

# Influence du talonnage sur la stabilité du système usinant

D. BONDARENKO<sup>a</sup>, H. PARIS<sup>a</sup>, A. GOUSKOV<sup>b</sup>

a. Université de Grenoble, Laboratoire G-SCOP, av. Félix Viallet, 38031 Grenoble

b. Université Technique Bauman de Moscou (UTBM), Moscou, Russie

## Résumé :

*Le phénomène du talonnage est un problème important dans les opérations d'usinage. Il se produit lorsque la face en dépouille de l'outil entre en contact avec la surface usinée. Un modèle de prédiction de l'effet de talonnage a été proposé. L'objectif de cet article est de faire une analyse de la stabilité du système usinant. En effet les lobes de stabilité se décalent dans la zone des hautes fréquences sous l'influence de talonnage ou ce phénomène modifie l'amortissement du système. Les résultats obtenus permettent d'optimiser les paramètres de coupe associés à une opération d'usinage.*

## Abstract :

*The ploughing effect is a major problem in all machining operations. It happens when tool flank face is in contact with the machined surface. A new model of ploughing with a virtual cutting lip was proposed. The objective of this paper is to make a stability analysis for drilling operation. It will be shown with borders of stability diagram that ploughing displaces zones with vibratory drilling in the high-frequency region as well as it modifies system damping. As a result diapasons of cutting parameters could be specified to optimize machining operations.*

**Mots clefs : talonnage, lobes de stabilité, usinage, amortissement**

## 1 Introduction

Les différentes approches de la modélisation des effets de talonnage sont proposées dans la littérature associée à l'étude de la coupe. Dans les travaux [1], [2] l'effort de talonnage est représenté comme l'effort obtenu lorsque l'avance de l'outil est nulle suite à la présence de talonnage. Cet effort est alors déterminé expérimentalement. Cette méthode ne prend pas en compte la forme du contact entre la pièce et l'outil, ni le comportement mécanique, ni l'influence de l'échauffement. Dans [3] l'effort de talonnage est présenté comme l'effort d'amortissement additionnel dans le système. Il est supposé que l'effort de talonnage ne dépend pas de l'épaisseur du copeau mais son intensité dépend du degré d'indentation de la face en dépouille dans la pièce. Elanayar S. et al. [4] proposent un modèle de talonnage où le frottement est négligé. Les phénomènes observés en général se présentent comme : une augmentation des effets du frottement et une diminution des domaines de l'instabilité du système usinant (pièce, outil, machine). Dans la plupart des travaux le frottement est modélisé par une loi linéaire ou non linéaire en fonction de la vitesse de l'outil dans le sens perpendiculaire à la surface usinée ou par une force supplémentaire proportionnelle au volume de matière balayé par la face en dépouille [5]. La description qualitative assez complète est donnée dans les travaux [6]-[8].

Dans cet article la prise en compte du phénomène de talonnage sur le comportement dynamique du processus de coupe est présentée. L'approche analytique permet d'obtenir un modèle d'amortissement complémentaire dû au talonnage. Enfin, nous montrons l'influence du talonnage et de l'amortissement associé sur les lobes de stabilité pour une opération de perçage vibratoire.

## 2 Modèle de coupe pris en compte le phénomène de talonnage

Le phénomène de talonnage apparaît lorsque la face en dépouille de l'outil entre en contact avec la pièce. L'interaction entre la face en dépouille et la surface usinée produit un effort additionnel et la surface usinée est légèrement modifiée. Pour modéliser ce phénomène, une arête de coupe complémentaire et virtuelle a été

introduite [9].

