View metadata, citation and similar papers at core.ac.uk
brought to you by CORE
provided by Open Archive Toulouse Archive Ouverte

VIBRATIONS D'USINAGE EN TOURNAGE INTÉRIEUR FORTEMENT INTERROMPU, D'UNE PIÈCE PRODUITE EN GRANDE SÉRIE

Lionel ARNAUD, Vincent DUTILH, Gilles DESSEIN
École Nationale d'Ingénieur de Tarbes, 47, av. d'Azereix, 65000 Tarbes
arnaud@enit.fr, vincent.dutilh@enit.fr, dessein@enit.fr
Tamás INSPERGER
Budapest University of Technology anb Economics, Budapest H-1521, Hongrie
inspi@mm.bme.hu

Résumé : *Dans une production grande série de pièces automobiles, des vibrations d'usinage ont été observées. Les modèles spécifiques au tournage intérieur de pièces cannelées étant rares, un modèle de broutement a été développé. De plus, les défauts de concentricité ont été pris en compte. Suite à l'analyse du process actuel, il est développé ici quelques modèles simples permettant d'estimer les efforts de coupe en jeu et les fréquences propres de vibration de la pièce, avec ou sans effet gyroscopique. Le modèle dit de «semi-discrétisation» est utilisé afin d'estimer l'influence de l'amplitude et de l'orientation angulaire de l'excentration par rapport aux cannelures. Les résultats obtenus par les modifications réalisées sur le process actuel sont ensuite présentés. Enfin, des modélisations supplémentaires ont été réalisées afin de prédire l'influence sur les vibrations d'une modification de la forme de la pièce et de l'utilisation de conditions UGV.*

Mots clés : broutement d'usinage, semi-discrétisation, effet gyroscopique, défauts d'excentricité.

Abstract : *Machining vibrations on a mass produced automobile part were noted. Models specific to interior lathing of ridged parts are rare and so a chatter model was developed. In addition, concentricity faults were taken into account. Following the analysis of the present process, some simple models are developed here, making it possible to estimate the cutting efforts in operation and the frequency particular to the vibration of the part, with or without gyroscopic effect. The « semi-discretization » model is used to estimate the influence of the amplitude and angle direction of the excentration in relation to the ridges. The results obtained by modifying some aspects of the present process are then shown. Finally, additional modeling were carried out to predict the influence on the vibrations of modifying the shape of the part as well as of using High Speed machining conditions.*

Keywords: Chatter, semi-discretization, gyroscopical effect, runout defect.

1 Introduction et état de l'art

Dans un contexte industriel de production grande série de pièces automobiles il a été observé qu'apparaissaient de façon sporadique, mais persistante, des problèmes de vibration. Cela a imposé un contrôle systématique des pièces produites, avec un taux de rebut variant de 1% à 8% selon les périodes et les machines concernées. Les questions posées au départ de l'étude étaient essentiellement de déterminer l'origine de ces vibrations, notamment des disparités entre les machines, et de trouver des solutions industrielles pour diminuer les rebuts.

L'article [5] développe en détail l'analyse effectuée sur la base de mesures pendant le process, nous rappellerons simplement ici les principaux résultats obtenus. L'objet du présent article est d'aller plus loin dans l'exploration des solutions envisageables, en s'appuyant sur des modélisations.

Historiquement initiée par [28], le travail de recherche sur les vibrations d'usinage a été poursuivi, en particulier par les auteurs [27] et [7]. Les synthèses [1] et [2] récentes permettent d'illustrer l'étendue des travaux réalisés. Plusieurs méthodes visant à simuler ces phénomènes coexistent actuellement et sont complémentaires.

Les méthodes numériques d'intégration temporelle pas à pas des équations d'équilibre ont permis de visualiser les phénomènes à l'œuvre à l'échelle de temps du coup de dent, citons [7], [22] et [24]. Des méthodes impliquant des modèles Élements finis du contact outil-pièce sont prometteuses, mais restent d'une complexité et d'un coût de calcul trop important et n'apportent pas encore la généralité escomptée, citons simplement [3].

Les méthodes basées sur l'étude de la stabilité mathématique des équations modélisant le phénomène se sont révélées particulièrement efficaces, citons par exemple [14] et [20], les simulations numériques réalisées dans cet article s'appuient sur ce type de méthode.

Le tournage est historiquement à la source des diverses modélisations proposées, mais beaucoup plus d'études ont été finalement publiées sur le fraisage. Citons néanmoins [19], [17], [12], [10], [11], [29] et [15], et plus spécifiquement sur le tournage intérieur [23], [18], [4], [8] et [21]. Relativement peu de travaux ont été publiés spécifiquement sur les vibrations en tournage avec coupe fortement interrompue, bien moins en tournage intérieur, encore moins en considérant une pièce flexible (plutôt que l'outil), et moins encore en prenant en compte des défauts géométriques initiaux. Citons néanmoins quelques articles globalement assez proches de nos objectifs : [6], [25], [16] et [26]. Concernant l'approche utilisée ici, dite de « semi-discrétisation », qui permet a priori d'introduire toute variation souhaitée de l'effort de coupe (interruption de coupe, excentration,…), nous invitons le lecteur intéressé à commencer par les références [13] et [14].

