

Alésage à forets $3/4$ assisté par vibrations auto entretenues

GEORGE MORARU^{1,a}, DANIEL BRUN-PICARD¹ ET PATRICE RABATE²

¹ CER ENSAM d'Aix-en-Provence, LSIS-UMR CNRS 6168, Équipe IMS, 2 cours des Arts et Métiers, 13617 Aix-en-Provence Cedex 1, France

² Ingénieur R&D, EADS Innovation Works France, 12 rue Pasteur, BP 76, 92152 Suresnes Cedex, France

Reçu le 15 mars 2007, accepté le 6 juillet 2007

Résumé – Les opérations d'alésage à outil $3/4$ sont utilisées pour réaliser des alésages pour lesquelles le perçage dans le plein n'est pas capable de procurer la qualité spécifiée et lorsque les contraintes de productivité et d'encombrement n'autorisent pas d'autres procédés et outils. L'article présente une étude de faisabilité réalisée récemment, concernant la possibilité d'utiliser le principe du perçage vibratoire pour les opérations d'alésage à forets $3/4$, afin de favoriser la fragmentation des copeaux et leur évacuation. Les modèles mathématiques du perçage vibratoire sont présentés et une discussion sur la méthodologie employée pour le calcul des paramètres opératoires est donnée. Le phénomène de talonnage est discuté et nous démontrons que son influence, prouvée néfaste pour les opérations de perçage dans le plein, est bien limitée lors des opérations d'alésage. Les résultats expérimentaux obtenus sur un banc d'essai ont validé avec précision les modèles développés et nous permettent d'envisager des essais « in situ », destinés à une industrialisation du procédé.

Mots clés : Perçage $3/4$ / perçage vibratoire / auto vibrations / systèmes à retard

Abstract – **Gundrill reaming assisted by self-excited axial vibrations.** Gundrill boring operations are sometimes used to obtain holes with high surface quality and accuracy requirements, impossible to fulfill using core drilling techniques. This article presents a feasibility study concerning the use of vibration drilling technique for gundrill boring operations, in order to ease the chip extraction by periodical breaking. Mathematical models defining a methodology used in order to compute and/or choose system parameters are presented. Rubbing effect is discussed and its influence is proved to be much smaller than for core drilling. Experimental results presented validated mathematical models and give hopes for a possible industrialisation.

Key words: Gundrilling / vibration drilling / self-excited vibrations / time delay systems

1 Introduction

Le perçage est une des opérations d'usinage les plus utilisées dans l'industrie, mais aussi une des plus difficiles à étudier, modéliser et maîtriser. Les évolutions dans le domaine des matériaux de coupe et des machines permettent aujourd'hui des grandes vitesses de rotation pour des opérations de perçage profond de haute productivité mais leurs limites sont encore souvent fixées par un aspect pratique : l'évacuation des copeaux. Lors des opérations de perçage ou d'alésage de profondeur importante, l'évacuation des copeaux reste un des problèmes majeurs, limitant les régimes de travail, imposant des

cycles de déburrage ou faisant subir aux outils ou machines des sollicitations importantes (efforts de coupe, usure prononcée, etc.).

Les trous d'assemblage des structures d'aéronefs (alliages d'aluminium ou structures composites carbone-alliage d'aluminium) sont actuellement réalisés, en très grande partie, par un procédé de perçage utilisant des forets $3/4$ et des machines portatives appelées unités de perçage automatiques (UPA). Les forets et les machines destinés aux opérations de perçage $3/4$ sont utilisés pour des opérations de perçage dans le plein mais aussi pour des opérations d'alésage. Lorsque la qualité des surfaces requise ne peut pas être fournie par une simple opération de perçage, une opération réalisant un avant trou est nécessaire. Un des problèmes majeurs avec ces opérations vient du fait que le copeau obtenu en alésage

^a Auteur pour correspondance :
George.Moraru@ensam.fr

Nomenclature

Grandeur	Unité	Définition
A	[mm]	amplitude du mouvement oscillatoire de l'outil
c	[Ns.m ⁻¹]	amortissement de la suspension élastique
D	[mm]	diamètre du foret
f	[mm.tr ⁻¹]	avance instantanée
$f_z = f/z$	[mm.tr ⁻¹]	avance instantanée par lèvre
F_p	[N]	force de pénétration en perçage conventionnel
k	[N.m ⁻¹]	rigidité de la suspension élastique
q	[]	exposant de l'avance dans le modèle d'efforts de coupe
m	[kg]	masse du système vibrant
r	[s]	retard entre deux passages consécutifs de l'arête coupante
R	[mm]	rayon considéré pour le calcul des angles (rayon moyen de la zone de coupe en alésage)
t	[s]	temps
x	[]	élongation adimensionnelle du mouvement vibratoire
z	[]	nombre de lèvres de l'outil
α_{eff}	[rad]	angle de dépouille effectif/outil en travail
α_0	[rad]	angle de dépouille/outil en main
α_t	[rad]	variation de l'angle de dépouille due au mouvement axial de l'outil
ζ	[]	coefficient d'amortissement de la tête vibrante
λ	[]	rapport entre la fréquence propre de la tête vibrante et la fréquence de passage des arêtes tranchantes
κ	[]	rapport entre la raideur de la coupe stationnaire et la raideur de la tête vibrante
δ	[]	position adimensionnelle de la surface générée sous l'arête tranchante
σ	[]	coefficient d'amortissement de la coupe
$\tau = t/r$	[]	temps adimensionnel
ν	[Hz]	fréquence de rotation
$\nu_z = z\nu$	[Hz]	fréquence de passages des arêtes tranchantes
ν_0	[Hz]	fréquence propre de la tête vibrante
η	[]	nombre d'oscillations entre deux passages de lèvres

est très souvent continu et il bourre à l'intérieur du canal d'évacuation de l'outil $3/4$, provoquant, suivant le cas, une usure prononcée de l'outil, une dégradation de la surface usinée ou même le bris d'outil (Fig. 1).

