

J.F. DEBONGNIE, L. MASSET

Université de Liège, ASMA-Méthodes de Fabrication,
Bât. B52, 4000 Liège, Belgique

Introduction

Les bureaux de méthodes de l'industrie automobile sont confrontés à des exigences sévères quant à la forme des pièces usinées. La procédure traditionnelle était fondée sur l'expérience et sur des procédures d'essai-erreur, ce qui est très coûteux en temps et en investissement. Le besoin se faisait donc sentir d'établir des procédures numériques permettant une expérimentation virtuelle, de manière à alléger cette longue étape de mise au point.

Contrairement aux problèmes de fabrication des moules ou de certaines pièces aéronautiques, du reste largement traités [1], où la pièce est très rigide et où c'est la souplesse de l'outil qui joue, les problèmes qui nous concernent sont caractérisés par des pièces relativement flexibles attaquées par un système machine-outil/outil très rigide. Les erreurs de forme résultent alors de la déformation des pièces sous l'effet du bridage et des efforts de coupe.

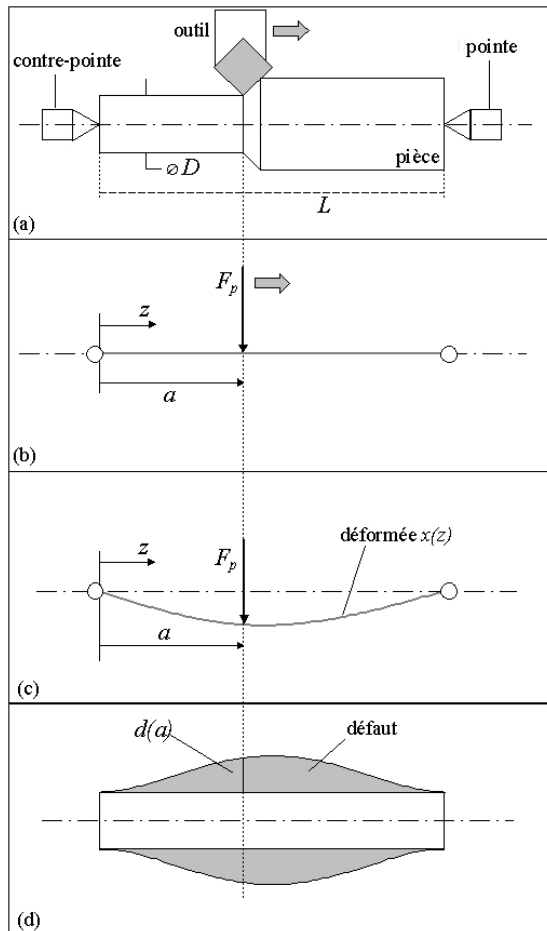


Figure 1: principe de génération de l'erreur de forme

Mécanisme de génération du défaut de forme

Pour bien faire comprendre le mécanisme de génération du défaut, considérons le cas simple d'un barreau cylindrique de longueur L tourné entre pointes (figure 1). Les pointes étant supposées rigides, le barreau se déforme sous l'effet de la force passive (radiale) appliquée par l'outil. Lorsque celui-ci se trouve à l'abscisse a , la flèche au droit de l'outil vaut

$$d(a) = -\frac{F_p a^2 (L-a)^2}{3EI} \quad (1)$$

Comme la pièce recule devant l'outil, celui-ci s'abstient de couper la hauteur $-d(a)$, qui restera sous forme de *défait*. Ce défaut est nul aux extrémités et maximum au milieu du barreau, où il vaut $F_p L^3/48EI$. L'équation (1) est aussi celle de la génératrice usinée (figure 1). Sans entrer dans les détails, notons que ce modèle peut être complété pour tenir compte de l'effet de la force d'avance et de celui de la déformation des pointes [2,3].

