

Modélisation et simulation / Modelling and simulation

Détermination des zones de stabilité pour le tournage (cas de la coupe orthogonale) et validation de la méthode de simulation

B. Benmohammed¹ et F. Lapujoulade²

¹ Université de Batna, Faculté des Sciences de l'Ingénieur, Département de Mécanique, 1 rue Chadid Boukhrouf Mohamed El Hadi Batna, 05000, Algérie
e-mail : b.benmohammed@gmail.com

² Laboratoire de Mécanique des Systèmes et des Procédés (LMSP), École Nationale Supérieure des Arts et Métiers (ENSAM), 151 boulevard de l'Hôpital, 75013 Paris, France
e-mail : Francois.Lapujoulade@paris.ensam.fr

Mots-clés :

Tournage; coupe orthogonale; simulation; broutement; cartes de stabilité

Résumé – On propose de déterminer dans quelles conditions apparaissent des vibrations auto-entretenues (broutement). Pour cela, on utilise la simulation du comportement dynamique d'un système d'usinage et une loi de force de coupe est obtenue par une méthode indirecte, en comparant les résultats de la simulation à ceux issus de l'expérimentation.

Key words:

Turning; orthogonal machining; simulation; chatter; stability charts

Abstract – Determination of stability charts for turning (case of orthogonal cutting) and validation of a simulation method. We have determined in which conditions we have a regenerative vibration cases (chatter). We have used the simulation of a machining system dynamic behaviour. A cutting force law was obtained by an indirect method, by comparing between simulation results and experimental ones.

Parmi les méthodes choisies pour déterminer la loi de force de coupe, il y a la méthode indirecte (Fig. 1).

Pour cela, on utilise la simulation du comportement dynamique du système d'usinage et la loi de force de coupe est obtenue par une méthode indirecte à partir de la comparaison entre les résultats de la simulation et ceux de l'expérimentation.

La comparaison est faite dans différents contextes :

- simulation et comparaison temporelle ;
- simulation et comparaison de la limite de stabilité (cas de notre étude) ;
- simulation partielle et comparaison temporelle ;
- simulation et comparaison de la surface finale.

Pour le premier cas, on part d'une loi de force de coupe dont la forme est donnée a priori et on simule le phénomène en intégrant numériquement les équations dynamiques. Les conditions de coupe instantanées sont calculées pas à pas et elles sont introduites dans la loi de force de coupe. On poursuit l'intégration jusqu'à l'obtention d'un cycle stable que l'on compare avec celui obtenu expérimentalement. Une démarche itérative permet d'estimer les meilleures valeurs des coefficients de la loi de force de coupe. On ne peut opérer que sur des cycles stables, les régimes transitoires sont très dépendants des conditions initiales.

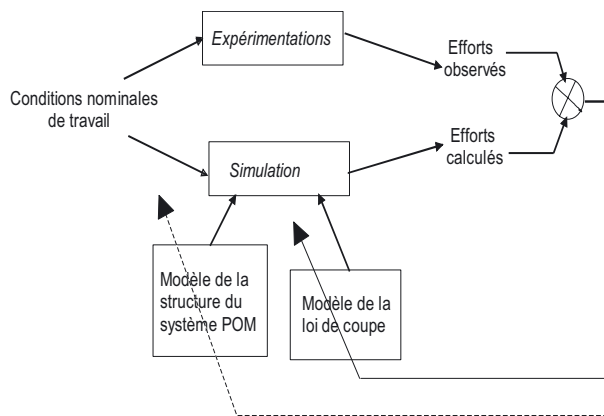


Fig. 1. Obtention de la loi de force de coupe dynamique par la méthode indirecte [1].

Fig. 1. Obtaining the dynamic cutting force law by an indirect method [1].

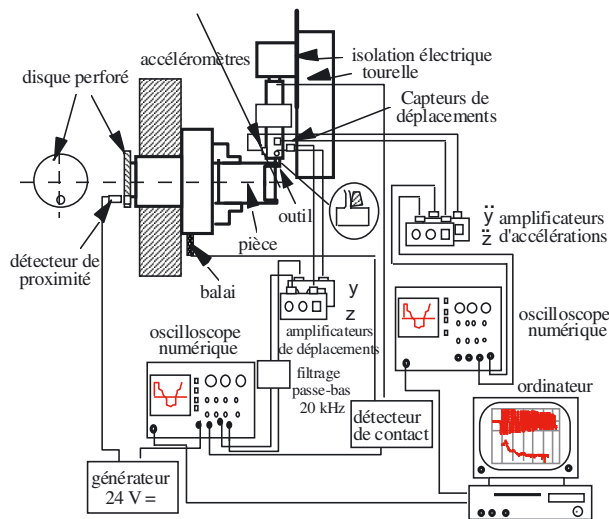


Fig. 2. Dispositif expérimental [1].