Une des techniques proposées pour résoudre ce problème est l'assistance du perçage par vibrations, utilisant le phénomène de résonance interne du système pièce-outil-machine, le broutement. Il s'agit de placer le système usinant dans des conditions favorisant l'apparition des vibrations axiales, provoquant ainsi une interruption de la coupe lorsque le contact entre l'outil et la pièce est perdu.

Le broutement représente une instabilité interne au système usinant, expliquée par un effet de régénération de la surface usinée impliquant un terme à retard. Ce phénomène a été observé et étudié depuis très longtemps (Taylor témoignait de sa nature « obscure » en 1905) mais c'est avec le développement des outils mathématiques de la théorie des systèmes à retard que les causes de son apparition ont été élucidées et fondées mathématiquement.

Néanmoins, les études ne prennent que très rarement en compte un effet qui s'avère très important : l'interruption de la coupe qui apparaît lorsque les amplitudes des oscillations deviennent suffisamment importantes. Les premières études (à notre connaissance) concernant la coupe interrompue par vibrations auto entretenues sont [1] et [2]. Le nombre d'études qui sont consacrées dans la littérature de spécialité aux vibrations installées est limité, ainsi que la pertinence des modèles développés. Cela n'est que le résultat logique du fait que l'intérêt premier des chercheurs est d'éviter l'apparition des vibrations, ce qui a conduit toujours à une analyse de la stabilité de la coupe et non pas à une étude des cycles limites apparaissant dans les plages d'instabilité. Les observations expérimentales de [1] et [2] concernant des phénomènes non-linéaires qui apparaissent lors du franchissement de la limite de stabilité (ce que la théorie des systèmes non-linéaires appelle aujourd'hui bifurcations de Hopf sous critiques) a poussé les deux chercheurs spécialistes du



Fig. 1. Copeaux continus et outils endommagés.

broutement de l'époque (Thusty et Tobias) d'investiguer ce qui se passe avec le système usinant lorsque l'instabilité s'installe. Plus tard, Stépan et Kalmar-Nagy [3] ont prouvé théoriquement l'existence de ces phénomènes en renonçant à l'interruption de la coupe (difficile à traiter) et en faisant des suppositions sur la forme de dépendance (choisie polynomiale) de l'effort de coupe.

Le perçage vibratoire essaie de tirer profit de ce phénomène en provoquant justement un broutement en direction axiale, capable de fragmenter les copeaux afin de faciliter leur évacuation. Il est naturel donc de manifester un intérêt particulier pour l'interruption de la coupe et pour ce qui se passe lorsque l'instabilité s'installe dans le système. Le perçage vibratoire a été proposé dans [4] et [5], et il a été étudié depuis pour des applications de perçage des trous de petit diamètre, de profondeur importante ou dans des matériaux difficiles à usiner.

Des modèles mathématiques convenables du procédé ont été présentés en [6–9]. À part l'intérêt scientifique, ces modèles présentent un intérêt pratique de première importance, car la maîtrise du procédé passe par la prédiction précise des régimes vibratoires, obtenue par une modélisation fine des phénomènes d'interaction dans le système pièce–outil–machine.

Cet article présente une étude de faisabilité menée pour l'industrialisation du perçage vibratoire aux opérations de perçage par outil $3/4$ réalisées pour l'assemblage des structures d'avions. Nous présenterons les éléments de théorie nécessaires à la compréhension de la démarche, les études préliminaires sur les opérations de perçage étudiées, nécessaires au calcul et au calage des paramètres du régime de coupe et de la machine. Une description des essais réalisés grâce au banc d'essai de perçage vibratoire de l'ENSAM d'Aix-en-Provence, leur interprétation et leur comparaison avec les simulations seront également présentées.

2 Principe du perçage vibratoire. Méthodologie de choix des paramètres de régime

Le perçage vibratoire propose l'utilisation de ce qu'on appelle une tête auto-vibrante, ou tête vibrante, tout court (Fig. 2).