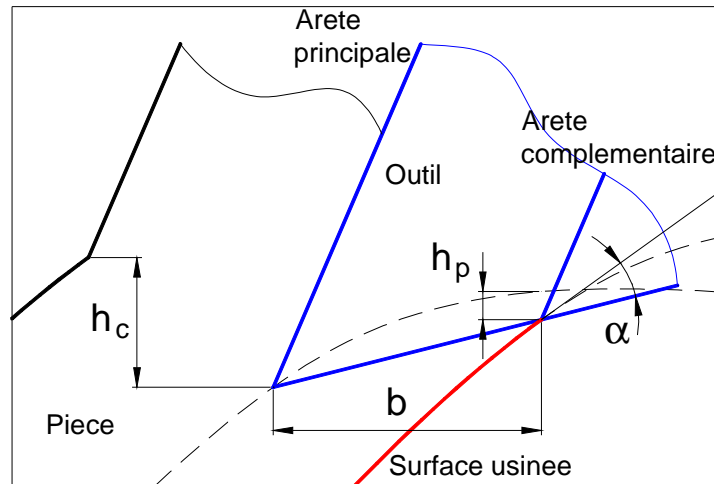


FIG. 1 – Modèle de talonnage

L'arête de coupe complémentaire a le même comportement que l'arête de coupe principale. Elle est caractérisée par deux paramètres géométriques ( $b$ ,  $\alpha$ ) et une raideur de coupe complémentaire ( $k_{p0}$ ). Les paramètres  $b$  (la distance entre l'arête de coupe principale et complémentaire) et  $\alpha$  (angle en dépouille de l'outil) déterminent la position de l'arête complémentaire par rapport à l'arête principale. Comme l'effort de talonnage croît très rapidement avec interaction entre la face en dépouille et la pièce, l'arête de coupe complémentaire doit avoir une raideur de coupe ( $k_{p0}$ ) plus grande que celle associée à l'arête de coupe principale ( $k_{c0}$ ).

### 3 Modèle effort de coupe et de talonnage

Gousskov et al. [10] proposent un modèle fractionnel pour modéliser l'effort de poussée (équation 1) :

$$P_c = k_{c0} \cdot h_{c*} \cdot \frac{\eta_c + r_c \cdot \eta_c^2}{1 + \eta_c} \quad (1)$$

où  $\eta_c = h_c / h_{c*}$  – épaisseur adimensionnelle du copeau principal.

L'arête de coupe complémentaire produit un effort additionnel quand elle rentre en contact avec la surface déjà usinée par l'arête principale (ou par les passages précédents). Dans ce cas, une épaisseur de copeau additionnelle est enlevée et la surface est légèrement modifiée. En première approche l'effort dû à cette interaction peut être modélisé par l'équation (2) :

$$P_p = k_p \cdot h_{c*} \cdot \eta_p \quad (2)$$

Où  $\eta_p = h_p / h_{c*}$  – épaisseur adimensionnelle de copeau complémentaire.

Les raideurs statiques de coupe  $K_p$ ,  $K_c$  qui jouent un rôle fondamental dans l'étude de la stabilité des systèmes technologiques sont déterminées comme suit :

$$K_c = \frac{\partial P_c}{\partial h_c} = k_{c0} \cdot K_{c0}, \text{ ou } K_{c0} = r_c + \frac{1 - r_c}{(1 + \eta_c)^2} \quad (3)$$

$$K_p = \frac{\partial P_p}{\partial h_p} = k_{p0} \cdot K_{p0}, \text{ ou } K_{p0} \equiv 1 \quad (4)$$

### 4 Dynamique du système, méthode analytique

Prenons par exemple un système usinant correspondant à une opération 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 «  $d$  » [11] (équation 5). Nous pouvons négliger l'influence des 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 ses limites lorsque le foret a une longueur supérieure à 25 fois le diamètre car la raideur en torsion du foret ne peut plus être négligée. L'influence de la torsion du foret sur le comportement dynamique du système usinant est présenté dans [12]. Ici, pour simplifier, la longueur du foret est compatible avec l'hypothèse négligeant l'influence de la torsion.

$$m \cdot \ddot{w} + d \cdot \dot{w} + k \cdot w = P_T, \quad (5)$$

L'effort de poussée total est la somme de l'effort de coupe et de talonnage exercé sur chaque arête :

$$P_T = \sum_{i=1}^{n_c} (P_{ci} + P_{pi}) \text{ où } n_c \text{ est le nombre de lèvres du foret}$$

Pour généraliser la démarche, il est nécessaire de mener l'analyse sous une forme adimensionnelle. Les variables suivantes sont donc choisies :

$$\tau = t \cdot T \text{ (où } T \text{ est la période de rotation de l'outil),}$$

$$\{\eta_c, \eta_p, \alpha, \xi\} = \frac{1}{h_{c*}} \cdot \{h_c, h_p, a, w\}, \quad \{\Pi_c, \Pi_p, \Pi_T\} = \frac{1}{k \cdot h_{c*}} \cdot \{P_c, P_p, P_T\} \quad (6)$$

