



HAL
open science

Identification des paramètres de coupe en perçage vibratoire

Nicolas Guibert, Henri Paris, Joël Rech

► **To cite this version:**

Nicolas Guibert, Henri Paris, Joël Rech. Identification des paramètres de coupe en perçage vibratoire. CFM 2007 - 18ème Congrès Français de Mécanique, Aug 2007, Grenoble, France. <hal-03362538>

HAL Id: hal-03362538

<https://hal.science/hal-03362538v1>

Submitted on 1 Oct 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.



HAL Authorization

Identification des paramètres de coupe en perçage vibratoire

Nicolas Guibert*, Henri Paris*, Joël Rech**

*Laboratoire G-SCOP

B.P. n°53X

Grenoble cedex, France

** Laboratoire LTDS,

Enise, Saint Etienne

nicolas.guibert@g-scop.inpg.fr

Résumé :

Un des facteurs limitant la productivité des opérations de perçage est l'évacuation du copeau dès que le trou devient trop profond. La mauvaise évacuation et le bourrage du copeau entraînent souvent une mauvaise qualité de la surface usinée pouvant conduire au bris de l'outil. Pour résoudre ce problème, nous avons développé une technique de perçage vibratoire à basse fréquence. Le foret est animé d'un mouvement de vibrations axiales d'amplitude supérieure à l'avance de manière à obtenir des sauts des arêtes de coupe hors matière entraînant la fragmentation du copeau. Les copeaux résultants sont de très petites tailles facilitant leurs évacuations. Pour cela, une tête de perçage spécifique a été développée. La génération des vibrations ne nécessite aucun apport extérieur d'énergie ; elles sont générées par l'énergie de la coupe dégagée pendant l'usinage. La stratégie vise à déterminer les conditions de coupe et les paramètres de réglage de la tête permettant d'obtenir ces vibrations. Une modélisation de la tête de perçage permet d'obtenir un diagramme des lobes de stabilité représentant les zones de vibrations et les zones de coupe stable. Une approche expérimentale valide le modèle choisi et permet d'étudier l'influence des paramètres de réglage de la tête sur la génération des vibrations.

Abstract :

The poor removal rate of chips in deep hole drilling of small diameters is often the cause of tool breakage and poor quality surface. The vibratory drilling enables the chip to be split thanks to the axial vibrations of the drill, self-maintained by the cutting energy. Thus chips are then evacuated easily. The authors developed a specific tool holder with an adapted axial stiffness. The cutting conditions are chosen to be inside the instable domain so because of the chatter phenomenon the lips jump out of the material and the chip is fragmented. The determination of the vibrating domain required a model of the drilling head. The analytical study makes it possible to determine the best cutting conditions and drilling head parameter to generate the vibration. An experimental campaign will validate the different model.

Mots-clés : perçage vibratoire ; modélisation ; expérimentation

1 Introduction

Les opérations de perçage sont des opérations délicates car la coupe est confinée au fond du trou et les copeaux s'évacuent difficilement. Pour éviter les incidents liés à la mauvaise évacuation du copeau, les industriels utilisent des cycles de débouillage, cycles consistant à retirer régulièrement le foret de manière à évacuer le copeau. Ces cycles réduisent fortement la productivité. L'étude de la stabilité en perçage met en évidence des points de fonctionnement où les broutements axiaux permettent des sauts de l'arête de coupe en dehors de la matière. Dans ces conditions, la coupe est discontinue ; le copeau est bien fragmenté et s'évacue facilement.

L'étude de la stabilité en usinage est le cœur de nombreuses recherches depuis le début du siècle dernier. La théorie fondamentale sur l'instabilité a été développée par Tobias & Fishwick, (1958) et Tlustý & Polacek, (1963) qui ont identifié la cause principale : le mécanisme de

régénération de la surface. Ces travaux se sont ensuite étendus aux différents process d'usinage et tout particulièrement au fraisage avec Altintas & al (1995). Notre objectif est d'utiliser ces broutements pour augmenter la productivité des opérations de perçage.