Il s'agit d'un porte-outil dans lequel on introduit un élément de raideur axiale relativement faible, dimensionné

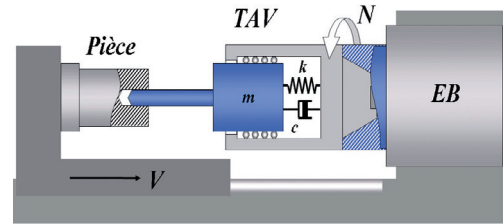


Fig. 2. Principe du perçage vibratoire (TAV – tête auto-vibrante, EB – électrobroche).

de manière à placer le régime de travail dans des conditions d'instabilité. Les modèles de [7] proposent une formulation utilisant des nombres adimensionnels, ce qui facilite l'étude des systèmes à grand nombre de paramètres. Le modèle utilisé contient 8 paramètres (7, si on enlève le nombre d'arêtes du foret) : N – vitesse de rotation en $[\text{tr.min}^{-1}]$, f_z – avance par tour et par dent en $[\text{m}]$, z – nombre d'arêtes coupantes de l'outil, k – raideur du ressort en $[\text{N.m}^{-1}]$, c – amortissement du système mécanique vibrant $[\text{Ns.m}^{-1}]$, m – masse vibrante en $[\text{kg}]$, F_p – force de pénétration (axiale) en $[\text{N}]$, q – exposant de l'avance dans une loi de coupe classique type Merchant (sans dimension). Il est à noter que pour un foret $3/4$, le nombre d'arêtes du foret est $z = 1$, ce qui simplifie le modèle. Pour rendre adimensionnel le modèle mathématique toutes les grandeurs de type déplacement ont été divisées par l'avance (par lèvre) et le temps a été divisé par le retard entre deux lèvres. Le temps devient ainsi une mesure continue du nombre de passages des lèvres.

Le modèle mathématique considère que la dynamique de la machine est négligeable par rapport à la dynamique de la tête vibrante. Il est donné en [7] :

$$\begin{cases} \delta(\tau \leq 0) = 0 \\ \delta(\tau) = \max(x(\tau) + \tau, \delta(\tau - 1)) \\ \ddot{x}(\tau) + 4\pi\xi\lambda\dot{x}(\tau) + 4\pi^2\lambda^2x(\tau) = -4/q \pi^2\lambda^2\kappa(\delta(\tau) - \delta(\tau - 1))^q - 4\pi^2\lambda^2\kappa\sigma\dot{x}(\tau) \end{cases} \quad (1)$$

où $x(t)$ représente le déplacement vibratoire relatif (divisé par l'avance par dent, supposé constant), $\kappa = K_d/k = qF_p/f_z/k$ est la raideur relative du système (rapport entre la raideur dynamique de la coupe K_d et la raideur de la tête vibrante k), $\lambda = \nu_0/\nu_z = \sqrt{k/m}(2\pi\nu \cdot z)$ est la fréquence relative du système – rapport entre la fréquence propre de la tête vibrante et la fréquence de passage des

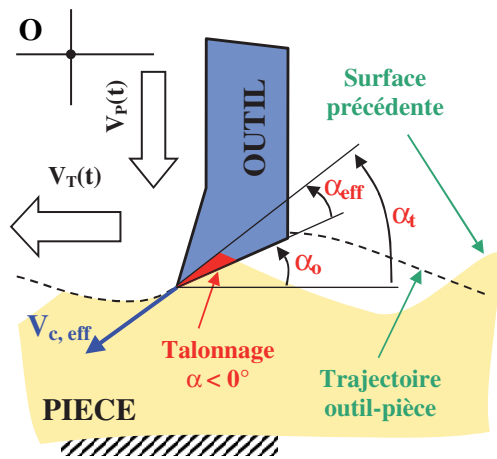


Fig. 3. Talonage.

arêtes coupantes, ν étant la fréquence de rotation en [Hz]), $\zeta = c/(2\sqrt{km})$ est le coefficient d'amortissement de la tête vibrante, déterminé expérimentalement, δ est une variable mémoire de la surface, utilisée pour tenir compte de l'interruption de la coupe et σ un coefficient tenant compte de l'amortissement de la coupe.

L'effet d'amortissement est donné par des phénomènes divers, comme le frottement, le talonage ou l'extrusion au centre des forets. Il a été prouvé [7] que lorsque l'amplitude et la fréquence des oscillations augmentent, il y a des régions de l'arête coupante (commençant généralement au centre) qui présentent un angle de dépouille négatif, ce qui, évidemment, augmenterait significativement l'effort de pénétration (Fig. 3). Pour connaître ces variations, il faut disposer de la variation de l'angle de dépouille constructif au long de l'arête et calculer l'angle de dépouille effectif fonction du rayon, lorsque le foret est animé par un mouvement vibratoire superposé au mouvement d'avance.

Un tel calcul obligerait également à une modélisation (théorique ou expérimentale) des phénomènes d'extrusion au niveau du contact arête-matière dans des conditions de talonage. Il s'agit donc de caractériser ces phénomènes et d'en déduire des modèles quantitatifs faisant intervenir tous les paramètres (vitesse instantanée de pénétration, vitesse de coupe locale, variation de l'angle de dépouille au long de l'arête coupante etc.). Un modèle de ce type, faisant preuve de fiabilité, reste indisponible à ce jour. L'introduction d'une modélisation très simpliste de ce phénomène dans le modèle (1), sous forme d'une dépendance linéaire de l'effort de pénétration en fonction de la vitesse de pénétration, n'est utilisée que pour observer l'influence du phénomène sur le comportement global. À ce jour, pour obtenir des prévisions réalistes, nous devons nous assurer que le talonage n'est pas présent, ou qu'il a une influence négligeable. Le calage des paramètres d'une hypothétique loi de coupe tenant compte du talonage de manière satisfaisante reste un problème ouvert.

