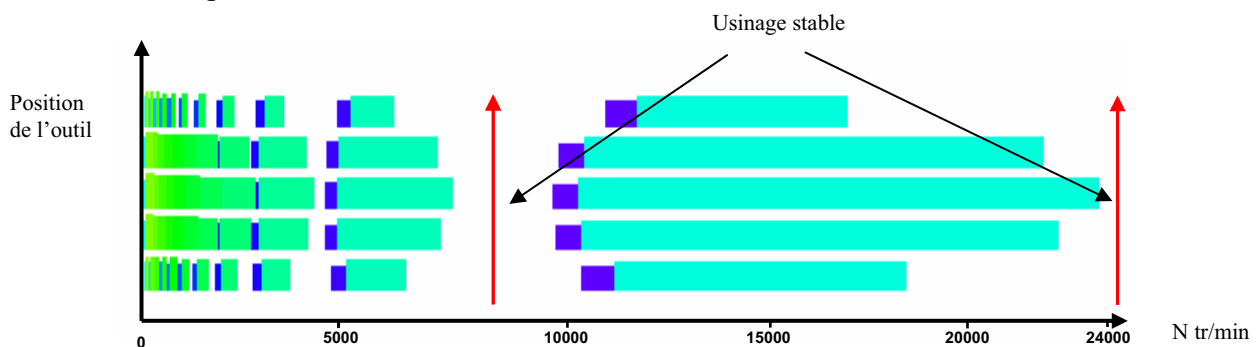


Fig.7 : Coupe des lobes 3D pour A_p 5mm.

Dans cette configuration précise, l'usinage est toujours stable entre 7500 et 10100tr/min et au-delà de 23500 tr/min.

5 Essais de validation

Afin d'avoir une application industrielle, nous avons choisi d'usiner une pièce en forme de poche qui possède un comportement similaire aux pièces de structures aéronautiques.

5.1 Procédure expérimentale

La pièce choisie est en aluminium de type 7075 T6. La mise en position est réalisée de façon à obtenir un encastrement de la pièce au niveau des cales afin de laisser les différentes parois libres, voir figure 8.

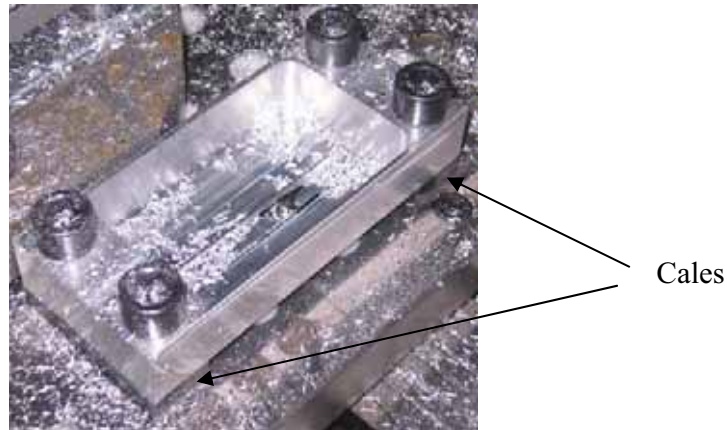


Fig. 8 : Pièce d'essai.

Nous avons utilisé deux outils pour l'usinage de la pièce ; une fraise de diamètre 16 avec 2 dents, un rayon de bec de 2,5mm et un angle d'hélice de 30°; et une fraise de diamètre 12 avec 4 dents, un rayon de bec de 0,15mm et un angle d'hélice de 45°.

Le fond de la pièce a été usiné avec les deux outils, sur deux pièces distinctes, mais dans les mêmes configurations imposées par les calculs, à savoir :

- vitesse de rotation de 20000tr/min,
- avance de 0,2mm/dent,
- profondeur de passe axiale de 1mm,
- passe radiale de 10mm,
- usinage en concentrique entrant.

La paroi latérale a uniquement été usinée en contournage avec la fraise de 12, avec les conditions issues des lobes de stabilité, soit :

- vitesse de rotation de 24000tr/min,
- avance de 0,04mm/dent,
- profondeur de passe axiale de 5mm et 3mm,
- passe radiale de 0,1mm,
- usinage en avalant.