Fig. 2. Experimental device [1].

Pour le deuxième cas, on réalise la simulation dans les mêmes conditions que précédemment, mais au lieu de comparer les évolutions temporelles des déplacements observés et simulés, on se contente de noter si l'usinage est stable ou non en fonction des paramètres de coupe nominaux, tels que : la vitesse de coupe, l'épaisseur de coupe et la largeur de coupe. Dans le cas du dispositif expérimental utilisé (Fig. 2), un faible amortissement et une fréquence de résonance bien marquée conduisent à une transition brusque entre les zones de stabilité (où il n'y a quasiment pas de vibrations) et les zones d'instabilité caractérisées par un brouetement de forte amplitude.

La comparaison entre ces limites de stabilité expérimentales et simulées permet d'ajuster la loi de force de coupe (validation de la méthode de simulation). Cette méthode

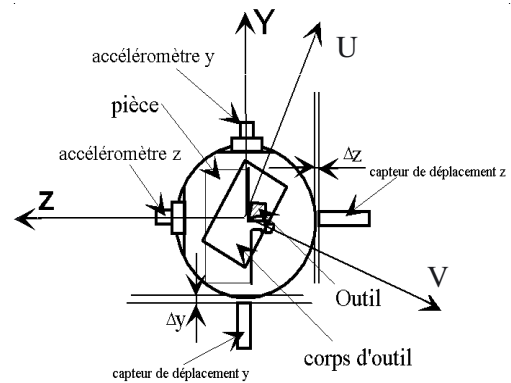


Fig. 3. Positionnement des capteurs de déplacement et des accéléromètres [1].

Fig. 3. Positioning of the displacement sensors and of the accelerometers [1].

présente l'avantage de ne nécessiter qu'une instrumentation très réduite.

Pour le troisième cas, on part d'une loi de force de coupe donnée a priori et on intègre les équations dynamiques :

$$\begin{cases} m_u \ddot{u}(t) + c_u \dot{u}(t) + k_u u(t) = F_u(t) \\ m_v \ddot{v}(t) + c_v \dot{v}(t) + k_v v(t) = F_v(t) \end{cases} \quad (1)$$

Mais ici on introduit dans la loi de force de coupe les conditions d'usinage observées expérimentalement, contrairement à la simulation d'usinage où on détermine ces conditions de coupe (Fig. 3).

Il en résulte qu'on détermine a priori la séquence $(F_u(t_i), F_v(t_i))$ d'après les observations expérimentales qui permettent de déterminer $h_{\text{exp}}(t_i)$ « épaisseur de coupe instantanée » et éventuellement $\dot{u}_{\text{exp}}(t_i)$ et $\dot{v}_{\text{exp}}(t_i)$ par dérivation de $u_{\text{exp}}(t_i)$ et $v_{\text{exp}}(t_i)$. Il n'y a cohérence, entre les valeurs $h_{\text{exp}}(t_i)$ utilisées pour calculer $F(t_i)$ et les valeurs $h(t_i)$ qu'on détermine à partir de l'évolution simulée, que lorsque le système évolue comme le système réel. Ici, on désigne par « exp » la valeur qui est obtenue expérimentalement.

Pour le dernier cas, on réalise une simulation prédictive à partir d'une loi de force de coupe estimée. L'identification s'effectue par itération en comparant la surface usinée réellement à la surface déduite de la simulation. Il est préférable de caractériser la surface par des profils correspondant aux trajectoires de l'outil c'est-à-dire suivant le mouvement de coupe, ce qui ne correspond pas à l'approche traditionnelle de la mesure des états de surface.

Simulation du tournage

Un programme de simulation de tournage a été développé par Lapujoulade et al. [17]. Il se base sur une modélisation du dispositif expérimental de tournage de tube décrit dans les travaux de Benmohammed [1] et de Benmohammed et al. [30]. Ce dispositif permet de connaître l'influence des différents paramètres de coupe et la possibilité d'apparition des vibrations pour des conditions d'usinage données dans [1]. On peut aussi utiliser le programme de simulation afin d'identifier la loi de force de coupe dynamique [29,30] en ajustant plusieurs séries de simulations aux résultats expérimentaux.