L'analyse de stabilité du modèle mathématique (1), présentée également en [7], permet de tracer les limites

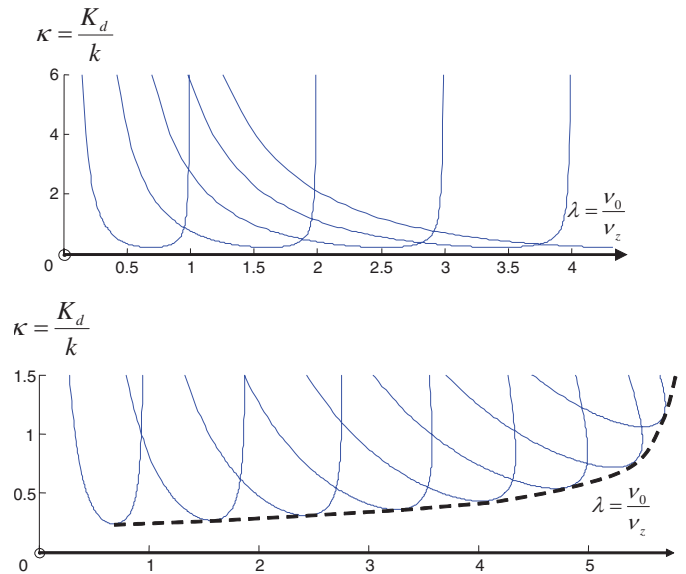


Fig. 4. Lobes de stabilité – sans et avec amortissement de la coupe.

de stabilité dans un espace paramétrique choisi. Si nous fixons le coefficient d'amortissement, nous pouvons tracer dans le plan $\{\kappa, \lambda\}$ des lobes de stabilité, pour le cas où on néglige l'amortissement de la coupe et pour un coefficient σ différent de zéro (Fig. 4).

Le modèle mathématique adimensionnel (Éq. (1)) rend très utiles et faciles à interpréter les courbes de stabilité. En même temps, des raisonnements simples et des observations concernant la forme et la position des lobes de stabilité permettent en général, avec un minimum d'informations concernant l'opération de perçage ou alésage en cause, de déterminer les paramètres d'un système permettant la mise en œuvre du principe de perçage vibratoire. La condition est simple, le point de fonctionnement, repéré par des nombres adimensionnels, doit se trouver dans la plage d'instabilité, pas très loin de la limite de stabilité et, si possible, à l'intérieur d'un lobe. On évite ainsi les régimes vibratoires trop durs pour l'outil et la machine et les phénomènes de saut localisés à la frontière entre deux lobes adjacents [5].

Les informations nécessaires pour déterminer un régime vibratoire convenable concernent donc les paramètres qui jouent dans les formules des nombres adimensionnels définissant la position du point de fonctionnement du système dans le plan $\{\kappa, \lambda\}$. Si nous regardons donc la définition de κ et λ , les paramètres qui peuvent être modifiés sont : ν ($=N/60$), f_z , k , m et c . Cela nous offre une base suffisante pour le réglage de régime.

Pour un système sans amortissement de la coupe, il existe une limite d'instabilité inconditionnelle (la droite tangente inférieure aux lobes) qui est donnée par la condition :

$$\kappa \geq 2\zeta(1 + \zeta) \quad (2)$$

Cette relation montre l'importance de l'amortissement de la structure mécanique pour le mode considéré d'une

machine-outil (dans notre cas, de la tête vibrante). Elle donne également une base de départ pour le dimensionnement des paramètres. En effet, il résulte que pour déterminer une valeur maximale de la raideur nécessaire afin de placer le système dans des conditions d'instabilité, nous avons besoin de l'amortissement du système vibrant ζ et de la raideur dynamique de la coupe K_d . Généralement, le coefficient d'amortissement est déterminé expérimentalement, par un essai classique. Néanmoins, il existe des phénomènes qui peuvent changer ce que l'on mesure avec un test classique, hors processus (sans usinage). Un exemple, qui nous concerne particulièrement, est le frottement de l'outil $3/4$ sur la surface du trou déjà réalisé, influencé par un certain nombre de paramètres difficiles à intégrer dans un modèle complet. Des essais particuliers doivent être réalisés dans ces cas, afin d'avoir des prédictions fiables concernant l'énergie dissipée dans le procédé lorsque les vibrations apparaissent.

La raideur dynamique de la coupe ($K_d = qF_p/f_z$) est déterminée, pour une opération spécifique, en considérant une avance donnée, par mesure de la force de pénétration. L'exposant q dépend légèrement du matériau usiné et il pourrait être déterminé par une campagne d'essais systématiques, visant l'obtention d'un modèle de l'effort de coupe par régression. Ce coefficient est pris égal à 0,8 pour notre cas (choix vérifié expérimentalement). Comme résultat important, la raideur de la tête doit respecter la condition :

$$k = \frac{K_d}{\kappa} \leq \frac{qF_p}{f_z \cdot 2\zeta(1 + \zeta)} \quad (3)$$