Plusieurs auteurs de la littérature se sont intéressés à la fragmentation du copeau en perçage. Wang & al (2004) ont étudié le comportement dynamique d'un porte outil équipé d'actionneurs piézoélectriques. Les deux principaux problèmes avec cette solution sont d'avoir des vibrations axiales ayant une amplitude suffisante pour fractionner le copeau et de fournir l'énergie nécessaire sur un porte outil tournant à grande vitesse. Chabra & al (2002) suggère l'utilisation des axes de la machine outil pour créer ces vibrations axiales. Pour obtenir un copeau de petites dimensions, ces vibrations doivent avoir une fréquence supérieure à la fréquence de rotation de l'outil, ce qui sollicite fortement les axes de la machine outil.

Nous avons développé une tête de perçage vibratoire (Figure 1) ayant des caractéristiques dynamiques compatibles avec l'apparition de vibrations auto-entretenues et les caractéristiques des outils de coupe. L'objectif étant d'utiliser uniquement l'énergie apportée par la coupe pour générer et maintenir ces vibrations. Cette tête est composée d'un élément qui se monte dans la broche de la machine outil, d'un porte foret qui supporte l'outil et qui est guidé dans le corps et enfin d'un ressort qui est situé entre le corps et le porte foret.



FIG. 1 – La tête de perçage vibratoire auto-entretenue

L'objectif de cet article est de proposer un modèle permettant d'identifier les paramètres compatibles avec le fractionnement du copeau. Dans un premier temps, nous nous intéressons à la modélisation dynamique du perçage vibratoire puis dans un deuxième temps à l'identification des points de fonctionnement. La troisième partie décrit la campagne expérimentale ainsi que les possibilités d'ajuster les paramètres de la tête de perçage pour avoir des conditions de coupe proches de celles fournies par le constructeur du foret. Enfin, nous concluons en mettant en avant les performances actuelles de cette technique.

2 Modèle dynamique en perçage vibratoire.

2.1 Modèle de la tête de perçage vibratoire

La tête de perçage vibratoire est modélisée par un système du second ordre caractérisé par une masse « m », une raideur « k » et un amortissement visqueux « c » Paris & al (2004) (équation 1). Nous pouvons négliger les autres éléments constituant le système tels que la machine-outil, la pièce et de l'outil car le ressort de la tête a une raideur faible devant la raideur de ces éléments. De plus, il est aussi possible de négliger les vibrations en torsion car la tête de perçage présente une grande raideur en torsion devant la raideur en compression. Cette hypothèse trouve cependant ces limites lorsque le foret a une longueur supérieure à 25 fois le diamètre car la raideur en torsion du foret est alors trop proche de la raideur de la tête pour être négligée. Actuellement, nous travaillons sur la modélisation de ces phénomènes de torsion de manière à les intégrer au modèle dynamique du système usinant.

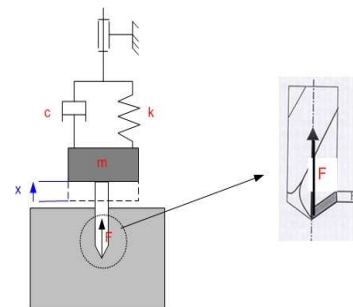


FIG. 2 : Modélisation de la tête de perçage

$$m.\ddot{x} + c.\dot{x} + k.x = F \quad (1)$$

2.2 Modèle d'efforts de coupe

L'effort de poussée est fonction du diamètre du foret D , l'épaisseur de copeau h et d'un coefficient spécifique de coupe Kc qui dépend de la géométrie de la pointe de l'outil (Equation 2) : Claudin (2006). Cette partie du foret de par sa géométrie et des vitesses de coupe ne coupe pas la matière de la pièce mais la déforme vers les deux arêtes coupantes du foret : on est en présence d'un phénomène d'extrusion : Guibert & al (2006). Les efforts générés par ce phénomène d'extrusion représentent une part importante de l'effort de poussée. Pour les réduire, les constructeurs d'outil proposent des géométries de pointe de foret spécifiques de manière à réduire l'incidence du phénomène d'extrusion. Tanguy (1993) propose un modèle prenant en compte ces différentes géométries de foret.