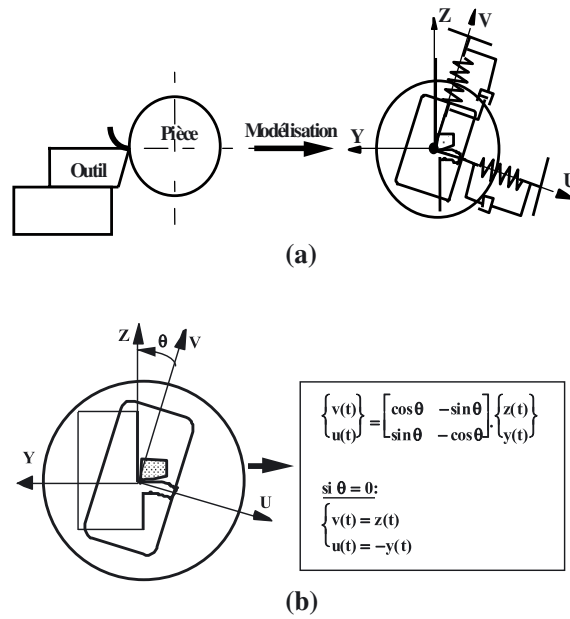


Fig. 4. (a) Modélisation de l'outil de coupe par un système à 2 degrés de liberté; (b) changement de repères correspondant à $\theta = 0$.

Fig. 4. (a) Modelling the cutting tool by a 2 degree of freedom system; (b) axis changed corresponding to $\theta = 0$.

Programme de simulation

Le programme de simulation de tournage qu'on a utilisé est basé sur les hypothèses et les principes suivants :

- modélisation de l'outil vibrant par un système masse ressort amortisseur à deux degrés de liberté (Fig. 4a);
- utilisation d'une loi de force de coupe dynamique de la forme :

$$\begin{cases} F_u(t) = (K_{1u} + K_{2u} \cdot (\alpha(t) - \alpha_0)) \cdot b \cdot (h(t))^{e_u} \\ F_v(t) = (K_{1v} + K_{2v} \cdot (\alpha(t) - \alpha_0)) \cdot b \cdot (h(t))^{e_v} \end{cases} \quad (2)$$

où :

b : largeur de coupe; h : épaisseur de coupe; α : angle de dépouille dynamique; α_0 : angle de dépouille nominal.

La loi de force de coupe dynamique est exprimée en fonction de $\alpha(t)$ « angle de dépouille dynamique » (Fig. 5). On a :

$$\alpha(t) = \alpha_0 + \arctg\left(\frac{\dot{y}(t)}{V_c + \dot{z}(t)}\right). \quad (3)$$

Dans la mesure où $\dot{z}(t)$ reste petite devant la vitesse de coupe V_c et où les angles sont petits, on a quasiment :

$$\alpha(t) - \alpha_0 = c \cdot \dot{y}(t) \quad (4)$$

où c est une constante d'amortissement.

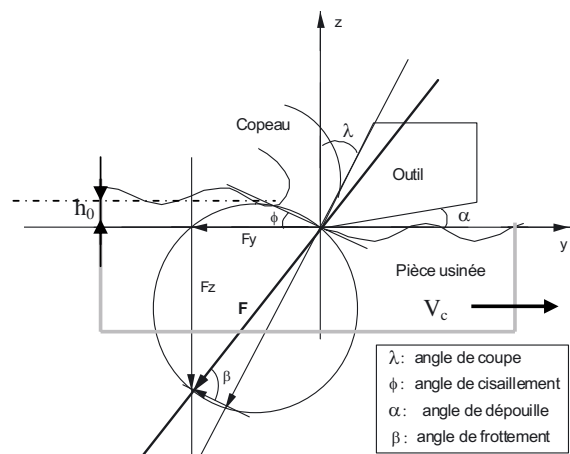


Fig. 5. Modèle de loi de force de coupe dynamique.

Fig. 5. A model of dynamic cutting force law.

- Utilisation d'un schéma de calcul direct centré donné par l'algorithme suivant :

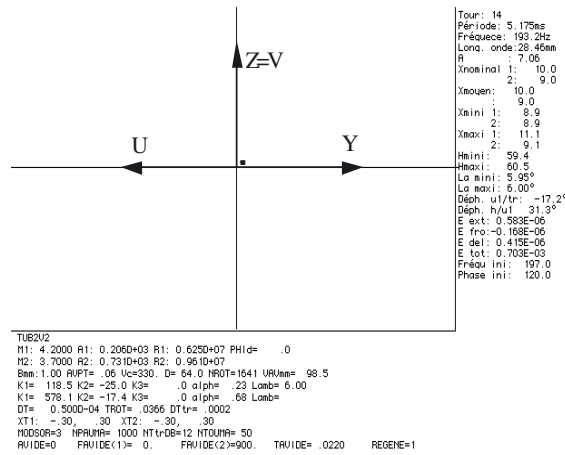
Intégration de l'équation dynamique :