Il a été prouvé et vérifié en [7] que les régimes quasi-sinusoidaux, d'amplitude raisonnable du point de vue des sollicitations subies par l'outil, ainsi qu'un taux de coupe favorable (le rapport entre le temps passé par l'outil dans la matière et la période d'une oscillation) se trouvent proches de la limite de stabilité. De plus, pour éviter des phénomènes de saut spécifiques aux systèmes à retard de nature non-linéaire, mis en évidence également en [7,9], il faut s'écarter des frontières entre deux lobes de stabilité. Tous ces raisonnements nous imposent comme régimes optimums les régimes situés au-delà de la limite de stabilité, à une valeur λ correspondant au minimum du lobe considéré. Ces valeurs du paramètre λ recherché sont données par :

$$\lambda_{cr,i} = \frac{i + \frac{1}{2\pi} \arctan \left(-\frac{\sqrt{1+2\zeta}}{\zeta} \right)}{\sqrt{1+2\zeta}} \quad (4)$$

où i est le numéro caractérisant le lobe (1 pour le premier lobe, 2 pour le deuxième etc.). La relation (4) nous permet de choisir le paramètre λ et, implicitement, offre la possibilité de déterminer les paramètres physiques entrant dans sa définition. En imposant la vitesse de rotation (cas d'une opération où elle est imposée) on va jouer sur la fréquence propre du système vibrant, en changeant la masse vibrante m et la raideur k , tout en respectant la condition (3) et en restant proche de la limite de stabilité. Néanmoins, faire varier la vitesse de rotation reste le

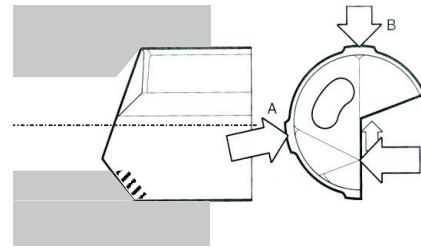


Fig. 5. Foret $3/4$ et équilibre de forces pendant la coupe.

moyen le plus sûr et le plus fin de réglage de la position en abscisse du point de fonctionnement. Évidemment, un autre moyen de réglage est donné par le choix du lobe de stabilité i , ce qui nous amènera à régler le nombre d'oscillations par tour. On tentera toujours, dans les limites du possible, de choisir les premiers lobes, caractérisant des régimes à haute vitesse de rotation, pour diminuer le nombre d'oscillations par tour et moins solliciter l'outil.

3 Adaptation du principe de perçage vibratoire aux opérations d'alésage à outils $3/4$

Le perçage $3/4$ est utilisé essentiellement pour des trous de grandes profondeurs. Il est un des procédés permettant en même temps des qualités des surfaces obtenues et des précisions comparables avec les procédés d'alésage. Il est préféré toujours aux autres deux procédés répandus de forage (STS – *Single Tube System* et EJECTOR, proposé depuis longtemps par SANDVIK) pour les trous de petits diamètres (<16 mm) et pour les opérations où l'encombrement, la flexibilité des moyens de production et les contraintes environnementales représentent des aspects primordiaux. C'est notamment le cas des opérations d'alésage réalisées pour l'assemblage des structures aéronautiques. Les UPA et les forets sont utilisés sur les plateformes d'assemblages pour percer et aléser environ 20 000 trous de rivets nécessaires pour assembler les tronçons et les voilures. Beaucoup de repères sont réalisés en deux passes : une de perçage dans le plein et une passe d'alésage, pour la qualité finale.

La particularité du perçage $3/4$ réside essentiellement dans l'effet d'autoguidage, obtenu grâce à une géométrie asymétrique et particulière de l'outil. La seule arête coupante localise les efforts de coupe d'un seul coté de l'axe de l'outil, provoquant une résultante non nulle qui tend de dévier l'axe de l'outil (Fig. 5). La tête de l'outil, appelée pilote, est prévue avec un dispositif d'appui permettant, grâce à des ételles de guidage, d'obtenir un contact permanent avec les surfaces du canon de guidage (au début du forage) et avec l'alésage déjà généré après le passage de la tête de l'outil dans la matière.

Lors de l'alésage à outil $3/4$, seule la zone extérieure de l'arête coupante usine, ce qui favorise la formation d'un copeau filant. Les vitesses de coupe sont figées dans

des plages étroites par la cinématique de la machine. L'avance par tour est fixée elle aussi à une valeur imposée par la machine ($0,05 \text{ mm.tr}^{-1}$). Un tube portant un canon de perçage permet la fixation de la machine sur des grilles préalablement fixées sur la structure, donnant ainsi la localisation souhaitée. Une lubrification minimale à air comprimé à brouillard d'huile essaie en même temps d'évacuer les copeaux grâce aux 4 bars de pression. On n'y arrive pas toujours, ce qui provoque un bourrage copeaux avec les conséquences connues et évoquées. Il en résulte que très peu de marge de réglage est possible pour adapter des régimes permettant un fractionnement naturel du copeau. C'est pour ces raisons que l'utilisation du perçage vibratoire a été envisagée.

Les opérations d'alésage à outil $3/4$ présentent un certain nombre d'avantages pour l'adaptation du perçage vibratoire. Premièrement, la coupe localisée à l'extérieur de l'arête coupante est plus proche des modèles classiques, de coupe orthogonale. On s'attend donc à un plus de fiabilité de la prédiction des régimes vibratoires. Deuxièmement, la disparition de la zone centrale, où la coupe n'est plus qu'un phénomène d'extrusion pour un foret hélicoïdal, fait également disparaître l'amortissement dû d'une part à une variation fortement non-linéaire de l'effort de pénétration et d'autre part au phénomène de talonnage qui apparaît, comme on a vu, progressivement du centre vers l'extérieur [7]. Il ne reste qu'à vérifier que le talonnage ne s'installe pas pour un couple trou/avant-trou, car cela peut toutefois arriver lorsque le nombre d'oscillations par tour et l'amplitude de ces oscillations sont importants. Pour cela, nous allons calculer l'angle de dépouille effectif (en simulation ou en disposant du déplacement vibratoire lors des essais) et déterminer s'il reste ou pas positif à tout moment. Une autre particularité des outils $3/4$ vient faciliter la tâche, l'angle de dépouille de ces outils sur l'arête coupante principale étant constant au long de l'arête (face de dépouille plane – voir Fig. 5). L'angle de dépouille effectif dû au mouvement vibratoire, superposé au mouvement d'avance, sera calculé (voir Fig. 3) avec la formule suivante :

$$\alpha_{\text{eff}} = \alpha_0 - \alpha_t = \alpha_0 - \arctan \left(f \frac{1 + \dot{x}(t)/\nu}{2\pi R} \right) \quad (5)$$