La mesure des vibrations est réalisée à l'aide d'un vibromètre laser, ainsi qu'avec un accéléromètre, afin de fiabiliser les mesures. Ces deux moyens de mesure avec et sans contact nous permettent de connaître avec certitude les fréquences excitées au cours de l'usinage. Cependant, l'utilisation du vibromètre laser doit être effectuée sans lubrification et nécessite une accessibilité sur la machine, ce qui n'est pas évident dans un contexte de fabrication mécanique.

5.2 Résultats expérimentaux

A l'issue des essais, nous possédons les enregistrements des fréquences qui nous permettent de connaître le déroulement de l'usinage.

Concernant l'usinage du fond avec l'outil ayant un rayon de bec de 2,5mm, figure 9, les calculs donnaient un usinage instable. Effectivement, nous remarquons la présence de fortes marques synonyme d'instabilité. Ces marques sont beaucoup plus importantes vers la fin de l'usinage. En effet, l'outil finit son parcours au centre de la paroi de fond : zone étant la plus souple.

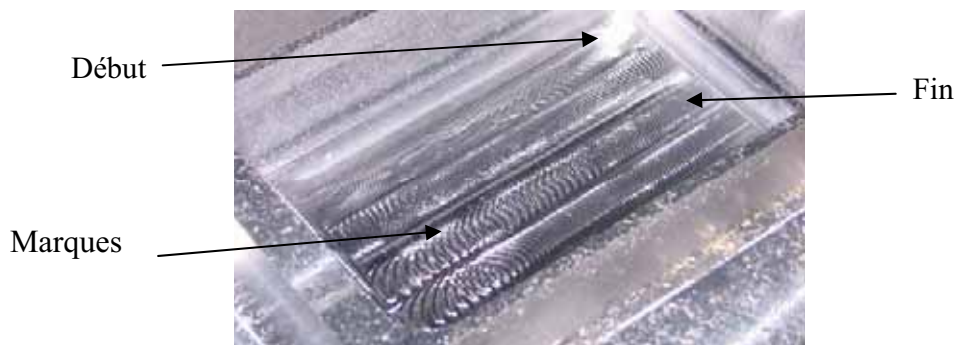


Fig. 9 : Usinage instable sur le fond avec l'outil ayant un rayon de bec de 2,5mm.



Fig. 10 : Usinage stable sur le fond avec l'outil ayant un rayon de bec de 0,15mm.

Par contre, lors de l'usinage avec l'outil ayant un rayon de bec faible (0,15mm), l'usinage a été stable, figure 10. Les vibrations suivant Z n'ont pas entraîné d'instabilité. On retrouve ici les résultats de Smith [15], qui préconise l'utilisation d'outils sans rayon de bec.

Les essais sur les parois latérales ont donné un usinage stable pour une profondeur de passe de 3mm, mais par contre l'usinage a été instable pour une profondeur de passe de 5mm. La profondeur de passe réelle est plus faible que la profondeur de passe calculée. Nous constatons alors l'importance des hypothèses de modélisation.

6. Conclusions et perspectives

Dans cet article, nous avons utilisé une modélisation adaptée pour l'usinage des parois latérales et de fond. Dans le cas de l'usinage de parois minces, les caractéristiques de la pièce évoluent au cours du temps ainsi que la position de l'outil. Nous avons donc mis au point une méthode utilisant les calculs éléments finis afin de déterminer les caractéristiques d'un usinage

au cours du temps, de telle sorte à obtenir des lobes de stabilité évoluant suivant la position de l'outil. Il convient de remarquer que cette représentation obtenue en trois dimensions est associée à la profondeur de passe utilisée pour le calcul éléments finis, à chaque stratégie d'usinage correspond donc un lobe 3D.

Nous possédons ainsi un outil de simulation permettant d'étudier un usinage donné. Il est alors possible d'utiliser cette méthode pour choisir les paramètres d'usinage assurant un usinage stable pour la paroi du fond, et éventuellement de faire un choix entre plusieurs stratégies d'usinage envisagées.

Les essais d'usinage ont permis de valider cette méthode, cependant, de nouveaux calculs sont en cours afin de pouvoir étudier différentes stratégies et ainsi pouvoir choisir la stratégie optimale permettant d'usiner correctement le fond de la pièce avec l'outil rayonné.

Sur un plan plus quantitatif on constate un écart significatif entre la profondeur de passe maximale sans vibration obtenue par le modèle et celle obtenue expérimentalement. En effet, la modélisation adoptée étant volontairement simple, nous avons beaucoup d'hypothèses, et notamment de grosses incertitudes sur la modélisation des efforts de coupes.

