

Prédiction de l'impact de la géométrie du foret sur le fractionnement du copeau en perçage vibratoire

O. ÖNDER^a, H. PARIS^a, J RECH^b

a. Laboratoire G-Scop, 46 avenue Felix Viallet, 38041 GRENOBLE (FRANCE)
b. LTDS, 36 av. Guy de Collongue, 69134 Ecully Cedex, SAINT ETIENNE(FRANCE)

Résumé :

L'amélioration de la productivité et la prise en compte de l'impact sur l'environnement nécessite de repenser les stratégies pour réaliser des trous profonds. Perçage vibratoire est une nouvelle technologie qui s'appuie sur les instabilités du système usinant pour créer des vibrations axiales à basse fréquence conduisant au fractionnement du copeau. Le bon fonctionnement de la technologie est fortement lié à la géométrie de l'outil. L'objectif de ce papier est de mettre en évidence les paramètres géométriques les plus influant et d'identifier les limites. A partir des résultats obtenus, une géométrie d'outil est proposée en fonction du diamètre. Une validation expérimentale et simulation est alors menée.

Abstract :

To be more respectful to environmental conditions and reducing the costs, new techniques are required while machining deep holes. Self-vibratory drilling head is a new technology which uses axial vibrations at low frequency (which have amplitude bigger than feed rate) in order to have chip fragmentation. Performance of the new technology is strongly related to the tool geometry. The aim of this study is identification of geometrical parameters and verification with experimental and simulation work.

Mots clefs: perçage vibratoire, broutement, simulation, expérimentation

1 Introduction

Aujourd'hui, le perçage de trous profonds et de petits diamètres est l'une des tâches les plus difficiles que les fabricants rencontrent [1]. De plus, les contraintes environnementales nécessitent de repenser les méthodes de perçage conventionnelles. Ainsi, de nouvelles méthodes de perçage sont envisagées [2]. Au sein du laboratoire G-SCOP nous avons envisagé le perçage vibratoire auto-entretenu [3] qui est une nouvelle technique s'appuyant sur l'énergie issue de la coupe pour créer des vibrations axiales du foret compatibles avec une bonne fragmentation du copeau. Un copeau fractionné et de petite taille s'évacue facilement. L'utilisation de la nouvelle technologie apporte une augmentation considérable du taux de production avec l'élimination des cycles de déburrage et également une diminution des coûts de production en éliminant la lubrification [3].

Il apparait que le succès des technologies innovantes de perçage est aussi lié à la conception des forets bien adaptée. Dans la littérature, de nombreux travaux portent sur l'amélioration de la performance du foret pendant l'usinage. J. Wang et al. [4] ont investigué la géométrie d'outil et son influence sur la mécanique du perçage. Wang et al. [5] utilisent une méthode d'analyse assistée par ordinateur pour déterminer l'influence de l'angle de pointe sur le perçage. Chang et al. [6] ont travaillé sur la géométrie du foret pour optimiser la qualité de la surface usinée. Muammer et al. [7] ont travaillé sur l'influence de la vitesse de coupe et la géométrie d'outil pour le perçage de pièces réalisées dans des matériaux difficiles à usiner.

Ces travaux montrent qu'il est nécessaire de choisir une géométrie bien adaptée en perçage vibratoire afin d'obtenir :

- Une bonne qualité de surface
- Une bonne durée de vie de l'outil

- Une bonne fragmentation des copeaux

L'objectif de ce papier est de prédire le fractionnement du copeau en perçage vibratoire en fonction de la géométrie et du diamètre du foret. La première partie concerne le modèle dynamique de la tête perçage vibratoire auto-entretenue. La deuxième partie s'intéresse au modèle géométrique des arêtes de coupe. Ensuite nous rappelons les modèles efforts de poussée. Enfin nous nous intéresserons à la campagne expérimentale permettant d'une part de recalibrer les modèles effort de poussée et d'autre part de valider les résultats obtenus par simulation.