Cette formule nous permet de vérifier, en simulation ou en traitant des signaux issus des essais, que le talonnage est négligeable dans le cas de l'alésage avec outil $3/4$, du moins pour les régimes expérimentés. En effet, en considérant un régime de coupe quasi-sinusoidal, à η oscillations par tour, nous pouvons écrire :

$$\alpha_{\text{eff,min}} = \alpha_0 - \alpha_{t,\text{max}} = \alpha_0 - \arctan \left(\frac{f}{2\pi R} + \frac{A \cdot \eta}{R} \right) \quad (6)$$

Pour l'opération d'alésage retenue pour l'étude, on considère un angle de dépouille de l'outil $\alpha_0 = 10^\circ$, une avance $f = 0,05 \text{ mm.tr}^{-1}$, un rayon $R = 12,57/2 = 6,285 \text{ mm}$. Pour que le talonnage intervienne dans ces conditions nous retrouvons une condition simple :

$$A \cdot \eta \geq R \tan(\alpha_0) - \frac{f}{2\pi} \approx 1,1 \quad (7)$$

Il en résulte qu'une oscillation installée d'amplitude plus faible que $1,1/\eta$ n'est pas affectée par le talonnage. Cela sera toujours le cas pour les régimes que l'on vise, car nous voulons obtenir des amplitudes comparables à l'avance par tour et des nombres limités d'oscillations par tour.

4 Travaux d'expérimentation et validations des modèles

Pour l'étude de faisabilité réalisée, nous avons choisi une opération type de perçage/alésage des structures d'aéronefs. Il s'agit d'une opération d'alésage d'un trou de diamètre $12,57 \text{ mm}$, avec avant trou de $11,2 \text{ mm}$, avec une avance de $0,05 \text{ mm.tr}^{-1}$. La vitesse de rotation utilisée est de 1500 min.tr^{-1} mais nous avons pris la liberté de pouvoir la varier sur le banc d'essai afin d'investiguer la dynamique et d'optimiser le régime vibratoire. Nous avons utilisé uniquement des éprouvettes en alliage d'aluminium. Pour les mesures d'efforts de coupe nous avons utilisé une plateforme KISTLER 9257B à trois composantes. Pour la mesure du déplacement vibratoire, nous avons utilisé des capteurs de déplacement KEYENCE EX201 (résolution $0,4 \mu\text{m}$, plage de mesure $0-1 \text{ mm}$). L'acquisition des signaux a été réalisée avec du matériel National Instruments (DAQCard 6036E) et le traitement des données a été fait avec des outils développés sous LabVIEW (Fig. 6). Des outils de simulation et de prédiction des régimes vibratoires ont été également développés sous LabVIEW (Fig. 6).

Nous avons procédé à la détermination expérimentale des efforts de coupe en régime de coupe classique, sans vibrations et en utilisant les paramètres utilisés dans l'environnement industriel. En variant par la suite le diamètre de l'avant-trou, nous avons déterminé une relation simple de l'effort de pénétration. En utilisant ces informations et en appliquant la stratégie de calcul et choix des paramètres du régime expliquée dans la section 2, nous avons déterminé des plages possibles pour la raideur du ressort intégré dans une tête vibrante et pour la masse vibrante. Les contraintes d'encombrement minimum imposées par la construction des UPA nous ont fait privilégier des masses proches de celle de l'outil même car cela nous amène à des solutions pratiques plus simples.

Une tête vibrante expérimentale, permettant le réglage de la raideur et de la masse vibrante a été conçue et réalisée. Le banc d'essais en perçage vibratoire de l'ENSAM d'Aix-en-Provence a été utilisé pour la campagne d'essais destinés à valider les modèles et à optimiser le régime vibratoire (Fig. 7).

Nous avons varié la raideur de la tête vibrante de manière discrète, par changement de l'élément élastique. La vitesse de rotation a été aussi variée entre 900 tr.min^{-1} et 3000 tr.min^{-1} , afin de valider les modèles sur une plage couvrant plusieurs lobes de stabilité. L'ajout de masse vibrante nous a également permis de modifier la raideur de la tête sans modifier sa fréquence propre (car k entre dans l'expression des deux paramètres adimensionnels). Enfin, les diamètres de l'avant trou ont varié entre $10,75 \text{ mm}$ et $11,5 \text{ mm}$.