2 Contexte industriel

Depuis 1973, L'usine Ford Aquitaine Industrie fabrique des transmissions automatiques destinées au marché américain. Avec un effectif moyen de 2000 personnes, elle a une capacité de production d'environ 3600 transmissions par jour. Les transmissions automatiques sont composées schématiquement des éléments suivants : arbre d'entrée (lié au moteur), le convertisseur (jouant le rôle d'embrayage), différents réducteurs épicycloïdaux avec les embrayages et les freins associés (pour obtenir les différents rapports de vitesse), la pompe à huile (qui fournit la pression pour commander les embrayages et les freins), le distributeur hydraulique et enfin l'arbre de sortie qui transmet le mouvement vers les roues.

Le problème de vibration rencontré concerne l'usinage d'une bague qui supporte un arbre traversant la pompe à huile. Cette bague en bronze fritté sert de guidage, mais doit permettre aussi une circulation d'huile par des secteurs angulaires. Une bague présentant des vibrations d'usinage est illustrée sur la figure 1.

Le processus de fabrication, entièrement automatisé, part de 3 stocks de pièces brutes (support, arbre, bague), réalise les usinages et les assemblages pour obtenir le sous-ensemble appelé support de pompe, qui pèse à lui seul presque 4 kg. L'opération concernée consiste à tenir la pièce par l'appui plan X et le centrage N, et à réaliser les diamètres E, A, B, G, H et le plan K afin d'obtenir les concentricités et perpendicularités nécessaires. Les diamètres G et H n'étant pas concentriques, un mandrin spécifique permet de réaliser l'excentration nécessaire. Cela alourdit notablement l'ensemble en rotation,

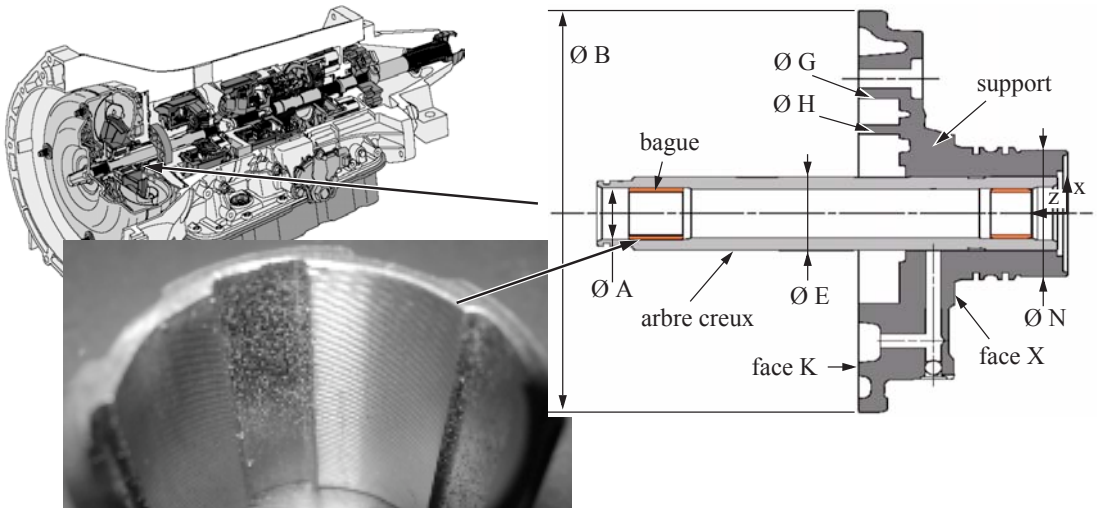


Fig. 1 : Coupe de la transmission, sous-ensemble support pompe et bague vibrée

augmente le porte à faux de prise de pièce et rend plus complexes les réglages sur la machine. Le sous-ensemble ainsi usiné est prêt à être assemblé avec d'autres pièces pour former la pompe.

Depuis que ce processus a été mis en place, début 1999, il est apparu de façon intermittente et impossible à prédire, quelques bagues (de 1% à 8%) présentant des vibrations. Les pièces étant systématiquement contrôlées dimensionnellement, certaines pièces sont rejetées automatiquement si les vibrations ont amené une côte hors tolérance. Le phénomène étant tellement reconnaissable quand il apparaît, qu'un contrôle visuel systématique a été introduit afin de détecter rapidement les pièces ayant une rugosité trop élevée ($R_a > 1$ µm), en cas de doute l'état de surface est mesuré.

Les bagues défectueuses sont extraites à la presse, remplacées, et ré-usinées sur une autre machine pilotée par un opérateur dont le savoir-faire permet le plus souvent d'obtenir une pièce bonne, en réduisant par exemple les conditions de coupe ou en corrigeant finement l'excentration du mandrin. Néanmoins, ces pièces sont parfois simplement réintroduites sur les machines de production, où l'on observe que leur taux de bagues vibrées est similaire à une production normale. Cela montre a priori que c'est une combinaison de plusieurs facteurs qui fait apparaître le problème et non pas simplement la pièce ou la machine utilisée par exemple.

3 Premiers constats et sources possibles du problème

3.1 Recensement des sources potentielles du problème

Pour la pièce : présence des cannelures, défaut matière de la bague, défauts géométriques de la bague, défauts géométriques de l'arbre creux, défauts géométriques du plateau support pompe, défauts d'assemblages bague / arbre creux, défauts d'assemblages arbre creux / plateau support.

Pour la machine : concentricité et parallélisme broche, réglage de la hauteur d'outil, correction automatique du diamètre programmé en fonction de l'usinage précédent.

Pour l'outil : prise de passe, vitesse de coupe, rayon d'outil, angles de coupe, nuance.