Approche numérique par éléments finis

Pour des cas industriels, la géométrie complexe des pièces usinées, comme par exemple, un carter de boîte de vitesses dont il faut fraiser la face de jonction au bloc moteur, impose l'adoption d'une méthode numérique, en l'occurrence, les éléments finis. La pièce est alors décrite par des éléments finis tridimensionnels. Il faut alors simuler convenablement les conditions d'appui et le bridage, ainsi que les forces provenant de l'outil, dans n'importe quelle position de celui-ci. Pour les forces de coupe, on utilise un modèle semi-empirique fondé par exemple sur les formules de Kienzle,

$$F_i = k_i b h^{1-m_i} \quad \{i = c, f, p\} \quad (2)$$

où les indices c , f et p désignent les trois directions principales de l'effort de coupe (coupe, avance et passive) et les coefficients k_i et m_i , propres au couple outil/matière, peuvent se trouver dans des bases de données. Dans le cas du fraisage, pour chaque position, il y a en fait plusieurs plaquettes en prise et chacune apporte ses efforts.

En ce qui concerne la stratégie de calcul, certains auteurs calculent la déformée de la pièce pour certaines positions de l'outil, soit arbitraires [4], soit étagées dans le temps [5]. Dans le premier cas, le choix des positions suppose en fait une connaissance a priori de la forme générale du défaut, ce qui relève un peu du cercle vicieux. Dans le second cas, le choix du pas de temps est très délicat si l'on veut une répartition à peu près uniforme des points de calcul, surtout si la surface est très découpée. Quelle que soit la solution adoptée, il faut encore reconstituer la surface obtenue par une procédure d'interpolation dont les règles sont d'autant moins évidentes que la forme de la surface est

plus complexe. Finalement, la qualité de l'approximation obtenue est difficile à garantir.

Au lieu de cela, nous avons introduit une procédure originale fondée sur les idées suivantes :

- a-pour un maillage d'éléments finis donné, la forme est entièrement définie par sa valeur aux nœuds, avec l'interpolation naturelle des éléments;
- b-le défaut en un nœud est défini par l'opposé de sa flèche normale à la surface *lors du premier passage de l'outil sur ce nœud* (pour autant qu'il n'y ait pas de recoupe).

Il suffit alors, en fonction de la trajectoire de la fraise, de déterminer pour chaque nœud, le moment où il est attaqué par la fraise. On applique alors les forces de coupe et on retient le déplacement normal du nœud en question, qui sera l'opposé du défaut en ce point. Dans cette approche purement spatiale, on est donc amené à résoudre autant de problèmes statiques qu'il y a de nœuds sur la surface usinée et à extraire un déplacement de chacune des déformées, dans un processus diagonal (figure 2).

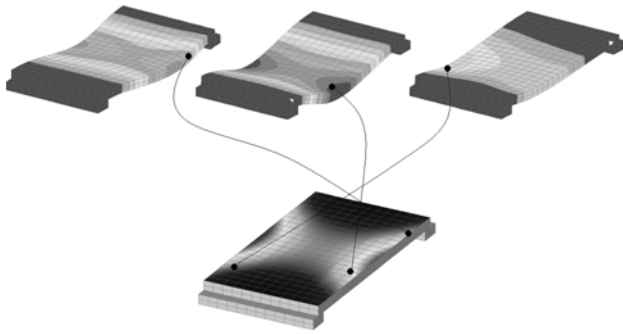


Figure 2 : calcul des déformées successives et reconstitution de la forme de la surface usinée

Méthode pratique de résolution

Bien que simple en principe, cette procédure se heurte à un obstacle fondamental, qui est la *taille* des systèmes à résoudre. Ainsi par exemple, nous avons eu à traiter un carter-cylindres de 330000 degrés de liberté dont la surface usinée comportait plus de 2000 nœuds. Il faudrait donc appliquer 2000 cas de charge à un maillage de très grandes dimensions. Or, les programmes d'éléments finis du commerce *ne sont pas conçus pour tant de cas de charge*, ce qui se traduit par un temps d'exécution et un espace mémoire hors des capacités d'un ordinateur normal. Il a donc été nécessaire d'établir une procédure bien adaptée aux caractéristiques du type de problèmes que nous traitons. Notre méthode comporte trois étapes [6].