Les notations suivantes sont introduites :  $F = \frac{f}{f_0} = \frac{2\pi}{T} \cdot \sqrt{\frac{m}{k}}$  – le rapport entre la fréquence de rotation de

l'outil et la fréquence propre de la tête de perçage vibratoire ou du système usinant,  $z = \frac{d}{2\sqrt{k \cdot m}}$  –

l'amortissement réduit du système,  $\kappa_c = n_c \cdot \frac{k_c}{k}$  – la raideur adimensionnelle du système,  $\psi = \frac{k_p}{k_c}$  – le

rapport entre les raideurs des arêtes de coupe principale et complémentaire ( $\psi > 1$ ). L'équation (5) prend donc la forme :

$$\frac{F^2}{4p^2} \ddot{x} + 2z \frac{F}{2p} \dot{x} + x = k_c \frac{a h_c + r_c h_c^2}{1 + h_c} + y h_p \frac{\ddot{\tau}}{\theta} \quad (7)$$

Pendant le processus de coupe et dans le domaine stable, les épaisseurs de copeau (principal et complémentaire) sont constantes et déterminés par les équations suivantes :

$$h_c = h_{c0} = \frac{a}{n_c} - b \frac{\ddot{\tau}}{\theta} > 0 \quad \text{pour } \forall \tau > 0 \quad (8)$$

$$h_p = h_{p0} = a - b > 0$$

La position d'équilibre de l'outil est déterminée par l'équation suivante :

$$x_0 = \frac{P_c(h_{c0}) + P_p(h_{p0})}{k_c} \text{ const}(t) \quad (9)$$

Le paramètre  $\beta = \frac{b}{R}$  (ou  $R$  est le rayon du foret) introduit un retard dans le processus de formation du copeau. Pour étudier la stabilité de la coupe continue (9) il faut analyser les équations pour les petites

déviations  $\{\delta\xi, \delta\eta_c, \delta\eta_p\}$  :

$$\xi(\tau) = \xi_0(\tau) + \delta\xi(\tau)$$

$$\eta_c(\tau) = \eta_{c0}(\tau) + \delta\eta_c(\tau) = \eta_{c0}(\tau) + \delta\xi(\tau) - \delta\xi[\tau - (1/n_c - \beta)] \quad (10)$$

$$\eta_p(\tau) = \eta_{p0}(\tau) + \delta\eta_p(\tau) = \eta_{p0}(\tau) + \delta\xi(\tau) - \delta\xi(\tau - \beta)$$

La dynamique du système peut être exprimée par l'équation linéarisée :

$$\begin{aligned} \frac{F^2}{4\pi^2} \cdot \delta\xi'' + 2 \cdot \zeta \cdot \frac{F}{2\pi} \cdot \delta\xi' + \delta\xi = \\ = \kappa_c \cdot \left\{ K_{c0}(\eta_{c0}) \cdot (\delta\xi[\tau - (1/n_c - \beta)] - \delta\xi(\tau)) + \psi \cdot [\delta\xi(\tau - \beta) - \delta\xi(\tau)] \right\} \end{aligned} \quad (11)$$

La solution de l'équation (11) peut être exprimée sous forme exponentielle  $dx(t) = dx_0 e^{t}$ . L'équation caractéristique est donc la suivante :

$$\frac{F^2}{4\pi^2} \cdot \lambda^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \frac{F}{2\pi} \cdot \lambda + 1 + \kappa_c \cdot \left[ K_{c0}(\eta_{c0}) \cdot (1 - e^{-\lambda(1/n_c - \beta)}) + \psi \cdot (1 - e^{-\lambda\beta}) \right] = 0 \quad (12)$$

En prenant  $b=0$ , nous obtenons l'équation caractéristique classique pour une coupe sans présence de talonnage [6]

$$\frac{F^2}{4\pi^2} \cdot \lambda^2 + 2 \cdot \zeta \cdot \frac{F}{2\pi} \cdot \lambda + 1 + \kappa_c \cdot K_{c0}(\eta_{c0}) \cdot (1 - e^{-\lambda/n_c}) = 0 \quad (13)$$

Les lobes de stabilité sont déterminés par la condition  $1 = 2p i s$ ,  $i = \sqrt{-1}$ ,  $s \hat{=} \hat{\omega}$ . Après la substitution dans l'équation (12) et séparation des parties réelle et imaginaire, nous pouvons écrire les deux équations déterminant la forme paramétrique de la frontière des zones d'instabilité  $\{F(s), k_c(s)\}$ .