3.2 Observation des stries sur la pièce

L'observation à la loupe, illustrée figure 2, d'un échantillon de 16 bagues vibrées a permis d'évaluer les fréquences associées aux ondulations observées.

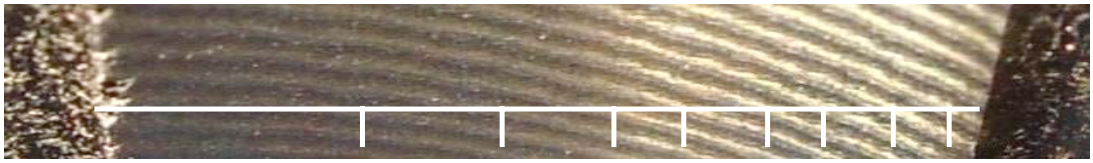


Fig. 2 : Décompte des stries sur la pièce

En extrapolant entre les secteurs non usinés, on compte environ 50 stries par tour. Sachant que la pièce tourne à 2200 tr/min cela correspond à une fréquence de 1833 Hz. L'angle d'hélice associée à ces stries correspond au fait qu'il n'y a pas exactement 50 ondulations sur un tour, et c'est ce décalage qui fait apparaître cette hélice. Sur certaines bagues l'angle d'hélice varie rapidement et périodiquement, ce qui montre que la dynamique en jeu peut être complexe.

3.3 Signal de vibration mesuré pendant l'usinage

L'enregistrement sonore de la vibration fait apparaître un pic aux environs de 1850 Hz, illustré figure 3. Le même résultat est obtenu à l'aide d'un faisceau laser pointé sur le porte-outil ou avec un accéléromètre sur le nez de broche.

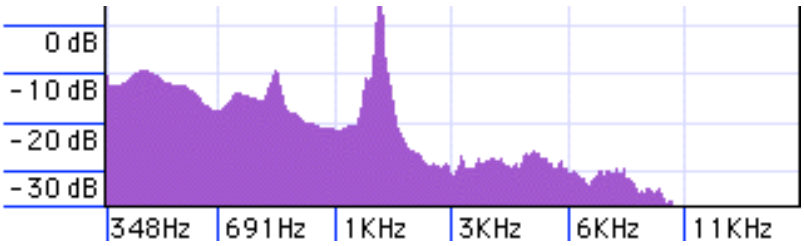


Fig. 3 : Spectre sonore

3.4 Sonnage outil, pièce, porte-pièce

Des sonnages par marteau de choc et capteur piézo-électrique ou faisceau laser ont été effectués sur les éléments suivants : bague, arbre creux, support, porte-pièce, outil, nez de broche. Il est apparu clairement que l'arbre creux est de loin l'élément le plus déformable, ce résultat ayant été corrélé par un calcul par éléments finis. On trouve en pratique deux fréquences propres très voisines, environ 1800 Hz selon l'axe x (sur la figure 1) et 1850 Hz selon l'axe y, avec une raideur associée de 3 µm/N environ et un taux d'amortissement de 0,7 %. L'ensemble n'étant pas de révolution il est normal de trouver un écart entre un mode en x et un mode en y. Ces valeurs varient très peu d'une pièce à l'autre (moins de 10 Hz) et un peu plus d'une machine à une autre (quelques dizaines de Hertz).

3.5 Mesure des défauts géométriques

Sur la période étudiée, 1200 sous-ensembles sont produits chaque jour, générant environ 10 rebuts. Le support pompe passe par 3 opérations successives, chacune assurée par 3 ou 4 machines, ce qui génère finalement 48 parcours différents. Il en est sensiblement de même pour l'arbre creux, ce qui génère énormément de parcours possibles pour l'assemblage arrivant à l'opération considérée. De ce fait, la mise place d'un suivi systématique de chaque pièce au cours des opérations était impossible, compte tenu du coût que cela représente. L'identification par des mesures les nombreux facteurs susceptibles de contribuer à l'apparition du phénomène de vibration, a été développé dans l'article [5].

Cette étude a montré qu'aucune corrélation claire n'existe entre les défauts géométriques présents à différents stades du process et l'apparition des vibrations. Ni la concentricité, ni la perpendicularité n'expliquent à eux seuls l'apparition du phénomène vibratoire. Même un simple cumul de ces deux effets, ne suffit pas à expliquer complètement le déclenchement de la vibration.

De plus, un suivi détaillé d'une partie de la production a mis en évidence l'effet des interventions des opérateurs sur la qualité des surfaces usinées. En effet, dès qu'un problème apparaît, de subtils réglages sur la machine sont modifiés (la hauteur d'outil et la concentricité des mandrins notamment, qui sont réglés par des calages assez grossiers a priori) et permettent de revenir rapidement à un niveau de rebuts plus faible (de l'ordre de 1%, mais incompressible).

La comparaison avec un process similaire ne présentant pas de vibrations a permis de mettre en évidence que la rigidité de l'ensemble pièce-outil-machine est un facteur aggravant, mais que c'est probablement un cumul subtil des différents défauts qui déclenche la vibration.

Compte tenu des contraintes liées à ce process de production grande-série il a été réalisé des test dans le but de réduire les vibrations sans nécessiter d'investissements lourds sur le process ni de remise en cause majeure d'un process stabilisé depuis plusieurs années.