$$F = Kc.D.h \quad (2)$$

3 Identification des points de fonctionnement

A chaque instant, l'épaisseur du copeau h est fonction de la réponse du système usinant aux sollicitations dues à la coupe et de la géométrie usinée lors du passage de l'arête de coupe précédente. Nous avons donc, sur une représentation par schéma bloc, deux boucles imbriquées : une correspondant à la réponse du système à l'instant t et l'autre modélisant le phénomène de retard.

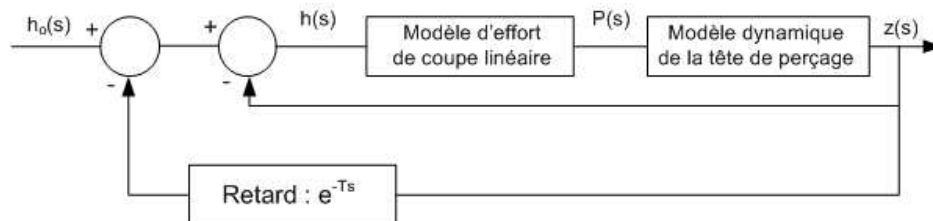


FIG. 3 – Expression de l'épaisseur de copeau par schéma bloc

A partir de ce modèle, Tlustý (1963), Tobias (1958) et Altintas (1995) proposent une méthode pour calculer les limites de stabilité. Ils obtiennent des lobes de stabilité en fonction du rapport de fréquence F entre la fréquence de passage des arêtes de coupe et la fréquence propre de la tête de perçage vibratoire, et du rapport Kp entre la raideur de la tête et la raideur de coupe. Les points de fonctionnement qui nous intéressent sont dans la partie instable (condition nécessaire). Cependant, pour avoir un saut de l'arête de coupe hors matière, le déphasage entre le comportement du système usinant à l'instant t et le passage de l'arête précédente doit être proche de 180° . Il existe donc dans chaque lobe une zone (en gris sur la Figure 4) où cette condition est atteinte (valeur comprise entre 1,3 et 1,8 pour le 1^{er} lobe).

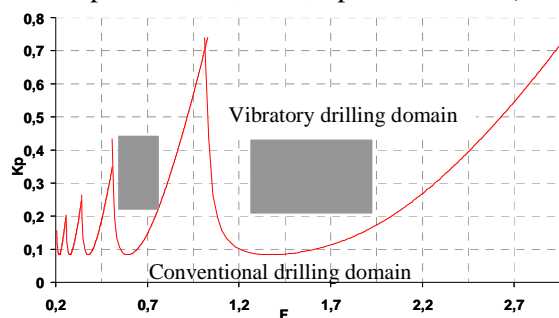
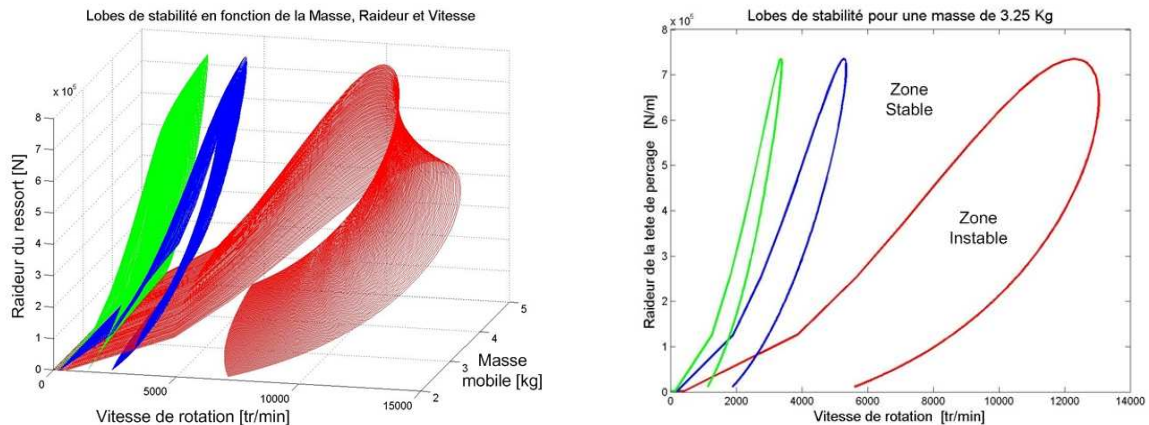