2 Le modèle dynamique de la tête perçage vibratoire.

La tête de perçage vibratoire est un porte outil spécifique constitué de trois pièces principales. La première appelée corps se monte dans la broche de la machine outil avec un attachement standard. La deuxième appelée porte foret est liée au corps par une liaison glissière permettant ainsi un déplacement axial du foret tout en transmettant la coupe. Enfin, un ressort est placé entre ces deux pièces pour ajuster la raideur axiale du porte outil. L'ensemble de la tête de perçage vibratoire auto-entretenue peut donc être modélisé [8] comme un système dynamique du second ordre caractérisé par (figure 1.):

- Une masse mobile m correspondant à la masse du porte foret et du foret
- Un élément ressort de raideur k correspondant à la raideur du ressort spécifique,
- Un amortissement c_a ,

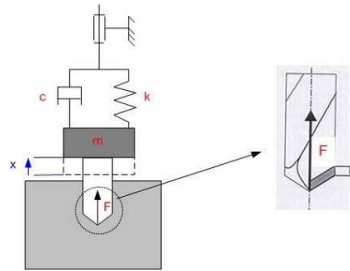


FIG. 1 – Modèle dynamique de la tête perçage vibratoire

En appliquant le principe fondamental de la dynamique nous pouvons écrire l'équation 1:

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

où F est l'effort de poussée.

3 La modélisation géométrique du foret

La partie active, d'un foret est constituée de trois grandes parties : (figure 2.)

- La zone de coupe principale (Zone 1)
- La zone de coupe secondaire (Zone 2)
- La zone centrale (Zone 3)

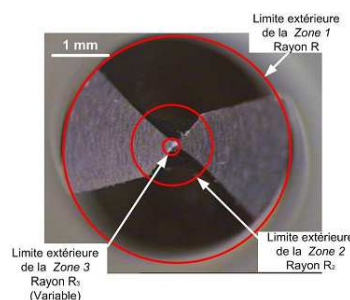


FIG. 2 – Les différentes zones d'outil

La zone 1 est la partie qui est responsable de la majorité de l'enlèvement de matière. Dans cette zone, la vitesse de coupe et la géométrie du foret varient. Pour prendre en compte ces variations, la zone 1 est

découpée en un certain nombre de petits éléments de coupe oblique [9]. La géométrie de l'arête de coupe est alors modélisée par les coordonnées du point caractérisant chaque élément.

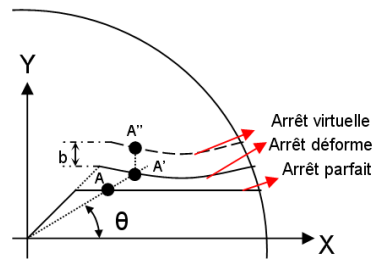


FIG. 3 – Géométrie du foret

Sur la figure 3 le point A indique un point sur l'arête. Ce point est défini en coordonnées polaires par une distance vis-à-vis de l'axe de rotation du foret et d'un angle « θ ». A partir de ce modèle, il est possible de prendre en compte les erreurs liées à l'affûtage mesurées sur le foret considéré. Comme nous souhaitons prendre en compte le phénomène de talonnage, une arête virtuelle a été définie [11] à une distance b de l'arête réelle. La modélisation géométrique de cette arête est identique à la modélisation géométrique de l'arête principale. Il est alors possible de prendre en compte la variation de l'angle de dépouille le long de l'arête.

4 Modélisation de l'effort de poussée

4.1 Modélisation de l'effort de poussée dans la zone 1

L'effort de poussée généré sur un élément arête de coupe peut être défini à l'aide de l'équation 2 :

$$F_{zone1,c,j} = K_v (1 - \sin \gamma)^d \cdot V^b \cdot \Delta R \cdot h_{zone1,c,j}^{q1} \quad (\text{Eq. 2})$$

Où c est l'indice correspondant à la c ème lèvre du foret, j est l'indice de l'élément considéré, V la vitesse de coupe de l'élément considéré, γ l'angle de coupe, h l'épaisseur instantanée du copeau. K_v , d , b , q_1 des coefficients [10]. Un des aspects le plus important est la modélisation de l'effort de poussée dû au talonnage. En raison des vibrations axiales, la vitesse instantanée de plongée du foret varie fortement ce qui favorise l'apparition du talonnage qui a un impact important sur le comportement dynamique de la tête de perçage vibratoire [11]. L'effort et l'impact du talonnage sur la surface usinée est modélisé grâce à une arête fictive placée sur la face en dépouille à une distance b de l'arête réelle [12]. L'effort généré par talonnage peut être modélisé par l'équation 3 où h_{tal} correspond à l'épaisseur virtuelle du copeau associée à l'arête virtuelle :

$$F_{zone1tal,c,j} = K_{tal} \cdot \Delta R_{tal,c,j} \cdot h_{talzone1,c,j}^{q_{tal}} \quad (\text{Eq. 3})$$