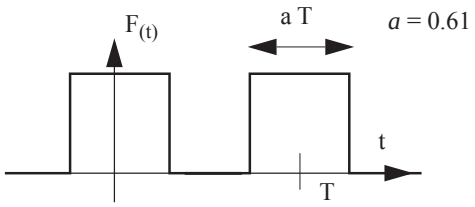
4 Modélisation du processus actuel

4.1 Efforts de coupe et déplacements en jeu

L'application des formulaires de calcul fournis par les fabricants d'outils (outils diamant, matériau bronze fritté) donne un effort tangentiel de l'ordre de 30 N et radial de 5 N. Il est à noter que lors de la mise au point initiale du process, les efforts étaient estimés respectivement à 150 N et 20 N, la présence trop fréquente des vibrations ont alors conduit à usiner en deux passes et à réduire les conditions de finition au niveau cités précédemment.

On peut remarquer qu'un effort de 10 N correspond à une flexion statique d'environ 0,7 µm, ce qui est du même ordre que l'amplitude des stries d'usinage (de l'ordre de 1 µm). Cela montre que la mise en vibration du système (par résonance ou broutement), est modérée.

En considérant par exemple que l'effort de coupe est constant sur un secteur et nul entre deux secteurs, on est amené à introduire une force $F_{(t)}$ de type signal rectangulaire, comme illustré sur la figure 4.



$$F_{(t)} = a\left(1 + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{2\sin(n\pi a)}{n\pi a}\cos\left(2\pi n \frac{t}{T}\right)\right)$$

Fréquence (Hz)	Coefficient
147	0.49
293	0.17
440	0.09
587	0.12
...	...
1760	0.04
1907	0.008
...	...

Fig. 4 : Spectre de la coupe interrompue

Aucune harmonique ne s'approche vraiment des 1800 à 1850 Hz mesurés. De plus, les coefficients sont très faibles pour les deux harmoniques les plus proches. Il est raisonnable de considérer que ce n'est pas le choc de la coupe qui crée les vibrations observées, mais plutôt un phénomène de couplage par la coupe, qui excite le mode propre qui situé aux environs de 1850 Hz. La présence de telles stries est d'ailleurs souvent observée en tournage, même sans la présence de cannelures.

4.2 Modes propres de vibrations

Une modélisation par éléments finis, en géométrie simplifiée, de l'ensemble support pompe, avec l'arbre creux et la bague a donné une fréquence très proche de la fréquence obtenue par sonnage, à moins de 10 Hz près. En fait, un simple modèle poutre encastrée-libre représente assez bien le comportement vibratoire, à moins de 50 Hz près. On peu en conclure que la flexibilité de la pièce est essentiellement due à l'arbre creux, l'outil quant à lui étant beaucoup plus rigide (vérifié par mesure et par calcul), nous l'avons négligé par la suite.

Afin de vérifier le rôle de la rotation sur les modes propres, par effet gyroscopique, un diagramme de Campbell a été réalisé, analytiquement à l'aide d'un simple modèle poutre encastrée-libre. L'illustration de la figure 5 montre que la séparation du mode double de flexion en deux modes, par effet gyroscopique, est négligeable (moins de 1 Hz à 10000 tr/min).

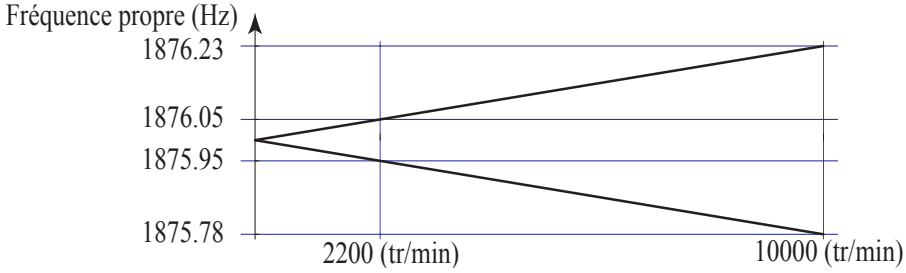


Fig. 5 : Diagramme de Campbell

4.3 Vibrations auto-entretenues

Nous considérons que l'usinage est modélisé par le système représenté sur la figure 6. La stabilité

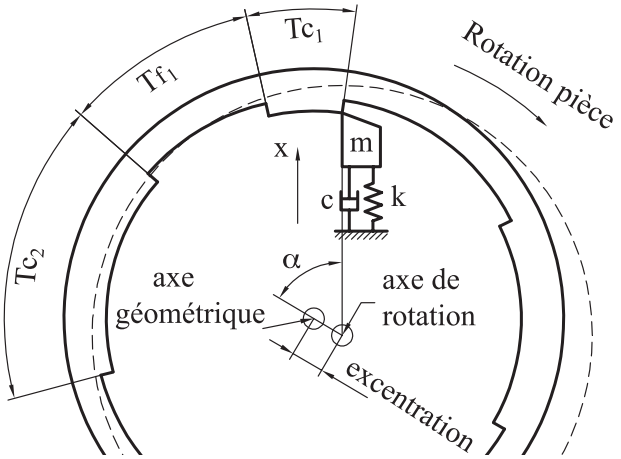


Fig. 6 : Modèle des vibrations régénératives

de l'usinage est étudiée numériquement par la méthode de semi-discrétisation, nous renvoyons le lecteur aux articles [13], [14], [15] et [16] pour plus de précisions. Pour résumer, il est considéré que l'équation d'équilibre du système masse ressort équivalent est étudiée via l'opérateur ϕ défini par : $x(t+T) = \phi(x(t))$. Grâce au théorème de Floquet et à la discrétisation effectuée par la méthode, le calcul conduit à la détermination numérique des valeurs propres d'une matrice Φ. Lorsque l'une de ces valeurs propres est de module supérieur à l'unité, le système est instable, sinon il est stable. Le balayage des conditions de coupe (vitesse de rotation, engagement radial), conduit à un tracé appelé lobes de stabilité. L'intérêt de cette méthode, à nos yeux, est sa rapidité (par comparaison à une simulation temporelle), et sa capacité à prendre néanmoins en compte toute variation arbitraire de l'engagement outil, notamment ici l'interruption forcée de la coupe et l'excentration.