$$M \cdot \ddot{q}(t) + C \cdot \dot{q}(t) + K \cdot q(t) = F(t)$$

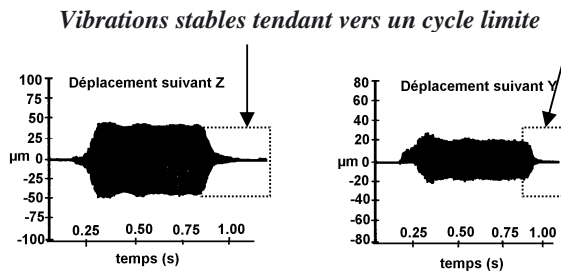
Méthode des différences centrées :

$$q(t + dt) = q(t) + dt \cdot \dot{q}(t) + \frac{1}{2} \cdot dt^2 \cdot \ddot{q}(t)$$

$$\begin{cases} \ddot{q}(t) = \frac{1}{dt^2} \cdot [q(t - dt) - 2 \cdot q(t) + q(t + dt)] \\ \dot{q}(t) = \frac{1}{2 \cdot dt} \cdot [-q(t - dt) + q(t + dt)] \end{cases}$$



(a)



(b)

Fig. 6. (a) Usinage sans broutement; (b) vibrations stables.

Fig. 6. (a) No chatter machining case; (b) stable vibrations.

Solution de l'équation dynamique :

$$\left[\frac{1}{dt^2} \cdot M + \frac{1}{2 \cdot dt} \cdot C \right] \cdot q(t+dt) = F(t) - \left[K - \frac{2 \cdot M}{dt^2} \right] \cdot q(t) - \left[\frac{1}{dt^2} \cdot M - \frac{1}{2 \cdot dt} \cdot C \right] \cdot q(t-dt)$$

- mémorisation de la surface antérieure sans tenir compte du déplacement longitudinal de l'outil dans la direction de la vitesse de coupe. La position de la surface de la pièce est donnée par la relation suivante :

$$surf(t) = \max \left[\begin{array}{l} (v(t-T) - h_0), \\ (v(t-2 \cdot T) - 2 \cdot h_0), \dots \end{array} \right] \quad (5)$$

avec :

- h_0 : épaisseur nominale de coupe qui est généralement constante ; T : période de rotation de la pièce ; v : déplacement de l'outil dans la matière dans la direction Z.
- L'épaisseur de coupe instantanée est donnée par la relation :

$$h(t) = v(t) - surf(t). \quad (6)$$

Résultats de simulation

Lorsqu'il existe, le cycle stable de vibrations ne s'établit qu'après un régime transitoire plus ou moins long selon les cas. Le régime transitoire est trop dépendant des conditions initiales, pour qu'une comparaison quantitative puisse être faite entre les résultats expérimentaux et ceux de la simulation [1]. Dans la mesure où le transitoire n'a que peu d'intérêt, le programme de simulation utilisé détermine une forme initiale de la surface et les conditions initiales de déplacement et de vitesse qui permettent d'écourter considérablement l'obtention du cycle stable s'il existe.

Le programme de simulation utilisé permet aussi d'obtenir les renseignements suivants :

- les amplitudes de vibrations minimales et maximales sur chaque axe U et V ;
- le déphasage du déplacement $u(t)$ d'un tour de la pièce sur l'autre ;
- le déphasage du déplacement $u(t)$ par rapport à l'épaisseur de coupe $h(t)$;
- le bilan énergétique sur un cycle : l'énergie perdue par frottement et l'énergie apportée par l'effort de coupe ;
- la période de rotation de la pièce (TROT).

Pour les résultats de simulation, on présente en mode de tracé (U, V) les cas de l'usinage stable (Fig. 6a) et instable (Fig. 7a).

Le résultat de simulation correspondant au cas des vibrations stables tendant vers un cycle limite est présenté sur la figure 6b.

Le résultat de simulation correspondant au cas des vibrations divergentes (instables) ou cycliquement variables est présenté sur la figure 7b.

La présence d'un grand nombre de cycles sensiblement identiques permet de faire des moyennes et d'éliminer certains phénomènes de second ordre. Les signaux ne sont enregistrés qu'après un certain temps d'usinage.

Carte de stabilité

Dans un premier temps, nous avons pris des valeurs nulles pour les coefficients K_{2u} et K_{2v} de la loi de force de coupe dynamique. En maintenant la largeur de coupe constante et en augmentant progressivement l'épaisseur de coupe, on constate que l'amplitude du déplacement $u(t)$ (ou $y(t)$) croît lentement puis s'annule (Fig. 8).