FIG. 4 – Le diagramme des lobes de stabilité.

Pour choisir les conditions opératoires, il est intéressant d'exprimer les limites de stabilité dans un repère lié aux paramètres de la tête de perçage vibratoire (la raideur du ressort « k », la masse « m ») et la vitesse de rotation « N ». Ces trois paramètres ne sont pas indépendants car la fréquence propre de la tête est fonction de la masse et de la raideur. La figure 5 présente les zones de stabilité pour un perçage de diamètre de 5 mm réalisé avec un foret carbure monobloc dans un acier à vilebrequin 35MnV7. Il est possible de remarquer les différents lobes de stabilité (en rouge le premier lobe, en bleu le deuxième...). Chaque lobe possède ses propres caractéristiques de vibration (fréquence de vibration)



a : représentation des lobes en 3D en fonction de la masse, de la raideur et de la vitesse de rotation

b : représentation des lobes pour une masse de 3,25 kg.

FIG. 5 – Les lobes de stabilité en fonction des paramètres de réglage de la tête

4 Validation expérimentale

Pour valider les concepts et les modèles mis en place, nous avons mené une campagne expérimentale sur un centre d'usinage Hermle C800V instrumenté. La pièce est montée sur un dynamomètre Kistler de manière à suivre l'évolution des efforts de coupe tout au long de l'usinage. De plus, un capteur de déplacement inductif sans contact permet de mesurer les vibrations axiales du foret. Le foret utilisé est un outil en carbure monobloc de diamètre de 5 mm avec un affûtage de type pointe en croix. La matière percée est l'acier à vilebrequin 35MnV7.

4.1 Mise en évidence d'un point de fonctionnement

Les lobes de stabilité tracés en Figure 5b montrent que, pour une raideur de 550 N/mm et une masse de 3,25 kg il est possible d'obtenir un perçage vibratoire de qualité avec une vitesse de rotation entre 9000 tr/min et 10000 tr/min. Cette configuration dynamique a été testée expérimentalement avec la tête de perçage vibratoire avec le foret en carbure monobloc à la vitesse de 9500 tr/min et avec une avance de 0.075 mm/tr.

La figure 6 montre les efforts de poussée. L'interruption de la coupe est clairement apparente lorsque l'effort de poussée passe par zéro, prouvant bien l'existence de vibrations. Les efforts s'annulent tous les 10 ms ce qui correspond à une fréquence d'oscillation de 1,7 vibrations par tour d'outil. Les copeaux obtenus sont de petites tailles et bien fragmentés

La figure 7 montre le déplacement de la tête. Dans un premier temps le ressort se comprime en fonction de l'augmentation de l'effort de poussée due à la pénétration de la pointe du foret dans la matière. Lorsque l'énergie de coupe est suffisante, les vibrations auto-entretenues apparaissent. Ces vibrations sont « stables » tout au long du perçage. L'instabilité est donc contrôlée du début à la fin du perçage, il n'y a pas de risque de divergence.