L'application de cette méthode conduit au tracé des lobes représenté figure 7. Il n'est pas courant dans la littérature de rencontrer des lobes d'ordre 50, mais les excitations forcées (figure 4) ne peuvent justifier les vibrations observées.

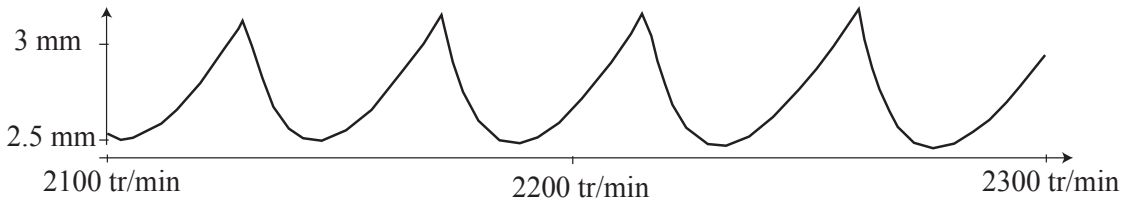


Fig. 7 : Lobes de stabilité

Ce diagramme ne permet d'espérer qu'un faible gain par le choix optimal de la vitesse de rotation. Il n'y a en effet qu'environ 20 tr/min d'écart entre un maximum et un minimum, ce qui correspond à 1% d'écart. La position des lobes se décale en vitesse de rotation proportionnellement la fréquence propre, qui est susceptible de varier de l'ordre de 0,5% d'une pièce à l'autre. En pratique il faudrait donc adapter la vitesse de rotation à chaque pièce à usiner.

Le calcul de tels lobes pour différentes excentrations (amplitude et position angulaire) montre que l'orientation angulaire a un effet mais surtout que l'excentration est un paramètre très critique. La figure 7 représente le minimum de stabilité (2.5 mm sur la figure 7) en fonction de l'excentration.

Ce paramètre apparaît donc comme très sensible pour notre modèle. Sachant qu'industriellement la pièce a systématiquement des défauts de concentricité de l'ordre de quelques centièmes il faut relativiser l'extrême sensibilité du modèle à ce paramètre, car certains phénomènes ne sont pas pris en compte ici : loi de coupe non linéaire, effet de talonnage, etc.

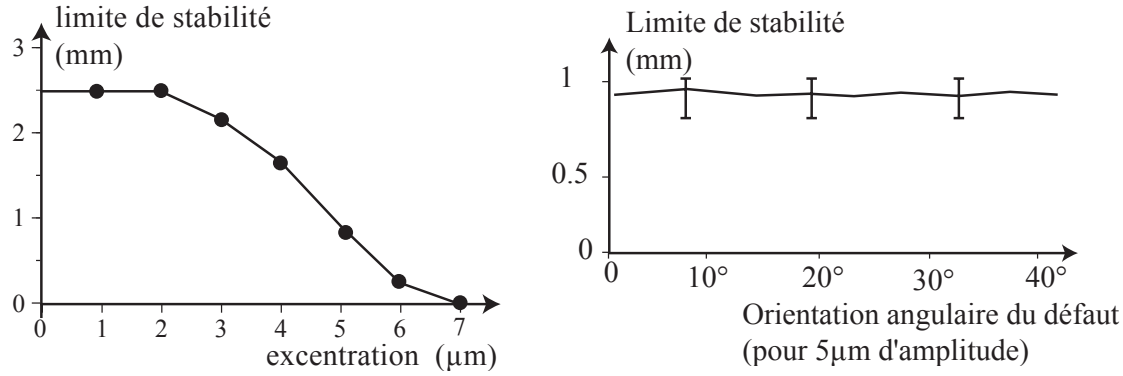


Fig. 8 : Influence de l'excentration sur la limite de stabilité

5 Essais réalisés

Une série d'essais a été effectuée afin de comparer différents outils coupants. Les paramètres testés sont : l'angle de coupe, le rayon de bec, la nuance de plaquette. Tous les essais ont été réalisés à 2200 tr/min. Le lecteur est renvoyé à [5] pour plus de détails sur le protocole.

En ce qui concerne les angles outil, les essais ont montré que le paramètre le plus influent est l'angle de coupe, les meilleurs résultats ayant été obtenus pour 0°. Il est à noter que la comparaison des niveaux vibratoires obtenus avec différents outils a permis de choisir rapidement un outil meilleur que les autres, l'analyse statistique des rebuts pour chaque outil testé aurait nécessité par contre un temps beaucoup trop long.

En ce qui concerne la vitesse de rotation, il a été exploré des vitesses entre 2050 tr/min et 2220 tr/min. Les résultats ont été très variables (entre 2% et 4% de rebut). Compte tenu du fait que les gains prédits par le tracé des lobes de stabilité seraient assez limités dans notre gamme de vitesse, cette piste n'a pas été prioritaire.