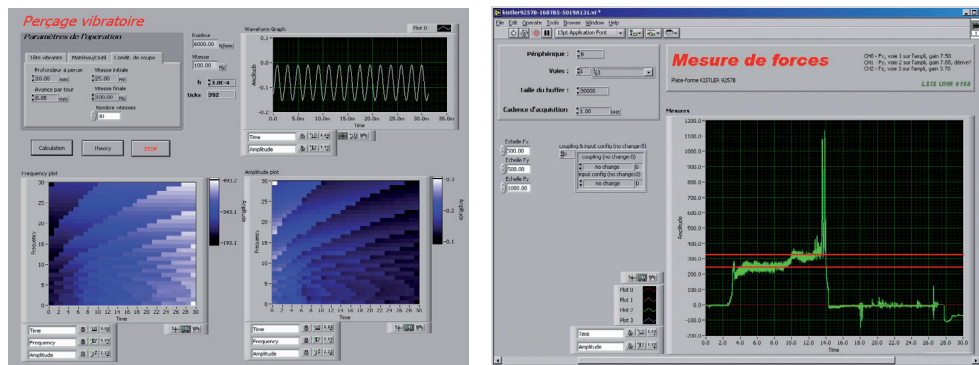


Fig. 6. Outils de simulation et d'acquisition et traitement des données (LabVIEW).

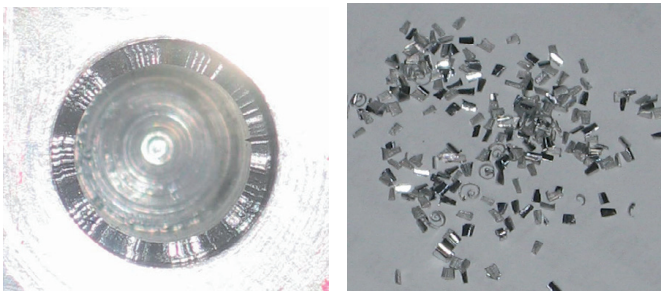
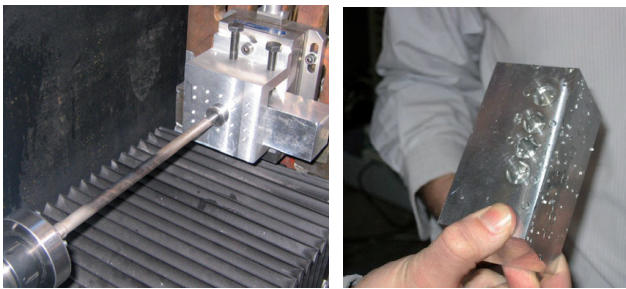


Fig. 7. Vue du banc d'essais/épreuve après alésage assisté par vibrations/traces de vibrations au fond de l'alésage réalisé/copeaux fragmentés obtenus.

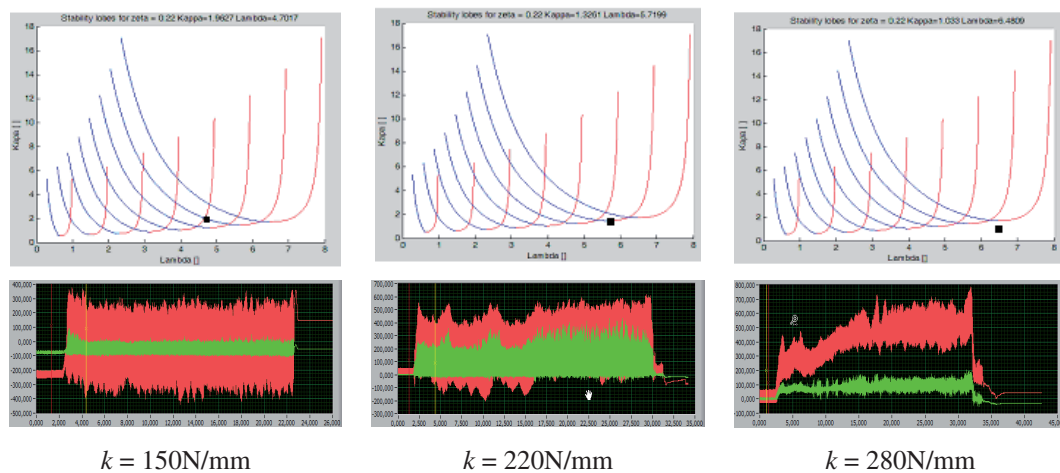
Les essais réalisés ont été utilisés également pour caler un paramètre très difficile à estimer, comme l'amortissement dû aux phénomènes de frottement, apparaissant uniquement pendant la coupe et de ce fait impossible de déterminer par essais classiques. Pour cela, la limite de stabilité a été déterminée par essais successifs, en détectant la valeur κ pour laquelle les vibrations apparaissent (Fig. 8). Une fois le coefficient ζ déterminé, le modèle mathématique prouve sa précision car il prédit l'apparition des vibrations, avec des erreurs d'amplitude de moins de 20 % et des fréquences quasiment exactes. En même temps, des essais plaçant le point de fonctionnement loin de la limite de stabilité font également apparaître des phénomènes de saut et des oscillations irrégulières.

La figure 9 présente une autre preuve de la précision des prédictions. Il s'agit d'une photo du fond du trou

alésé, correspondant à un régime vibratoire expérimenté. Les simulations utilisant le modèle mathématique présenté (1) prédisent le même nombre d'interruptions « visibles » (les discontinuités de la variable δ du modèle) qui correspondent aux moments des entrées/sorties de l'outil de la matière.