Pour les trois largeurs de coupe ($b = 1 \text{ mm}$, $b = 2 \text{ mm}$ et $b = 3,2 \text{ mm}$), la transition est très brutale. Après la transition, la valeur de l'épaisseur de coupe est égale à sa valeur nominale h_0 . Juste avant la transition, les amplitudes de $y(t)$ sont proportionnelles à l'épaisseur de coupe $h(t)$. À partir de ces résultats, on peut tracer la carte de stabilité (Fig. 9).

Il n'y a pas de broutement dans la partie située sous la courbe. Nous avons étudié l'influence des coefficients K_{2u} et K_{2v} sur la limite de stabilité d'usinage. L'influence du coefficient K_{2u} se traduit dans le cas d'une largeur de coupe $b = 2,4 \text{ mm}$ de la manière suivante (Fig. 10).

On peut également étudier l'influence du coefficient K_{2u} sur l'épaisseur de coupe critique. La courbe donnée par la figure 11 nous montre que c'est pour la valeur de K_{2u} la plus élevée qu'on peut travailler avec les épaisseurs de coupe les plus faibles.

Détermination des zones de stabilité expérimentales

On se propose de déterminer dans quelles conditions apparaissent des vibrations auto-entretenues (broutement). Les paramètres à contrôler sont :

- V_c : vitesse de coupe ;
- h_0 : épaisseur nominale de coupe ;
- b : largeur de coupe.

Carte de stabilité : porte-outil sans masse additionnelle

Les essais d'usinage se sont déroulés dans les conditions suivantes [1] :

- il n'y a pas d'obliquité de l'arête de coupe ;
- l'angle de coupe est nul ;
- l'angle de dépouille vaut 11° ;
- la plaquette est du type carbure non revêtu ;
- la pièce usinée est en alliage léger du type « AU4G ».

Le tableau 1 expose les résultats des essais d'usinage pour une largeur de coupe constante ($b = 1 \text{ mm}$).

Les essais énumérés de 1 à 6 et de 15 à 25 sont réalisés en faisant varier la vitesse de rotation de la pièce usinée. Dans chaque plage de vitesse, on constate des zones pour

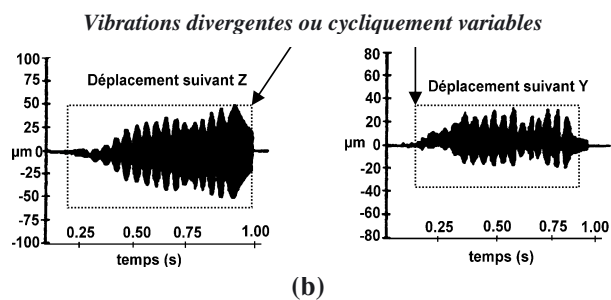
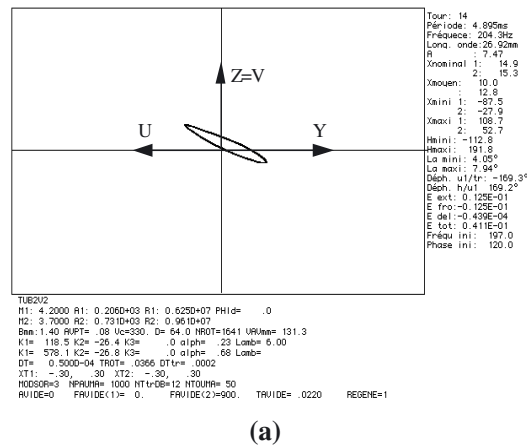


Fig. 7. (a) Usinage avec broutement; (b) vibrations instables.

Fig. 7. (a) Chatter machining case; (b) unstable vibrations.

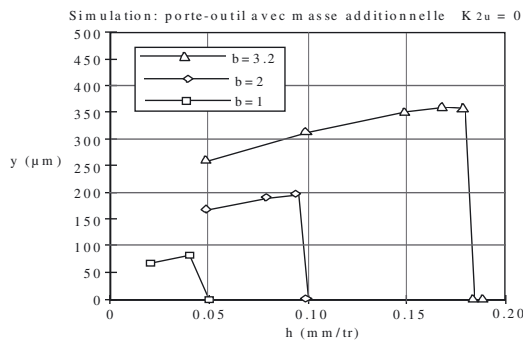


Fig. 8. Carte de stabilité avec $K_{2u} = 0$.

Fig. 8. Stability chart with $K_{2u} = 0$.

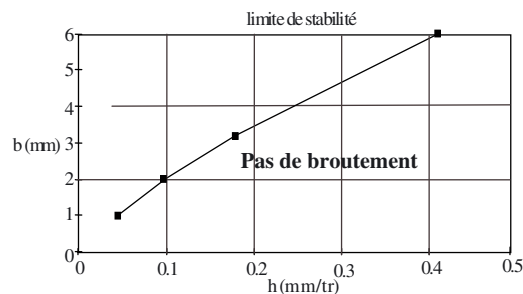


Fig. 9. Carte de stabilité : résultats de simulation.