Ainsi l'effort de poussée total dans la zone 1 peut être défini par l'équation 4 :

$$F_{totalzone1} = \sum_{c=1}^n \sum_{j=1}^N \Delta F_{Zone1,c,j} + \sum_{c=1}^n \sum_{j=1}^N \Delta F_{Zone1tal,c,j} \quad (\text{Eq. 4})$$

4.2 Modélisation de l'effort de poussée dans la zone 2

La zone2 correspond à la zone qui se situe entre la fin de la zone centrale (rayon R_3) et la fin de l'âme du foret (Rayon R_2). Dans cette zone, la vitesse de coupe est faible mais suffisante pour créer un cisaillement de la matière et participer à l'enlèvement de la matière. L'effort de poussée généré au niveau de la zone 2 peut être modélisé par l'équation 5 :

$$F_{totalzone2} = \sum_{c=1}^n K_2 \cdot (R_2 - R_3) \cdot h_{zone2,c}^{q2} \quad (\text{Eq. 5})$$

4.3 Modélisation de l'effort de poussée dans la zone 3

Cette zone se situe dans la partie centrale du foret. Dans cette partie, il existe un phénomène d'extrusion au lieu d'un phénomène de coupe. Le rayon de la zone 3, est défini par l'équation 6 [13] où δ est l'angle de pointe:

$$R_3 = \frac{K_r \cdot h}{2 \cdot \tan\left(\frac{\pi - \delta}{2}\right)} + r_0 \quad (\text{Eq. 6})$$

L'effort de poussée lié à la zone 3 peut alors être modélisé par l'équation 7 :

$$F_{\text{totalzone3}} = K_3 \cdot R_3 \cdot h_{\text{zone3}}^3 \quad (\text{Eq. 7})$$

5 Campagne expérimentale et simulation

Les essais ont été réalisés sur un centre d'usinage HERMLE C800V avec des forets Tivoly référence 389 de diamètre 5mm 3mm et 2mm sur une éprouvette en 25CD4. Les efforts de poussée ont été mesurés à l'aide d'un dynamomètre Kistler. Le réglage de la tête de perçage vibratoire a été choisi pour obtenir une bonne fragmentation de copeau dans le premier lobe d'instabilité. Un recalage a été mené pour déterminer les coefficients associés aux modèles associés à l'effort de poussée.

5.1 Détermination des coefficients des modèles effort de poussée

Une série d'essais a été réalisées avant les essais de perçage vibratoire pour obtenir les coefficients liés à chaque zone pour le couple (outil matière) retenu. (Figure 4.) Pour cela, nous nous appuyons sur la mesure de l'effort de poussée lorsque le foret rentre dans la matière pour différentes avances. La vitesse de coupe retenue est celle correspondant aux essais de perçage vibratoire.

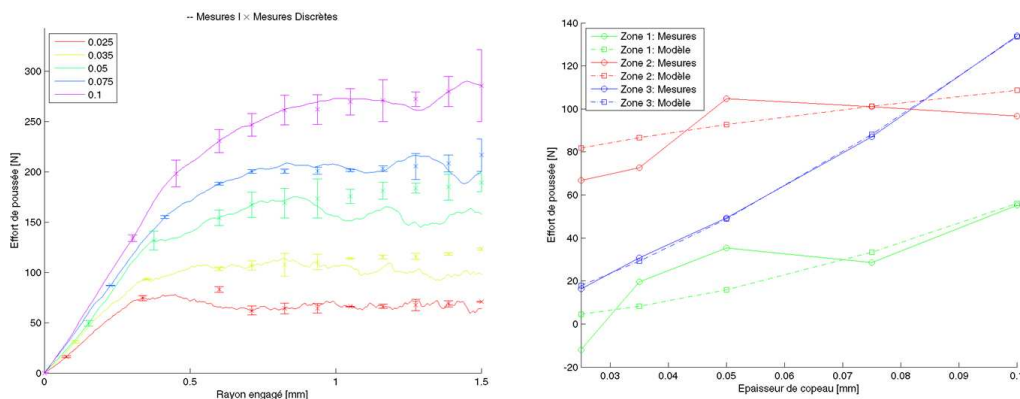


FIG. 4 – Evolution des efforts de poussée (diamètre 3mm.)