L'amplitude de ces vibrations est environ de deux fois l'avance par tour ce qui permet d'obtenir des sauts hors matière plusieurs fois par tour. A la fin du perçage, la tête reprend sa position d'équilibre.

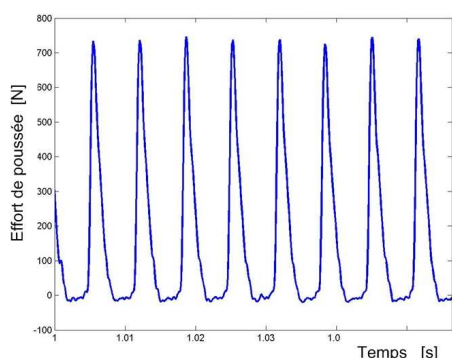


FIG. 6 – Effort de poussée sur 5 tours de foret en perçage vibratoire.

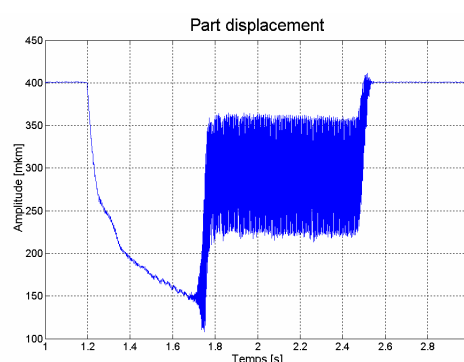


FIG. 7 – Déplacement de la partie mobile de la tête mesuré par le capteur de déplacement sans contact.

4.2 Optimisation du perçage vibratoire en fonction du domaine de fonctionnement de l'outil

Le tracé des lobes en 3D de la figure 5a montre qu'il est possible en modifiant la masse et la raideur de translater la position de la zone de vibration pour que la vitesse de coupe nécessaire à l'obtention des vibrations soit compatible avec le domaine d'utilisation de l'outil. Cette caractéristique se vérifie très bien expérimentalement. Le foret en carbure monobloc a été testé en perçage vibratoire avec plusieurs raideurs et plusieurs masses. Pour chaque configuration, la recherche d'un domaine de vibration a été menée. Les résultats sont présentés sur la figure 8. On peut remarquer que dans la *configuration 1*, lorsque la masse est de 1,8 kg et la raideur de 550 N/mm (fréquence propre de la tête de 88,0 Hz), le foret se met à vibrer à partir de 8000 tr/min. Dans la *configuration 2*, seule la masse change et est fixée à 3,25 Kg (fréquence propre de la tête de 65,5 Hz). Dans ce cas, les vibrations apparaissent dès 7000 tr/min. Une augmentation de la masse permet donc de baisser la vitesse de rotation d'apparition des vibrations. Il est aussi possible de faire varier la raideur du ressort. La *configuration 3* a une masse de 2,3 Kg et une raideur de 250 N/mm (fréquence propre de la tête de 52,5 Hz). Le début de la zone de vibration se situe à 6250 tr/min. La modification de la fréquence propre de la tête de perçage en jouant sur la masse et la raideur permet donc d'adapter la position de la zone de vibration de manière à la rendre compatible au domaine d'utilisation de l'outil défini par le constructeur. En augmentant la fréquence propre de la tête, on retarde l'apparition des vibrations. En la diminuant, on facilite la génération des vibrations à faible vitesse.