Superélément

On distingue les degrés de liberté retenus q_R appartenant à la surface usinée et aux zones de fixation et les degrés de liberté condensés q_C qui n'en font pas partie. Le nombre des degrés de liberté q_R est entre 50 et 500 fois plus petit que celui des degrés de liberté condensés q_C . Le système prend alors la forme

$$\begin{bmatrix} K_{RR} & K_{RC} \\ K_{CR} & K_{CC} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} q_R \\ q_C \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} g_R \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3)$$

On élimine alors les q_C à l'aide du second groupe d'équations,

$$q_C = -K_{CC}^{-1} K_{CR} q_R \quad (4)$$

ce qui mène au système réduit

$$K_{RR}^* q_R = g_R \quad (5)$$

où $K_{RR}^* = K_{RR} - K_{RC} K_{CC}^{-1} K_{CR}$ est la matrice de raideur réduite.

Cette procédure, connue sous le nom de *technique du superélément*, est disponible dans des codes commerciaux comme SAMCEF ou NASTRAN. Le superélément est constitué des degrés de liberté retenus q_R . Pour le carter-cylindres, cette opération prend 2410 secondes sur un PC standard¹.

Inversion de la matrice de raideur

On extrait alors la matrice K_{RR}^* que l'on inverse directement en mémoire par une procédure de Cholesky. Toujours pour le carter-cylindres, cette opération prend 1462 secondes, la taille de la matrice étant de 6000 sur 6000 environ.

Résolution du système

Cette inversion étant réalisée, la résolution d'un cas de charge est extrêmement rapide. En effet, il suffit de calculer *un seul déplacement* en multipliant la matrice de raideur par le vecteur charge. Du reste, on accélère encore le calcul en tenant compte de la présence de nombreux zéros dans le vecteur charge. Ce temps de résolution, comprenant le calcul des vecteurs charge, ne dépasse guère 10 secondes.

Exploitation des résultats

Une fois la forme obtenue, il faut encore examiner dans quelle mesure elle vérifie le cahier des charges du bureau d'études, par exemple, l'erreur de planéité. Déterminer celle-ci en conformité avec les normes ISO est un problème d'ajustement non linéaire en norme du minimum. A cette fin, nous avons établi parallèlement des programmes de calcul fondés sur les normes N_p , qui se sont avérés plus exacts et plus stables que tout ce qui existe sur le marché, et ont été adoptés par un grand constructeur automobile.

¹ Athlon 1.2 GHz, 1.5 Gb de mémoire vive, Windows XP

Exemple d'application

Le montage du tambour de frein est illustré à la figure 3. Il consiste à serrer la pièce grâce à trois doubles mors non-palonnés et à en supporter la base grâce à une couronne d'appui. La surface usinée est l'alésage du tambour, c'est-à-dire la surface de freinage. L'opération d'usinage est réalisée au tour.

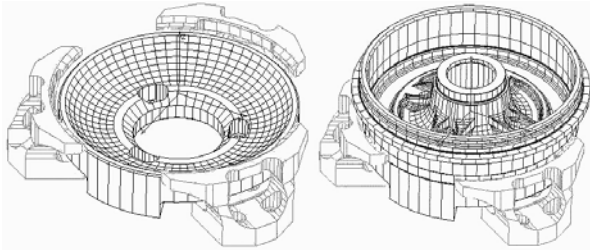


Figure 3 : montage du tambour de frein (gauche) et positionnement du tambour sur le montage (droite)

Le modèle d'éléments finis utilisés est constitué de tétraèdres du second degré comportant environ 550000 degrés de liberté (figure 4).

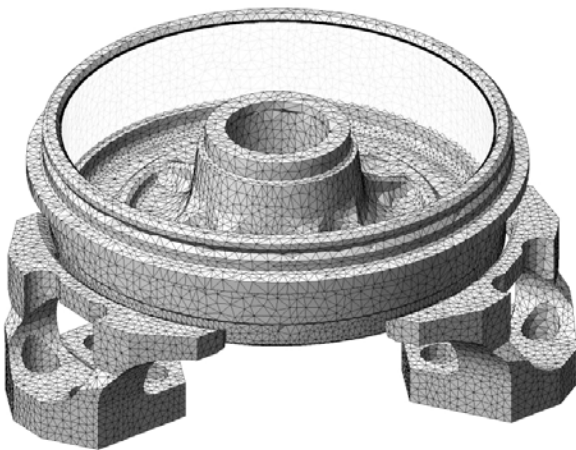


Figure 4 : maillage du tambour de frein et des trois mors; la surface usinée est coloriée en blanc et le cercle noir est celui où l'on mesure l'erreur de battement

Le battement obtenu sur un cercle se trouvant en haut de la surface usinée est de $37.7 \mu\text{m}$ (figure 5). Le même battement mesuré sur la pièce est d'environ $40 \mu\text{m}$, ce qui montre que ce type de simulation fournit des résultats tout à fait réalistes.