Fig. 9. Stability chart: simulation results.

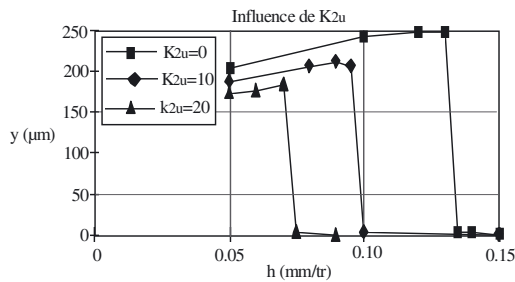


Fig. 10. Influence de K_{2u} sur la limite de stabilité d'usinage.

Fig. 10. Effect of K_{2u} on the machining stability limit.

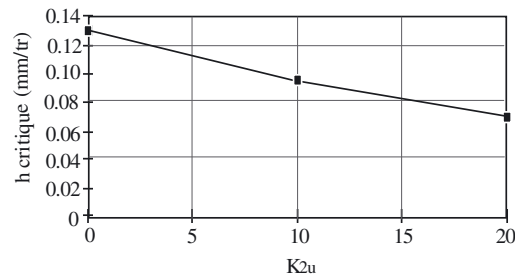


Fig. 11. Influence de K_{2u} sur l'épaisseur de coupe critique.

Fig. 11. Effect of K_{2u} on the critical cutting thickness.

lesquelles il n'y a pas de broutement. Pour la suite, nous avons choisi une vitesse de rotation égale à 1540 tr/min qui correspond au maximum de stabilité. Les essais énumérés de 7 à 14 montrent qu'il y a du broutement pour une épaisseur de coupe égale à 0,05 mm/tr. Il n'y a pas de vibrations séparables du bruit de fond pour des valeurs de l'épaisseur de coupe entre 0,15 mm/tr et 0,3 mm/tr inclus. Au dessus de 0,3 mm/tr, on retrouve des vibrations qui n'ont pas la même allure que dans la première zone.

Carte de stabilité : porte-outil avec masse additionnelle

Les résultats précédents se retrouvent de façon plus détaillée lors de la deuxième série d'essais qui été réalisée en utilisant un porte-outil muni d'une masse additionnelle (Fig. 12), afin d'abaisser la fréquence propre de l'outil [1].

La vitesse de rotation choisie vaut 1642 tr/min, elle correspond au maximum de stabilité. Les valeurs de la largeur de coupe sont classées en trois groupes :

- le premier groupe correspond aux essais sans vibrations ;

Tableau 1. Résultats des essais de coupe : porte-outil sans masse additionnelle [1].

Table 1. The machining process results: tool-holder without additional mass [1].

N° essai	N (tr/min)	h (mm/tr)	I : instable S : stable
1	1500	0,100	I
2	1520	0,100	I
3	1540	0,100	S
4	1560	0,100	I
5	1580	0,100	I
6	1600	0,100	I
7	1540	0,050	I
8	1540	0,150	S
9	1540	0,200	S
10	1540	0,250	S
11	1540	0,300	S
12	1540	0,400	I
13	1540	0,500	I
14	1540	0,600	I
15	750	0,100	S
16	760	0,100	S
17	770	0,100	S
18	780	0,100	I
19	790	0,100	I
20	800	0,100	I
21	810	0,100	I
22	820	0,100	I
23	830	0,100	S
24	840	0,100	I
25	850	0,100	I

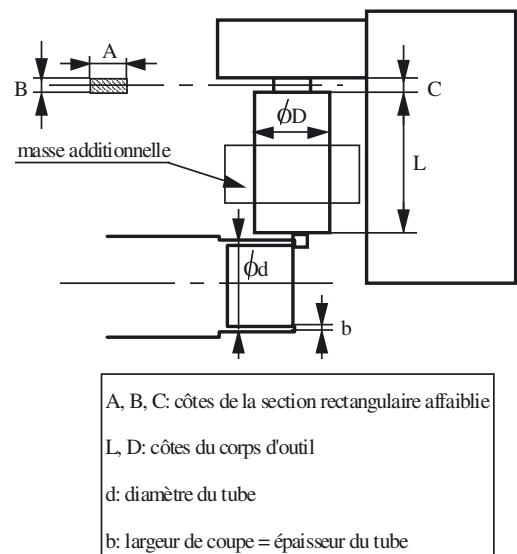


Fig. 12. Dispositif d'usinage : porte-outil avec masse additionnelle [1].