En ce qui concerne les réglages géométriques sur les machines, ils sont modifiés régulièrement par les opérateurs en réaction à toute augmentation des rebuts. Compte tenu des limites matérielles de certains réglages (concentricité de mandrin et hauteur d'outil délicats à régler…), on ne peut que constater une certaine efficacité des opérations effectuées qui permettent généralement assez rapidement de revenir dans des niveaux de rebuts acceptables.

6 Solutions mises en œuvre industriellement

Nous estimons que l'utilisation de l'outil donnant les meilleurs résultats, nous permettrait, sur l'ensemble des machines de réduire les rebuts d'un facteur 4. De plus, la nuance carbure utilisée est moins chère d'un facteur 20 par rapport à la nuance diamant initiale. Si ce résultat devait se confirmer dans le temps cela amènerait un gain d'un peu moins de 20'000 €/an, ce qui comprend le gain sur l'outil coupant, la réduction des rebuts et des opérations de retouche, et une augmentation du rendement de la ligne de production.

La meilleure compréhension du phénomène a permis de déterminer les moyens de mesure adaptés à la détection automatique des problèmes de vibrations. L'économie qui résulterait de cette automatisation, si elle était mise en œuvre et qu'elle se comporte comme les tests préliminaires l'on montré, serait de l'ordre de 100'000 €/an, du fait de la suppression du poste de contrôle visuel, pour un investissement initial de moins de 30'000€.

Une optimisation du cumul des défauts entre les diverses opérations d'assemblage et d'usinage devrait permettre une diminution des défauts géométriques de la bague avant son usinage. Néanmoins, ce travail a mis en évidence la complexité de cette analyse et le temps nécessaire. Le gain associé est difficile à chiffrer d'autant plus qu'il a été constaté, que certaines pièces apparemment parfaitement alignées peuvent quand même faire apparaître des vibrations.

Une remise en cause profonde du process pour limiter les défauts est difficile à mettre en œuvre industriellement du fait que la situation actuelle reste économiquement acceptable et que l'avenir de

la production n'est pas assurée à moyen ou long terme.

7 Modélisation de modifications de la forme de la pièce

Afin d'aller plus loin dans l'analyse du phénomène, nous allons à présent étudier l'influence de modifications de la forme de la pièce, sans tenir compte des fortes contraintes industrielles qui interdisent des modifications de la pièce à usiner. Il est en effet envisageable de modifier légèrement la position des différents secteurs angulaires qui n'ont été choisis que pour permettre à l'huile de circuler le long de l'axe de la pompe, tout en guidant correctement l'arbre.

L'utilisation d'outils à pas variable a largement montré un intérêt pour limiter les vibrations en fraisage [9]. En tournage, il n'est bien sûr pas possible de faire de même, mais la présence de cannelures nous a conduit à tester l'effet de variations sur ces angles.

Selon les séquences angulaires considérées il apparaît un décalage vertical plus ou moins grand des lobes de stabilité. Il est difficile a priori de prédire la séquence angulaire la plus performante, aussi plusieurs séquences dérivées de [9] ont été testées, plus des séquences au hasard. L'exploration de nombreuses possibilités (7 paramètres angulaires indépendants sont à choisir) prend beaucoup de temps et nous n'avons pas la prétention ici d'avoir parcouru le domaine. Comme le montre la figure 9, l'utilisation d'un schéma angulaire selon l'équation (1) est relativement efficace, en notant ΔTf l'écart introduit sur les zones de non-coupe :

$$Tc_1=0.094,\ Tf_1=0.156,\ Tc_2=Tc_1,\ Tf_2=Tf_1-\Delta Tf,\ Tc_3=Tc_2,\ Tf_3=Tf_2,\ Tc_4=Tc_3, Tf_4=1-Tc_1-Tf_1-Tc_2-Tf_2-Tc_3-Tf_3-Tc_4 \quad (1)$$

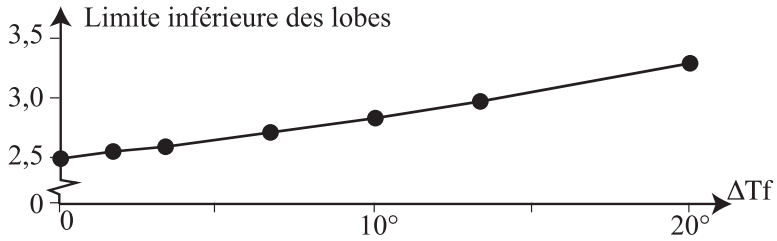


Fig. 9 : Influence du décalage angulaire des secteurs

Ce graphe montre vite les limites de l'approche : on ne peut pas en pratique décaler les secteurs angulaires autant que l'on veut, car ils jouent aussi un rôle de palier pour l'arbre. Il est à noter que la modélisation d'une bague sans cannelures fait apparaître une limite inférieure des lobes aux alentours de 1.25 mm, et une bague cannelée avec Tc = Tf donne un niveau de 2.5 mm, on voit que l'effet obtenu avec les angles non égaux utilisés actuellement est négligeable. On note donc qu'un gain supplémentaire est a priori encore possible, mais il est limité.

Enfin, des simulations ont été faites en microstructurant les cannelures, en allant jusqu'à créer 50 secteurs au total. Il est difficile d'explorer l'ensemble des possibilités que cela offre (49 paramètres indépendants), mais en utilisant des schémas similaires à l'équation (1) et quelques tirages aléatoires, nous n'avons pas obtenu de gain supérieur à ceux de la figure 9.

