



HAL
open science

Étude sur la modélisation des efforts en dépouille lors de l'usinage de voiles minces en titane

Grigorii Altshul, Philippe Lorong, Mikhail Guskov, Théo Dorlin, Habib Karaoui, Amrane Lounès Illoul

► To cite this version:

Grigorii Altshul, Philippe Lorong, Mikhail Guskov, Théo Dorlin, Habib Karaoui, et al.. Étude sur la modélisation des efforts en dépouille lors de l'usinage de voiles minces en titane. *Manufacturing'21*, UGA, Grenoble INP, CNRS, Jun 2024, GRENOBLE, France. hal-04784364

HAL Id: hal-04784364

<https://hal.science/hal-04784364v1>

Submitted on 15 Nov 2024

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

Modélisation des efforts en dépouille lors de l'usinage de voiles minces en titane

Grigorii ALTSHUL^{(a),*}, Philippe LORONG^(a), Mikhail GUSKOV^(a),
Amran Lounès ILLOUL^(a), Théo DORLIN^(b), Habib KARAOUNI^(b)

(a) Laboratoire Procédés et Ingénierie en Mécanique et Matériaux Conservatoire National des Arts et Métiers [CNAM], Centre National de la Recherche Scientifique, Arts et Métiers Sciences et Technologies

(b) Safran S.A, Research & Technology Center SafranTech

Mail : grigorii.altshul@ensam.eu

Résumé : Le fraisage de voiles minces en titane présente deux particularités essentielles : *i)* l'usinage du titane nécessite des faibles vitesses de coupe et *ii)* la flexion élevée des voiles minces entraînent des vibrations susceptibles d'instabilités. Ces deux particularités font que, pour ces usinages, il est important de prendre en compte l'interaction entre la face en dépouille de l'outil et la pièce usinée. Cette interaction conduit à des efforts de talonnage dont les efforts de labourage (ploughing en anglais) sont une composante. Historiquement, il est constaté que cette interaction a un impact sur la stabilité d'usinage et qu'elle est classiquement prise en compte en introduisant un amortissement visqueux linéaire.

L'étude proposée porte sur la modélisation du fraisage d'un voile mince en alliage de titane pour reproduire, par simulation temporelle, des résultats expérimentaux. Sont pris en compte : la flexibilité dynamique de la pièce, un modèle détaillé de l'outil (face de coupe et orientation de la face en dépouille), l'enlèvement de la matière et l'interaction entre la face en dépouille de l'outil et la pièce. On montre notamment que les simulations sans prise en compte de cette dernière interaction ont les amplitudes de vibration excessives qui ne correspondent pas aux expériences. On montre également que la prise en compte de cette interaction par un modèle linéaire permet d'améliorer sensiblement la fidélité des simulations. Cependant, si on souhaite être au plus proche des résultats expérimentaux, un modèle non-linéaire s'avère plus fidèle.

Mots-clés : Fraisage, Vibrations, Voiles minces, Titane, Talonnage, Efforts de labourage.

1 Introduction et l'état de l'art

Les pièces en alliage de titane comportant des voiles minces demeurent très utilisées dans le domaine aéronautique (aubes, carters, tuyères, etc.). La forme finale de ces pièces est très généralement obtenue par des usinages dont la mise au point et l'optimisation présentent régulièrement des difficultés. Cela provient principalement de la faible raideur de ces pièces sous l'outil et, notamment en fraisage, des effets dynamiques (passage des dents et instabilités de type broutement régénératif) inhérents à ce procédé. L'utilisation de la modélisation numérique peut aider, si elle est suffisamment fidèle, à mieux comprendre, anticiper et maîtriser ces effets dynamiques.