D'un point de vue industriel, les profondeurs de passe axiale sont dans l'ensemble assez faible, notamment dans le contournage en finition de la paroi latérale. L'utilisation d'autres stratégies que le choix optimal de la vitesse de broche par les lobes de stabilité peut apporter des gains supplémentaires : les outils à pas variables et la variation de vitesse de broche [18] pour ne citer qu'elles, ont montré par ailleurs leur intérêt.

Remerciement

Ce travail a été réalisé dans le cadre du projet européen Interreg IIIa AEROSFIN.

Références

- [1] S.A. TOBIAS, W. FISHWISCK. *"A theory of regenerative chatter"*, The Engineer, 1958.
- [2] J. TLUSTY, M. POLACEK. *"The stability of machine tool against self excited vibrations in machining"*, International Research in Production Engineering, ASME, 1963, pp.465-474.
- [3] H.E. MERRIT. *"Theory of self-excited machine-tool chatter"*. Contribution to Machine-Tool Chatter. Journal of Engineering for Industry, ASME, Vol.87, 1965, pp.447-453.
- [4] H. OPITZ, F. BERNADI. *"Investigation and calculation of the chatter behavior of the lathes and milling machines"*, Annals of the CIRP, Vol.18, 1970, pp. 335-343.
- [5] R. SRIDHAR, R.E. HOHN, G.W. LONG. *"A stability algorithm for the general milling process"*, Journal of Engineering for Industry, ASME, 1968, pp.330-334.
- [6] Y. ALTINTAS, E. BUDAK. *"Analytical stability prediction of stability lobes in milling"*, Annals of the CIRP, Vol.44, No.1, 1995, pp.357-362.
- [7] E. BUDAK, Y. ALTINTAS. *"Analytical prediction of the chatter stability in milling Part I : General formulation"*, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, ASME, Vol.120, 1998, pp.22-30.
- [8] E. BUDAK, Y. ALTINTAS. *"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, Vol. 120, 1998, pp.31-36.
- [9] F. LAPOUJOLADE, T. MABROUKI, K. RAÏSSI. *"Prédiction du comportement vibratoire du fraisage latéral de finition des pièces à parois minces"*, Mécanique et Industrie, Vol.3, 2002, pp.403-418.

- [10] N. CORDUAN, J.P. COSTES, F. LAPOUJOLADE. *"Modelling and experimental approach of milling stability: Application to thin walled parts"*, Fifth International Conference on High Speed Machining Metz France, 2006.
- [11] O. GONZALO, G. PEIGNE, D. GONZALEZ. *"High speed machining simulation of thin-walled components"*, Fifth International Conference on High Speed Machining Metz France, 2006.
- [12] V. THEVENOT, L. ARNAUD, G. DESSEIN, G. CAZENAVE-LARROCHE. *"Influence of material removal on dynamic behaviour of thin walled structure in peripheral milling"*, Seventh CIRP International Workshop on Modelling of Machining Operations, Cluny, 2004, pp.243-249.
- [13] U. BRAVO, O. ALTUZARRA, L.N. LÓPEZ DE LA CALLES. J.A. SÁNCHEZ, F.J. CAMPA. *"Stability limits of milling considering the flexibility of the workpiece and the machine"*, International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol.45, 2005, pp.1669-1680.
- [14] M.A. DAVIES, B. BALACHANDRAN. *"Impact dynamics in milling of thin walled structures"*, Nonlinear Dynamics, No.22, 2000, pp.375-392.
- [15] S. SMITH, D. DVORAK. *"Tool path strategies for high speed milling aluminium workpieces with thin webs"*, Mechatronics, Vol. 8, 1998, pp.291-300.
- [16] F.J. CAMPA, L.N. LÓPEZ DE LACALLE, U. BRAVO, S. HERRANZ, E. UKAR. *"Determination of cutting conditions for the stable milling of flexible parts by means of a three-dimensional dynamic model"*, Proceedings of International Mechanical Engineering Congress and Exposition Orlando Florida, ASME, 2005.
- [17] Y. ALTINTAS. *"Analytical prediction of three dimensional chatter stability in milling"*, The Japan Society of Mechanical Engineers, International Journal Series, Vol.44, 2001, pp.717-723.
- [18] E. AL-REGIB, J. NI, S.H. LEE. *"Programming spindle speed variation for machine tool chatter suppression"*, International Journal of Machine Tool & Manufacture, Vol.43, 2003, pp.1229-1240.