$$\text{Re} : -\frac{F^2}{4\pi^2} \cdot s^2 + 1 + \kappa_c \cdot \left\{ K_{c0}(\eta_{c0}) \cdot (1 - \cos[2\pi s \cdot (1/n_c - \beta)]) + \psi \cdot [1 - \cos(2\pi s \beta)] \right\} = 0 \quad (14)$$

$$\text{Im} : 2 \cdot \zeta \cdot \frac{F}{2\pi} \cdot s + \kappa_c \cdot \left\{ K_{c0}(\eta_{c0}) \cdot \sin[2\pi s \cdot (1/n_c - \beta)] + \psi \cdot \sin(2\pi s \beta) \right\} = 0$$

## 5 Influence du talonnage sur les lobes de stabilité, amortissement additionnel

Les valeurs des paramètres utilisés sont présentées dans le tableau suivant. Ils correspondent à une opération de perçage réalisée avec un foret de diamètre 5 mm dans une pièce en acier 35MV7 en utilisant la tête de perçage vibratoire [13].

$h_{c*}$ , [mm]	$k_{c0}$ , [N/mm]	$r_c$	b, mm	$k_{p0}$ , [N/mm]	m, kg	k, [N/mm]
$8.11 \cdot 10^{-3}$	$9.77 \cdot 10^3$	0.192	0.15	$1.12 \cdot 10^4$	3.25	$7.50 \cdot 10^5$

Les équations (14) nous permettent d'obtenir les lobes de stabilité correspondant. Nous voyons l'influence du talonnage: la limite basse des lobes n'est plus constante.

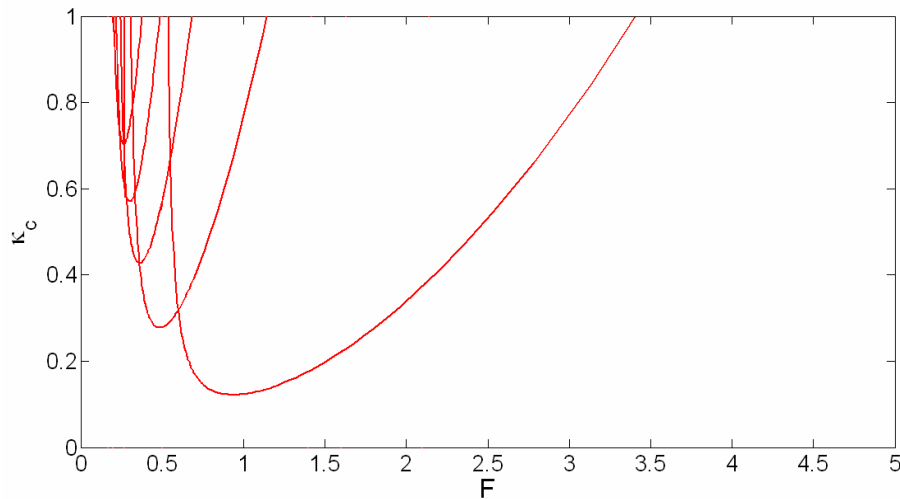


FIG. 2 – Lobes de stabilité avec prise en compte du phénomène de talonnage

En faisant l'hypothèse que le retard dû à l'arête complémentaire modélisant le talonnage est très petit  $b = 1$ , il est possible d'obtenir les relations approximatives suivantes

$$\beta \rightarrow 0, \text{ donc } 1 - e^{-\lambda(1/n_c - \beta)} \approx 1 - e^{-\lambda/\beta}, \quad 1 - e^{-\lambda\beta} \approx -\lambda \cdot \beta \quad (15)$$

et l'équation (12) prend la forme

$$\frac{F^2}{4\pi^2} \cdot \lambda^2 + 2 \cdot \frac{F}{2\pi} \cdot \lambda \cdot \zeta_\Sigma + 1 - \kappa_c \cdot K_{c0}(\eta_{c0}) \cdot (1 - e^{-\lambda/\beta}) = 0 \quad (16)$$

où  $\zeta_\Sigma = \zeta + \zeta_1$  et

$$\zeta_1 = n_c \cdot \frac{\pi}{2\sqrt{k \cdot m}} \cdot \frac{b \cdot k_p}{V_c} \quad (17)$$

– amortissement adimensionnel,  $V_c = \frac{2\pi R}{T}$  – vitesse de coupe.