Une analyse approfondie des résultats montre que le tambour se soulève de la couronne d'appui de quelques centièmes de millimètre, ce qui rend cette couronne parfaitement inutile. Ceci est dû au fait que les mors sont très souples : d'une part, ils ont été évidés pour diminuer leur poids afin de limiter le déserrage dû à la rotation du tour et, d'autre part, ils sont très élancés pour permettre de placer la couronne d'appui. Lors du serrage, ils fléchissent énormément, ce qui a pour effet de soulever la pièce.

Il est clair qu'une analyse de ce type, si elle est faite suffisamment tôt dans le processus de conception de la gamme d'usinage, permettrait de définir une prise de

pièce plus conforme aux règles de bonne pratique. Dans le cas du tambour, le recours à une couronne d'appui s'avère être une mauvaise solution. Il faudrait se passer de cette couronne, ce qui permettrait d'utiliser des mors plus courts et donc plus rigides.

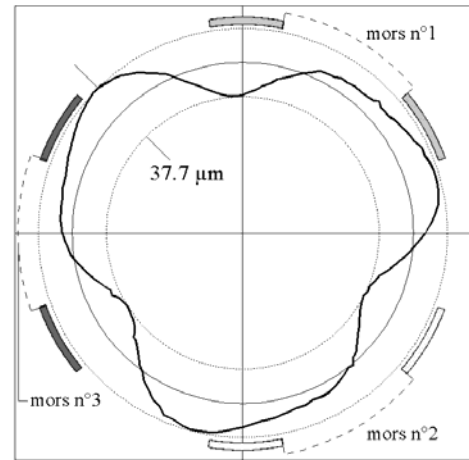


Figure 5 : battement calculé

Discussion et conclusion

Le but de cette approche était de fournir un outil d'aide à la conception des gammes d'usinage dans une optique de qualité. Mais pour que cet outil soit vraiment efficace, il fallait qu'il donne une réponse *rapide*, ce qui nous a amené à optimiser la procédure de résolution. Sans entrer dans les détails, signalons encore que nous sommes capables de traiter également le cas de liaisons unilatérales (appuis anti-poussée) et certains problèmes de prévision du broutement.

D'une manière plus générale, ce travail s'inscrit dans la tendance actuelle des bureaux de méthodes de faire de plus en plus appel à des méthodes numériques dans le but d'accélérer et de sécuriser les procédures de mise au point des séries. Il ouvre aussi des voies nouvelles dans ce qu'il est convenu d'appeler ingénierie concurrente.

Bibliographie

- [1] Budak E., Altintas Y., *Modeling and Avoidance of Static Form Errors in Peripheral Milling of Plates*, International Journal of Machine Tools and Manufacture, vol. 35/3, pp. 459-476, **1995**
- [2] Debongnie J.-F., *Prévisions analytiques des défauts de forme en chariotage*, rapport interne LMF/D37, **1994**
- [3] Debongnie J.-F., *Effet de la souplesse de la contre-pointe sur le défaut de cylindricité des pièces tournées*, rapport interne LMF/D38, **1995**
- [4] Bimschas K., *Verbesserung der Werkstückqualität durch Simulation des Bearbeitungsprozesses*, thèse de Doctorat, PTW Darmstadt, Carl Hanser Verlag, München, **1994**
- [5] Gu F., Melkote S. N., Kapoor S. G., Devor R. E., *A Model for the Prediction of Surface Flatness in Face Milling*, ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering, vol. 119, pp. 476-484, **1997**
- [6] Masset L., *Analyse de gammes d'usinage par la méthode des éléments finis*, thèse de Doctorat, Université de Liège, **2004**