5 Conclusions

Le perçage vibratoire est une technique proposée il y a déjà 10 ans, mais les applications industrielles demeurent ponctuelles et à titre d'expérimentations. Un des problèmes qui rend le procédé difficile à maîtriser est représenté par l'effet des vibrations sur certains phénomènes engendrés par la coupe : formation et évolution du copeau et réponse de la matière (efforts de coupe). L'étude théorique et expérimentale présentée dans cet article montre que l'alésage utilisant des outils $3/4$ est moins affecté par ces incertitudes concernant le modèle de coupe. Le phénomène de talonnage, responsable d'une modification importante et difficile à quantifier de l'effort de coupe instantané, est prouvé négligeable et des formules explicites sont données pour évaluer son impact. L'analyse de stabilité du modèle mathématique et les considérations technologiques ont permis la mise en pratique de la technique pour des opérations de perçage-alésage utilisées dans l'industrie. Les essais ont prouvé la fiabilité des modèles dans le cas de l'alésage à outil $3/4$ assisté par vibrations, des erreurs de moins de 20 % en termes d'amplitude et de moins de 5 % en termes de fréquence étant recensées lors des essais. L'influence des différents paramètres de régime (vitesse de rotation, raideur et masse de la tête vibrante ou diamètre de l'avant-trou) a été vérifiée et quantifiée. Les copeaux fragmentés correspondent aux exigences imposées et aux résultats souhaités, leur extraction devenant plus facile. La durée de vie des outils n'a pas été étudiée, mais il est à noter que les essais (plus de 800 mm linéaires percés) ont été réalisés avec un seul et unique foret et sans lubrification. Une nouvelle campagne d'essais, réalisés in situ, utilisant les mêmes moyens de production que sur les lignes d'assemblage des structures d'avions, sera bientôt démarrée,



$k = 150\text{N/mm}$ $k = 220\text{N/mm}$ $k = 280\text{N/mm}$
Fig. 8. Influence de la raideur de la tête vibrante sur l'apparition des vibrations.

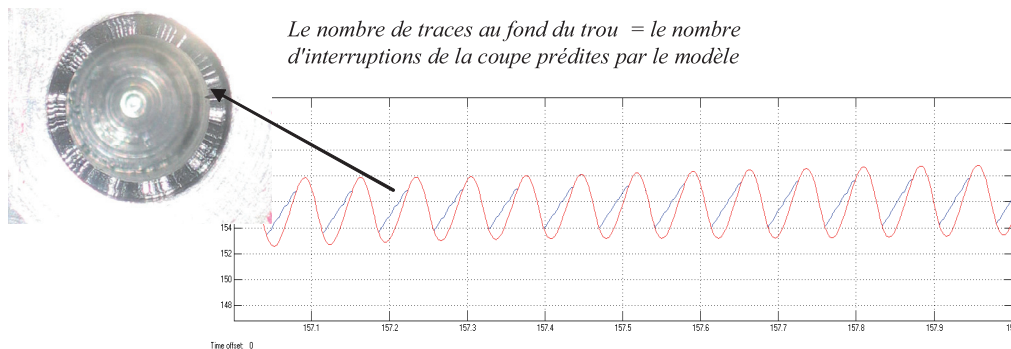


Fig. 9. Correspondance entre le modèle de simulation et les résultats des essais.

afin de valider la technique et de passer à une éventuelle phase d'industrialisation.

Références

- [1] J. Tlustý, F. Ismail, Basic non-linearity in machining chatter, *Annals of the CIRP* 30 (1981) 299–304
- [2] H.M. Shi, S. Tobias, Theory of finite amplitude machine tool instability, *Int. J. Mach. Tool. Des. Res.* 24 (1984) 45–69
- [3] G. Stépan, T. Kalmar-Nagy, Nonlinear regenerative machine tool vibrations, *Proceedings of ASME DETC'97*, Sacramento, USA, 1997
- [4] A. Gousskov, D. Brun-Picard, *Instabilité du perçage vibratoire*, Colloque PRIMECA, 1996, Nantes, France
- [5] D. Brun-Picard, A. Gousskov, D. Lesage, J. Vincenti, *Perçage vibratoire par tête auto-vibrante. Approche théorique et premières expérimentations*, 2^e séminaire PPF « Maîtrise globale du procédé d'enlèvement de matière et des techniques associées », 1999, ENSAM, Aix-en-Provence, France
- [6] G. Moraru, D. Brun-Picard, A. Gousskov, F. Malburet, Dynamics of self-vibrating drilling process, in *Proceedings of the international conference on manufacturing systems ICMA's 2000*, Bucharest, Romania, 2000, pp. 195–100
- [7] G. Moraru, *Etude du comportement du système pièce-outil-machine en régime de coupe vibratoire*, Thèse, ENSAM, France, 2002 (disponible en ligne <http://pastel.paristech.org/archive/00000422/>)
- [8] S. Tichkiewitch, G. Moraru, D. Brun-Picard, A. Gousskov, Self-excited vibration drilling models and experiments, *52nd CIRP General Assembly*, San Sebastian, Espagne, Annals of the CIRP, 2002, 51/1, pp. 311–314
- [9] G. Moraru, D. Brun-Picard, Nonlinear dynamics in vibration cutting, in *Proceedings of the international conference on manufacturing systems ICMA's 2004*, Bucharest, Roumanie, 2004, pp. 281–284