Cette modélisation doit intégrer au mieux les phénomènes physiques en présence. Ainsi, lorsque l'on conjugue des faibles vitesses de coupe avec des vibrations relatives outil/pièce pouvant présenter une vitesse transverse importante (composante perpendiculaire à la vitesse de coupe sans vibrations) la prise en compte l'interaction entre la face en dépouille de l'outil et la matière usinée devient nécessaire. Il s'agit du phénomène de talonnage, ou encore labourage soit "ploughing" en anglais, qui a une influence importante sur les vibrations forcées ainsi que sur les conditions pouvant déclencher le phénomène de type de broutement régénératif (Tlustý and Polacek, 1963). Ce dernier consiste en une perte de stabilité de la coupe nominale en raison de l'évolution des efforts de coupe entre deux passages successifs de dents.

Sun et al. proposent dans (Sun et al., 2023) une vaste analyse de l'état actuel de la modélisation de l'usinage des parois minces. La problématique de la modélisation du labourage y est notamment abordée et, dès lors que l'on s'intéresse à des phénomènes vibratoires ou de stabilité, ce labourage est modélisé de manière simplifiée. Par simplifié on entend non basé sur la modélisation thermo-mécanique de l'écoulement de la matière autour de la pointe de l'outil, approche qui serait excessivement coûteuse en temps de calcul. Pour leur part, (Cao et al., 2020) et (Li et al., 2015) font une approximation géométrique directe d'un volume en dépouille (clearance volume, indentation volume en anglais), qui est un volume d'indentation imaginaire entre la face en dépouille et la surface générée le passage de l'outil. Il est alors proposé d'introduire un effort de talonnage qui dépend de façon linéaire de ce volume en dépouille. Une autre approche, utilisée dans (Molnár et al., 2017), (Yue et al., 2018), (Feng et al., 2019) et (Denkena et al., 2021), consiste à estimer ce volume en dépouille en supposant que les vibrations sont petites. Dans ce cas, il est possible d'introduire un effort entre la face en dépouille et la pièce usinée qui dépend de façon linéaire de la vitesse de vibration. Cela permet de réduire considérablement le coût de calcul. Il est également connu que le phénomène de labourage peut être considéré comme un amortissement additionnel (Altintas, 2012). Ce phénomène est ainsi également souvent appelé en anglais "process damping" (amortissement du procédé). De nombreux auteurs introduisent ainsi un amortisseur linéaire effectif pour prendre en compte cet effet du talonnage (Budak and Tunc, 2009), (Ahmadi, 2017), (Tang et al., 2021), (Yang et al., 2021). Le coefficient d'amortissement est typiquement déterminé à partir d'un bilan énergétique faisant intervenir la vitesse de coupe.

Les modèles de labourage précédents sont tous des modèles linéaires. Cependant, certaines recherches suggèrent qu'un comportement plus complexe doit être introduit. Ainsi, dans (Budak and Tunc, 2009), les auteurs ont montré que, pour certaines combinaisons de paramètres de coupe, il existait des cycles limites de vibrations stables apparaissant après la perte de stabilité du régime nominal. La présence de ces cycles limites stables n'est cependant pas compatible avec un modèle de labourage linéaire. Un résultat similaire a été obtenu par simulation par d'autres auteurs (Ahmadi, 2017), (Mohammadi and Ahmadi, 2022) et (Guskov, 2021) pour un modèle de labourage prenant en compte la perte de contact possible entre la face en dépouille et la pièce et par (Guskov et al., 2017) en représentant la face en dépouille par une arête de coupe secondaire.

Le présent article décrit un cas d'usinage de voile mince en titane pour lequel la prise en

compte d'un modèle de labourage est nécessaire pour reproduire par simulation la stabilité de l'usinage constatée expérimentalement. Une confrontation entre simulation et réalité va permettre de montrer que l'introduction d'un modèle non linéaire de l'interaction entre la face en dépouille et la pièce permet d'améliorer la fidélité de la simulation. Dans la section 2 nous commençons par décrire le dispositif expérimental utilisé ainsi que l'opération d'usinage effectuée. Nous abordons ensuite, section 3, la démarche de modélisation mise en œuvre pour tenter de reproduire au mieux, par simulation, les résultats expérimentaux. L'interaction outil/matière est un point central de cette modélisation et la section 4 y est consacrée. Enfin, avant de faire un bilan de ces travaux section 6, nous présentons, section 5, une analyse critique de comparaisons simulation/réalité pour différents modèles.