Fig. 12. Machining device: tool-holder with additional mass [1].

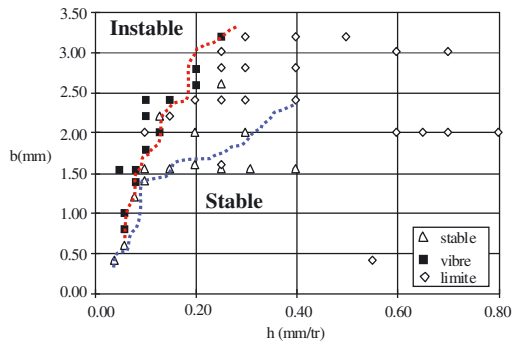


Fig. 13. Carte de stabilité : porte-outil avec masse additionnelle.

Fig. 13. Stability chart: tool-holder with additional mass.

- le deuxième groupe a un broutement bien caractérisé;
- le troisième groupe a des vibrations d’amplitude notable mais non assimilables à un broutement.

Ces données permettent de tracer une carte de stabilité en fonction de l’épaisseur de coupe et de la largeur de coupe (Fig. 13).

Nous retrouvons une frontière assez nette qui sépare la zone de broutement située du côté des faibles épaisseurs de coupe de la zone de stabilité. La stabilité n’est complète que dans une zone limitée par une épaisseur de coupe inférieure à 0,4 mm/tr et par une largeur de coupe inférieure à 2,5 mm.

Identification de la loi de force de coupe statique et validation de la simulation

Dans les relations (2), les coefficients (K_{1u}, e_u, K_{1v} et e_v) correspondent à la loi de force de coupe statique. Ils sont déterminés expérimentalement dans les cas stables en calculant les composantes de la force de coupe par l’intermédiaire de la mesure des flexions de l’outil. Dans les conditions suivantes ($b = 1$ mm, $N = 1540$ tr/min), on obtient les résultats de la figure 14.

On en déduit les lois de forces de coupe statiques suivantes :

$$\begin{cases} F_u = 137.b.h^{0,379} \\ F_v = 636.b.h^{0,747} \end{cases} \quad (7)$$

Le coefficient dynamique K_{2u} peut être estimé pour $b = 2,4$ mm à partir de la comparaison des résultats de la figure 10 et ceux de la figure 13. On obtient une limite de stabilité qui correspond apparemment

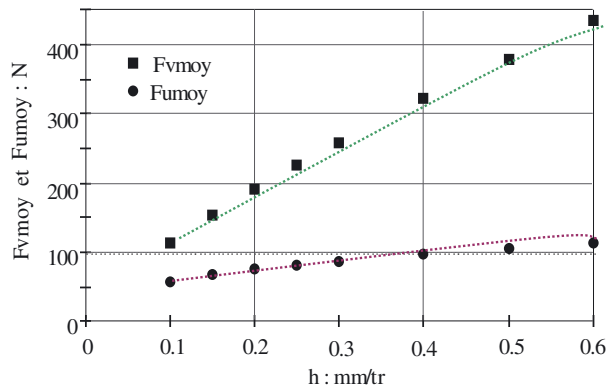


Fig. 14. Efforts moyens selon V et U : porte-outil sans masse additionnelle.

Fig. 14. The mean forces in V and U directions: tool-holder without additional mass.

à $h = 0,18$ mm. On en déduit la valeur : $K_{2u} = -15$ N.mm⁻².degré⁻¹.

Conclusions

Pour les possibilités de la simulation, deux voies sont possibles :

- la première consiste à ajuster les évolutions en fonction du temps de grandeurs obtenues expérimentalement et par simulation. Il peut s’agir de grandeurs directement liées au phénomène (force de coupe, déplacement) ou qui sont les conséquences directes du phénomène (ondulation de la surface). Ces mesures nécessitent une instrumentation importante et un grand soin dans l’expérimentation ;
- la deuxième voie consiste à ajuster la limite de stabilité. Elle ne nécessite que peu de matériel, mais ne donne aucune relation directe entre les paramètres de coupe et les conditions vibratoires. Elle ne peut être utilisée que pour un recalage d’un modèle de force de coupe déjà déterminé par d’autres méthodes (cas de notre étude).

L’utilisation de la méthode indirecte pour recalculer le modèle de force de coupe suppose que le modèle de la structure est parfait. On peut évidemment envisager un recalage simultané des deux modèles, mais il faut bien faire attention que les influences des coefficients des deux modèles qui correspondent à des amortissements ne sont pas forcément discernable.