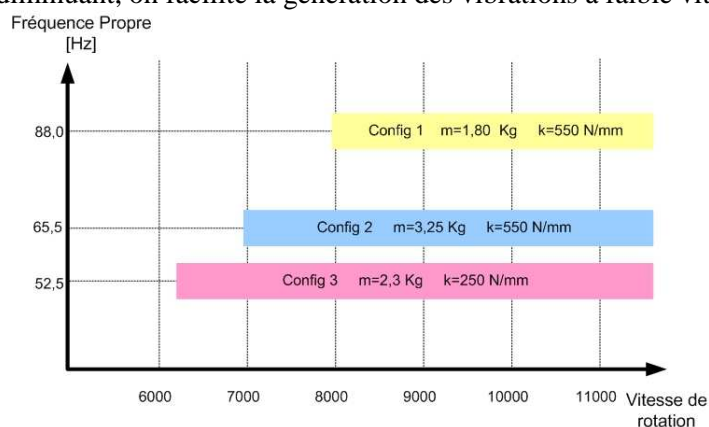


FIG. 8 – Comparaison du début de la zone de vibration pour différentes configurations de la tête.

5 Conclusions

La technique de perçage vibratoire auto-entretenu est une nouvelle technologie permettant d'augmenter de façon importante la productivité des opérations de perçage. En effet, cette technique permet de percer des trous de grande profondeur (plus de 20 fois le diamètre) sans aucune lubrification, ni cycle déburrage avec des conditions de coupe proches de celles préconisées par le constructeur de l'outil (vitesse de coupe et durée de vie). Les vibrations sont générées par une tête de perçage spécifique brevetée. Cette tête spécifique est utilisable sur tout centre d'usinage. Sa taille et son poids permettent de l'installer dans les magasins d'outils des centres d'usinage et ne nécessite aucun apport d'énergie extérieur. L'utilisation de cette technologie à une application donnée demande un travail suivant 3 phases : la prédiction d'une zone de vibration par étude analytique du perçage vibratoire, l'affinage de la zone de vibration par simulation numérique et enfin une validation expérimentale. L'utilisation de cette technique pour une application de trous profonds permet de réaliser des perçages de 5 mm de diamètre sur 100 mm de profondeur en moins de 8 secondes. La durée de vie de l'outil est garantie sur au moins 25 mètres cumulés à sec. Une étude plus fine et l'optimisation des différents paramètres de la tête et de la géométrie de l'outil devraient permettre de repousser cette limite.

L'ensemble de la partie expérimentale de ce travail de thèse est financé le CETIM par le biais d'un contrat entre le CETIM, le LTDS (ENISE) et le laboratoire G-SCOP.

Ce travail a été conduit dans le cadre du groupe de travail Manufacturing 21 qui regroupe 11 laboratoires de recherche français. Les thèmes étudiés sont : la modélisation du processus de fabrication, l'usinage virtuel, le développement de nouvelles méthodes de fabrication.

Références

- Altintas Y., Budak E. 1995 Analytical Prediction of Stability Lobes in Milling, *Annal of the CIRP*, 44/1, 357-362
- Chabra P.N, Ackroyd B., Compton W.D. 2002 Low Frequency Modulation-assisted Drilling Using Linear Drives, *J. Eng. Man.*, Vol 216, pp. 321-330
- Claudin C., "Influence des conditions opératoire sur le procédé de perçage : Application aux structures mécano-soudées en acier bas carbone", Thèse ENSAM, Septembre 2006
- Guibert N., Paris H., Rech J. 2006 Simulation du phénomène de talonnage en perçage vibratoire auto-entretenu *Assises MO&UGV*, Aix en Provence
- Paris H., Tichkiewitch S., Peigne G. 2004 Modelling the vibratory drilling to foresee cutting parameters. *Annals of the CIRP*, 54/1
- Tanguy J.C. 1993 Le perçage au foret hélicoïdal, CETIM, 3ème édition.
- Tlusty J., Polacek, M. 1963 The stability of machine tools against self excited vibrations in machining, *International research in production engineering, ASME*, pp.465-474
- Tobias S. A., Fishwick W. 1958 A theory of Regenerative chatter, *The Engineer-London*
- Wang X., Wang L.J., Tao J.P. 2004 Investigation on thrust in vibration drilling of fiber-reinforced plastics, *J. of Mat. Pro. Tech.*, Vol 148, pp.239-244.