Coefficient de la zone 1	Diamètre 3 mm.	Diamètre 5 mm.	Coefficients de la zone 3	Diamètre 3 mm	Diamètre 5 mm
q_1	1.81	1.18	δ	2.408	2.408
K_v	5.815e6	7.5e15;	r_0 (m.)	7.01e-6	1.17e-5
b1	1.086646927	-5.42	q_3	0.72	0.612
R1 (m.)	1.5e-3	2.5e-3	K_r	3.6394e-3	3.6394e-3
Coefficients de la zone 2			K_3	1.6796e9	1.536e9
q_2	0.123050176	0.57	Coefficients de talonnage		
K_2	1.372669135e5	6.49e7	q_{tal}	0.8	
R2 (m.)	0.6e-3	0.725e-3	K_{tal}	8,00E+07	

Tableau 1 : Coefficients des modèles effort de poussée

Les coefficients obtenus pour chaque modèle sont indiqués dans le tableau 1

6 Résultats et discussion

La comparaison de la fréquence de vibration, exprimée en nombre de vibration par révolution du foret, entre les résultats expérimentaux (pour un foret diamètre 5 mm et 3 mm) et simulés sont présentés sur la figure 5.

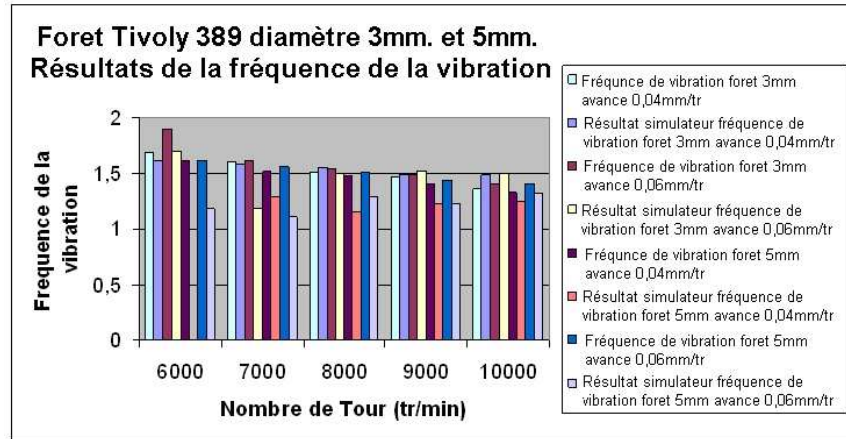


FIG. 5 – Comparaison de la fréquence de vibration simulée et réelle

Les résultats liés à la fréquence de la vibration indiquent une bonne cohérence entre les résultats simulés et les résultats expérimentaux. Cependant, le résultat issu de la simulation est souvent en dessous de la fréquence mesurée. Maintenant intéressons nous à l'effort de poussée (figure 6).

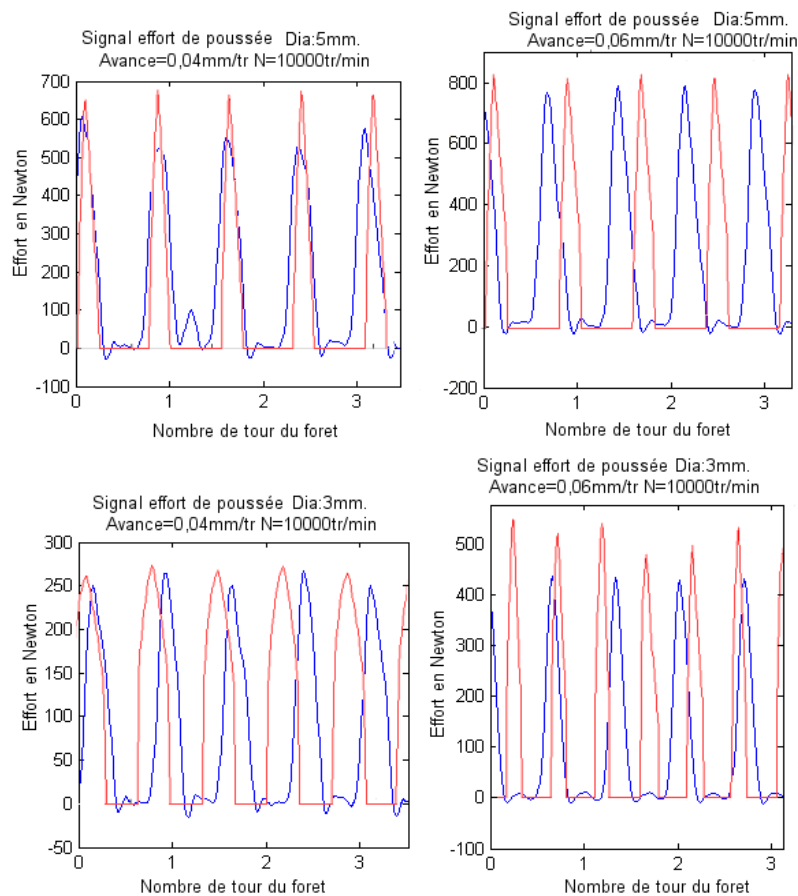


FIG. 6 – Comparaison de l'effort de poussée (rouge=effort simulé, bleue=effort mesuré)