8 Modélisation du passage à l'UGV

Nous considérerons à présent, en tant que prospective, que l'usinage s'effectuerait en conditions UGV. Sachant que l'outil actuel est en diamant et qu'on usine du bronze fritté, les conditions préconisées sont dans la gamme 22000 tr/min à 42000 tr/min (ce qui ne pourrait être testé avec les machines actuelles). Le tracé des lobes de stabilité est représenté sur la figure 10 (a).

Si l'on considère à présent la limite inférieure d'engagement de l'outil assurant la stabilité, obtenue par simulation, on obtient : 1,25 mm pour la bague pleine, 2,45 mm pour la bague cannelée avec Tc = Tf et 2,5 mm pour la bague actuellement usinée. L'effet de l'amplitude d'excentration et de l'orientation angulaire du défaut est représenté sur la figure 10 (c)(d). L'effet d'un décalage angulaire des secteurs est aussi représenté sur la figure 10 (b). Des simulations avec des paramètres angulaires aléatoires montrent des amplitudes de variations similaires. Il ressort donc de la comparaison

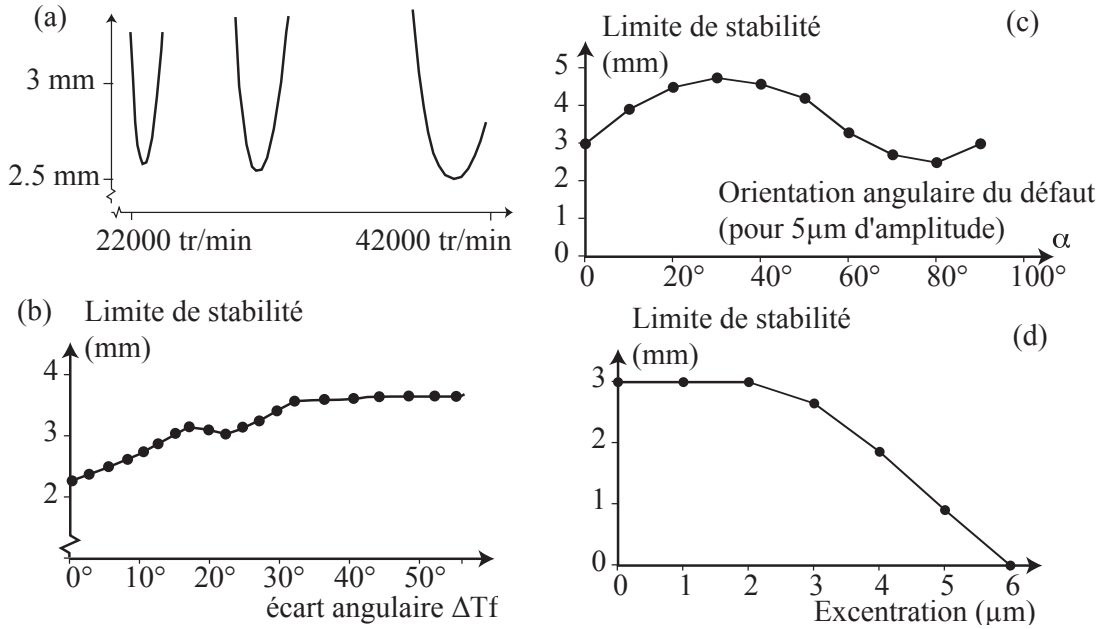


Fig. 10 : Limites de stabilité, en conditions UGV

non UGV / UGV que la vitesse de rotation fait maintenant apparaître des fenêtres d'optimisation, que l'influence du défaut d'excentration est similaire en amplitude, mais que l'orientation angulaire compte maintenant, et enfin que l'utilisation d'un décalage des secteurs n'est toujours pas très utilisable. L'utilisation de ces informations permettrait de choisir la meilleure vitesse de rotation, la meilleure orientation angulaire, et éventuellement introduire un écart angulaire ce qui permettrait au total de diminuer optimalement l'apparition des vibrations. Il est à noter que parmi les paramètres étudiés l'excentricité est un paramètre très limitant.

9 Conclusion

Une pièce produite en grande série, présentant des vibrations d'usinage a été étudiée, par mesures et par simulations. Le modèle utilisé est basé sur la méthode dite de semi-discrétisation en prenant en compte la coupe interrompue et les défauts de concentricité. Une estimation des efforts, déplacements et fréquences (avec et sans effet gyroscopique) a été effectuée, ainsi qu'une analyse des défauts de concentricité (par mesure et simulations). Ces premiers résultats ont permis de mettre en œuvre industriellement quelques solutions : changement d'outil et instrumentation de détection des rebuts par signal vibratoire.

Une analyse prospective par simulation a permis de mettre en évidence l'influence d'un décalage angulaire des secteurs. Enfin, une extension dans le domaine de l'UGV a permis de voir l'influence des paramètres liés à l'excentration et au décalage angulaire des secteurs.

En perspective, il serait intéressant d'effectuer des essais pour vérifier l'influence des paramètres observée par simulation. Il serait utile aussi d'analyser le mécanisme de diminution des vibrations par l'introduction d'angles arbitraires entre les secteurs afin de déterminer le potentiel de cette approche, très similaire aux outils à pas variable, mais en tournage.

10 Références bibliographiques

[1] Altintas Y., 2000, *Manufacturing Automation : Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design*, Cambrige university press.

[2] Altintas Y., Weck M., 2004. *Chatter Stability of Metal Cutting and Grinding,* CIRP Annals - Manufacturing Technology, 53 (2), p. 619-642.