Références

- [1] B. Benmohammed, Identification des lois d'effort de coupe de tournage en régime dynamique, Thèse de Doctorat, 1996, ENSAM, Paris, France
- [2] B. Benmohammed, F. Lapujoulade, Cutting Law Identification Under Dynamic Behaviour, International Conference on Identification in Engineering Systems, Swansea, UK, 1996, pp. 530-539
- [3] B. Benmohammed, F. Lapujoulade, Évaluation des Coefficients Dynamiques de Coupe, International Conference on Integrated Design and Manufacturing in Mechanical Engineering, Nantes, France, 1996, pp. 235-244
- [4] K. Dekelbab, Modélisation et Simulation du Comportement Dynamique de l'ensemble Pièce-Outil-Machine en Usinage à l'Outil Coupant, Thèse de Doctorat 3^e Cycle, 1995, ENSAM – Paris, France
- [5] W. Bouzid, Étude Expérimentale et Numérique de la Coupe Orthogonale, Thèse de Doctorat 3^e Cycle, 1993, ENSAM – Paris, France
- [6] N.H. Hanna, S.A. Tobias, *J. Eng. Ind. (ASME)* (1994) 247-255
- [7] S.K. Jeong, H.L. Byung, *Int. J. Mach. Tool. Manu.* 31 (1991) 371-381
- [8] K. Jemielniak, A. Widota, *Int. J. Mach. Tool. Manu.* 29 (1989) 239-247
- [9] K. Jemielniak, A. Widota, *Int. J. Mach. Tool. Manu.* 29 (1989) 249-256
- [10] K. Jemielniak, A. Widota, Chatter Growth Analysis by the Extended Interpretation of the Theoretical Stability Chart, Design Technical Conference, 12th Biennial Conference on Mechanical Vibrations and Noise, Montreal - Canada, 1989, pp. 51-56
- [11] F. Jiulian, Y. Zhejun, Y. Yingxue, *Int. J. Mach. Tool. Manu.* 29 (1989) 601-609
- [12] H.J.J. Kals, Dynamic Stability in Cutting, Thèse de Doctorat, 1972, Eindhoven University of Technology
- [13] T. Kaneko, H. Sato, Y. Tani, M.O. Hori, *J. Eng. Ind. (ASME)* 106 (1984) 222-228
- [14] N. Kasahara, H. Sato, Y. Tani, *J. Eng. Ind. (ASME)* 114 (1992) 393-399
- [15] R.L. Kegg, *J. Eng. Ind. (ASME)* 87B (1965) 464-470
- [16] Y. Kondo, O. Kawano, H. Sato, *J. Eng. Ind. (ASME)* 103 (1981) 324-329
- [17] F. Lapujoulade, G. Coffignal, K. Dekelbab, Simulation du Comportement Dynamique du Système Pièce-Outil-Machine, SERAM - Rapport d'avancement 3 (1993)
- [18] F. Lapujoulade, G. Coffignal, K. Dekelbab, Simulation du Comportement Dynamique du Système Pièce-Outil-Machine, SERAM - Rapport d'avancement 4 (1993)
- [19] I. Minis, A. Tembo, *J. Eng. Ind. (ASME)* 115 (1993) 9-14
- [20] F. Mirski, J. Lombard, Théorie du Broutement, Publication du C.E.R.M.O., 1969
- [21] H.E. Merritt, *J. Eng. Ind. (ASME)* (1965) 447-454
- [22] I.E. Minis, E.B. Magrab, I.O. Pandelidis, *J. Eng. Ind. (ASME)* 112 (1990) 21-27
- [23] I.E. Minis, E.B. Magrab, I.O. Pandelidis, *J. Eng. Ind. (ASME)* 112 (1990) 28-35
- [24] C. Poli, G. Boothroyd, C. Ho, Machine Tool Chatter Forces During Wave Generating and Regenerative Chatter, Proceedings of North American Research Conference, USA, Vol. 3, 1975, pp. 771-787
- [25] F. Saravanja, A.F. D'Souza, Identification of Dynamic Metal Cutting Process With Reference to Chatter, Proceedings of North American Research Conference, USA, Vol. 4, 1976, pp. 428-435
- [26] I.N. Tansel, A. Wagiman, A. Tziranis, *Int. J. Machine Tool. Manu.* 31 (1991) 539-552
- [27] J. Tlustý, F. Ismail, *Ann. C.I.R.P.* 30 (1981) 299-304
- [28] S.A. Tobias, W. Fishwick, *The Engineer* 7 (1958) 199-203
- [29] B. Benmohammed, F. Lapujoulade, A. Moisan, H. Mazouz, M. Assas, *Matériaux & Techniques* 93 (2005) 369-373
- [30] B. Benmohammed, A. Moisan, F. Lapujoulade, *Matériaux & Techniques* 94 (2006) 171-179