La figure 6 est basée sur l'essai réalisé avec un foret de diamètre 5mm. et 3mm. Pendant les essais avec le foret diamètre 5mm, une augmentation de l'effort de poussée avec l'augmentation de l'avance a été observée. La valeur de l'effort de poussée atteint environ 800N pour une avance de 0,06mm/tr et 550-600N pour une avance de 0,04mm/tr. Les résultats de simulation atteignent eux aussi 800N pour une avance de 0,06mm/tr. Une bonne cohérence entre les résultats du simulateur et les essais a donc été observée. Les résultats indiquent aussi que la diminution du diamètre du foret conduit à une diminution de l'effort de poussée, ce qui peut conduire à une stabilisation des vibrations et donc à un copeau non fractionné.

7 Conclusion

Un travail sur la détermination de la prédiction de l'influence de la géométrie du foret sur le perçage vibratoire a été fait pendant ce travail. Une modélisation géométrique a été faite et intégré dans le simulateur. Le simulateur développé donne des résultats très proches des résultats réels lorsque le copeau est fractionné.

Le simulateur va maintenant nous permettre de prédire le comportement de la tête de perçage vibratoire pour des perçages de petit diamètre. La technique donne de bons résultats pour des diamètres supérieurs à 2 mm et nous lançons maintenant les campagnes expérimentales pour valider les performances de perçages de diamètre inférieur à 2 mm.

8 Remerciements

Ce travail a été fait dans le cadre d'une thèse CIFRE avec le CTDEC et du projet FUI "Forage Grande Vitesse Vibratoire".

References

- [1] L-P. Wang, L-J Wang, Y-H. He and Z-J. Yang, Prediction of computer simulation of dynamic thrust and torque in vibratory drilling. *Journal of Engineering Manufacture*, 212(6): 489-497, 1998
- [2] H. Takeyama, and S. Kato, Burrless drilling by means of ultrasonic vibration, In *Annals of CIRP*, 41(1): 83-86, 1991
- [3] O. Önder, H. Paris, J. Rech, L.Grenier , Self vibratory Drilling : An answer for sustainable machining, *SLIM International Conference on Sustainable Life in Manufacturing*, 2010
- [4] J. Wang, Q. Zhang, A study of high performance plane rake faced twist drills. Part 1: Geometrical analysis and experimental investigation, *Journal of Engineering Machine Tools & Manufacture*, 48, 1276-1285, 2008
- [5] J. Wang, J. Sha, J. Ni, Further improvement of multifacet drills, *S. M. Wu Symposium 1 (1994)* 115-122
- [6] S. L . Ko, J. E. Chang, Development of drill geometry for burr minimization in drilling, *Annals CIRP 52 (1)* , 45-48, 2003
- [7] M. Nalbant, A. Altin, H. Gokkaya, The effect of cutting speed and cutting tool geometry on machinability properties of nickel-base Inconel 718 super alloys, *Material & Design*, 28-4, 1334-1338, 2007
- [8] H. Paris, S. Tichkiewitch, G. Peigne, Modelling the vibratory drilling to foresee cutting parameters, *Annals of the CIRP*, 54 (1), 2005
- [9] J. A. Yang, V. Jaganathan, R. Du, A new model for drilling reaming processes, *International Journal of Machine Tools & Manufacture (42)*, 299-311, 2002
- [10] P. Bandyopaghyay, D. A. Stepenson, Process-independent force characterization for metal-cutting simulation, *Journal of Engineering for Industry (119)*, 86-94, 1997
- [11] D. Bondarenko, "Etude mesoscopique de l'interaction mécanique outil/pièce et contribution sur le comportement dynamique du système usinant", Thèse de doctorat, Université de Grenoble, Décembre 2010.
- [12] H. Paris, D. Brissaud, A. Gousskov, N. Guibert, J. Rech, Influence of the ploughing effect on the dynamic behaviour of the self vibratory drilling head, *Annals of CIRP*, 57 (1), 385-388. 2008
- [13] L-P. Wang, L-J Wang, Y-H. He and Z-J. Yang, Prediction of computer simulation of dynamic thrust and torque in vibratory drilling. In *Journal of Engineering Manufacture*, 212(6): 489-497, 1998