[3] Assouline S., Beauchesne E., Coffignal G., Lorong P., Marty A. , 2002, *Simulation numérique de l'usinage à l'échelle macroscopique : modèles dynamiques de la pièce*, Mécanique et Industrie, 3, p. 389–402.

[4] Atabey F., Lazoglu I., Altintas Y., 2003, *Mechanics of Boring Processes, Part I*, Journal of Machine Tools and Manufacture, 43, p. 463–476.

[5] Arnaud L., Dutilh V., Dessein G., Saussol A., Arnaud M., 2008, *Analyse et réduction des vibrations d'usinage d'une pièce automobile produite en grande série*, XVI colloque « Vibrations Chocs et Bruits », Paris.

[6] Bayly P. V., Halley J. E., Mann B. P., Davies M. A., 2003, *Stability of Interrupted Cutting by Temporal Finite Element Analysis*, Journal of Manufacturing Science and Engineering, 125 (2), p. 220-225.

[7] Budak E., Altintas Y., 1998, *Analytical prediction of chatter stability in milling parts I - II*, Trans. of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 120, p. 22–36.

[8] Budak E., Ozlu E., 2007, *Analytical Modeling of Chatter Stability in Turning and Boring Operations : A Multi-Dimensional Approach*, CIRP Annals, Manufacturing Technology, 56 (1), p. 401-404.

[9] Budak E., Altintas Y., 1998, *Analytical prediction of stability in Milling,* Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 120, p.22-30.

[10] Chandiramani N.K., Pothala T., 2006, *Dynamics of 2-dof regenerative chatter during turning*, Journal of Sound and Vibration, 290, p. 448–464.

[11] Chen C.K., Tsao Y.M., 2006, *Stability analysis of regenerative chatter in turning process without using tailstock*, Journal of Advanced Manufacturing Technology, 29 (7), p. 648-654.

[12] Fofana M.S., Ee K.C, Jawahir I.S., 2003, *Machining stability in turning operation when cutting with a progressively worn tool insert*, Wear, 255, p. 1395-1403.

[13] Insperger T., Stépán G., 2004, *Updated semi-discretization method for periodic delay-differential equations with discrete delay*, Journal of Numerical Methods in Engineering, 61(1), p. 117-141.

[14] Insperger, T., Stépán, G., 2004, *Stability analysis of turning with periodic spindle speed modulation via semi-discretization*, Journal of Vibration and Control, 10, p. 1835-1855.

[15] Insperger, T., Barton, D.A.W, Stépán, G., 2008, *Criticality of Hopf bifurcation in state-dependent delay model of turning processes*, Journal of Non-Linear Mechanics, 43(2), pp. 140-149.

[16] Insperger, T., Mann, P.B., Surmann, T., Stépán, G., 2008, *On the chatter frequencies of milling processes with runout*, Journal of Machine Tools and Manufacture, in press.

[17] Ko T. J., Kim H. S., 2001, *Surface Integrity and Machineability in Intermittent Hard Turning*, Journal of Advanced Manufacturing Technology, 18 (3), p. 168-175.

[18] Lazoglu I., Atabey F., Altintas Y., 2002, *Dynamic of Boring Processes: Part III – Time Domain*, Journal of Machine Tools and Manufacture, 42, p. 1567–1576.

[19] Minis I.E., Magrab E.B., Pandelidis I.O., 1990, *Improved Methods for the Prediction of Chatter in Turning Part 3 : A Generalized Linear Theory*, Transactions of ASME 112, p. 12–20.

[20] Olgac N., Sipahi R., 2005. *A Unique Methodology for Chatter Stability Mapping in Simultaneous Machining*, Journal of Manufacturing Science and Engineering , 127 (4), p. 791-800.

[21] Ozlu E., Budak, E., 2008, *Analytical Modeling of Chatter Stability in Turning and Boring Operations Part I-II*, ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering, à paraître.

[22] Paris H., Peigné G., Mayer R., 2004, *Surface shape prediction in high speed milling*, Journal of Machine Tools and Manufacture, 44, p. 1567–1576.

[23] Rigal J., Pupaza C., Bedrin C., 1998, *A model for simulation of Vibrations During Boring Operations of Complex Surfaces,* Annals of the CIRP, 47 (1), p. 51–54.

[24] Seguy S., Dessein G., Arnaud A., 2008, *Surface roughness variation of thinwall milling, related to modal interactions*, Journal of Machine Tools and Manufacture, 48 (3-4), p. 261-274.

[25] Szalai R., Stépán G., 2006. *Lobes and Lenses in the Stability Chart of Interrupted Turning*, Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 1 (3), p. 205-211.

[26] Schmitz T.L., Couey J., Marsh E., Mauntler N., Hughes D., 2007, *Runout effect in milling: Surface finish, surface location error, and stability*, Journal of Machine Tools and Manufacture, 47, p. 841–851.

[27] Tlusty J., Polacek M., 1963, *The stability of machine tool against self exited vibrations in machining*, Proc. of the ASME, Production Engineering Research Conference, Pittsburgh.

[28] Tobias S.A., Fishwick W., 1958, *The Chatter of Lathe Tools Under Orthogonal Cutting Conditions*, Transactions of ASME, 80, p. 1079–1088.

[29] Wahi P., Stépán G., Chatterjee A., 2007, *Self-Interrupted Regenerative Turning*, Proceedings of the IUTAM Symposium held in Nanjing, China, 2 (6), p. 18-22.