Avec cette approximation l'influence de la face de dépouille se réduit à l'apparition du amortissement complémentaire, qui est proportionnel à la force effective de coupe  $n_c \cdot b \cdot k_p$  et inversement proportionnel à

la vitesse de coupe  $V_c$  et exprimé par  $\frac{b \cdot k_p}{V_c}$ .

## 6 Conclusion

L'expression du coefficient effectif de l'amortissement  $z_1$  (17) met en évidence le phénomène bien connu en pratique de l'accroissement de l'effet de talonnage avec la diminution de la vitesse de la coupe [6] : Si la fréquence de rotation de la broche diminue – paramètre  $F$ , le coefficient  $z_1$  croît. L'expression pour  $z_1$  peut être utilisée pour la détermination des lobes de stabilité prenant en compte le talonnage. Les coefficients  $K_{c0}, \kappa_c$  sont alors déterminés expérimentalement conformément à la loi de coupe.

L'expression  $(b \cdot k_p / V_c)$  est appelée coefficient d'amortissement décrivant le talonnage. Un modèle explicite de l'amortissement additionnel a été mis en place. Les résultats obtenus sont conformes à ceux proposés dans [6], [7], [8] s'appuyant sur une approche qualitative. Il est à noter que le développement asymptotique (15) est correcte seulement pour des faibles valeurs de  $|b|$ , ce qui permet d'estimer avec une bonne précision les premiers lobes de stabilité.

## 7 Remerciements

Ce travail est supporté par le CETIM et est aussi réalisé dans le cadre d'une co-tutelle entre l'Université Joseph Fourier de Grenoble et l'Université Technique Bauman de Moscou.

## References

- [1]. Stevenson R. "The measurement of parasitic forces in orthogonal cutting", *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, vol.38, pp.113–130, 1998
- [2]. Guo Y.B., Chou Y.K. "The determination of ploughing force and its influence on material properties in metal cutting", *Journal of Materials Processing Technology*, vol.148, pp.368–375, 2004
- [3]. D.W. Wu, C.R. Liu "An analytical model of cutting dynamics. Part1: model building", *Trans. ASME Journal of Engineering for Industry*. 107 (1985) 107–111
- [4]. Elanayar S., Shin Y.C. "Modeling of tool forces for worn tools: flank wear effects", *J. Manuf. Sci., Eng.*, vol.118, pp.359-366, 1996
- [5]. Wu D.W. "A New Approach for the Transfer Function for Dynamic Cutting Process", *ASME Journal of Engineering for Industry*, vol.11, pp.37-47, 1989
- [6]. Tobias S. A. "Machine – Tool vibration / Shock and vibration handbook", Ed. By Cyril M. Harris and Charles E. Crede. – McGraw-Hill, Inc., 1961. V3, pp. 40-1 – 40-58
- [7]. Tobias S. A., Fishwick W. "A Theory of Regenerative Chatter" / *Proc. IME*, 170(6), p. 232
- [8]. Tobias, S. A. "Machine Tool Vibration", John Wiley and Sons, New York, 1965
- [9]. Paris H., Brissaud D., Gousskov A., Guibert N., Rech J. "Influence of the ploughing effect on the dynamic behaviour of the self-vibratory drilling head", *CIRP Annals – Manufacturing Technology* 57/1, 2008
- [10]. Gousskov A., Paris H., Brissaud D. "A more realistic cutting force model at uncut chip thickness close to zero", *Annals of the CIRP*, 56:415-418, 2007
- [11]. Paris H., Tichkiewitch S., Peigne G. "Modelling the vibratory drilling to foresee cutting parameters", *Annals of the CIRP*, 54/1, 2004
- [12]. Bondarenko D., Gousskov A., Paris H., Debray B. "Influence of tool torsion on the process stability of auto-vibratory drilling", 2<sup>nd</sup> International Conference INTERCUT, Cluny, 2008
- [13]. Bondarenko D., Gousskov A., Paris H. "Parameters Identification of the Ploughing Force Model by an Experimental Approach", 12th CIRP Conference on Modelling of Machining Operations, San Sebastian, 2009