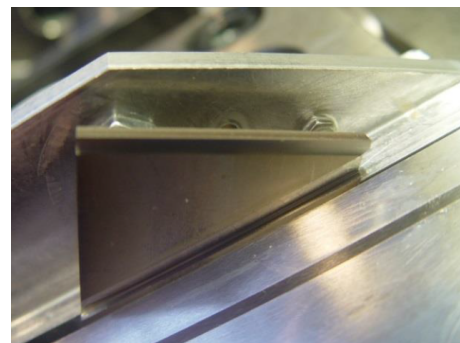
2 Dispositif expérimental

Le cas support de cet article est une opération de fraisage en avalant d'une plaque triangulaire en alliage de titane par une fraise boule. Le dispositif est représenté sur la figure 1 et la forme de la pièce usinée est visible figure 2a. La rainure oblique et le sens de parcours de l'outil font, qu'au cours de l'avancement de l'outil, la pièce devient de plus en plus flexible.

Lors des essais de fraisage, les vibrations de la plaque ont été enregistrées à l'aide d'un capteur inductif de type Kaman (résolution 0,1 micron, plage de mesure 1 mm). La position du capteur ainsi que le schéma de l'essai sont présentés sur la figure 2a. La direction d'avance de l'outil correspond à la direction $-Y$ sur la figure 2a. Le fraisage a été effectué en 11 étapes : 9 étapes en ébauche (descentes successives dans la direction X , figure 2a) avec $a_p = 0,2$ mm, $a_e = 0,4$ mm. Ces 9 ébauches sont telles que le centre de la fraise se trouve au $x_c = 0$ (projection du vecteur OC sur X) après la neuvième passe. Une passe 10 avec $a_p = 0,4$ mm et une dernière passe 11 avec $a_p = 0,6$ mm ont ensuite été réalisées. Pour l'ensemble des passes l'avance par dent est de $0,06 \cdot 10^{-3}$ m et la fréquence de rotation de la broche est de 2183 tours par minute. Cette dernière correspond à une fréquence de passage des dents de 145,5 Hz. La longueur des passes est de 43 mm (environ 4 secondes). La géométrie de la fraise boule utilisée lors des essais est présentée sur la figure 2b. Elle présente un diamètre de 8 mm et possède 4 dents présentant un angle de coupe variable de -1° à 15° le long de l'arête de coupe. L'angle de dépouille évolue le long de

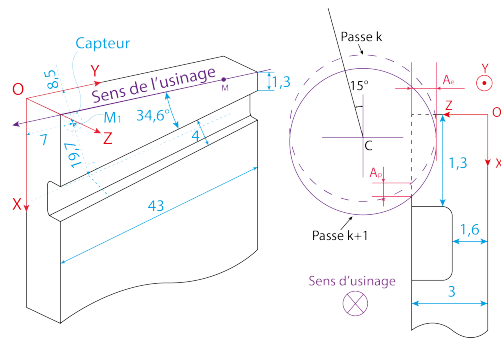


(a) Vue générale avec outil



(b) Pièce triangulaire avec rainure

FIGURE 1 : Configuration des essais



(a) Définitions : repère pièce, position du capteur inductif, profondeurs de passe axiale et radiale

(b) Fraise boule diamètre 8 mm

FIGURE 2 : Position relative pièce/outil – Fraise boule

l'arête de coupe mais reste voisin de 7° dans la zone de coupe considérée pour notre outil. La valeur du faux rond est de l'ordre $3,3 \cdot 10^{-6}$ m. Un scan 3D de l'outil a été réalisé et la modélisation utilisée pour l'outil lors des simulations tient compte des mesures avec notamment la prise en compte de la forme en dépouille des dents.

Les paramètres dynamiques de la plaque ont également été mesurés. Les trois premières fréquences propres sont 2301 Hz, 8051 Hz et 14197 Hz.

3 Modélisation de l'usinage

Le logiciel nesy2m (Coffignal et al., 2015) est utilisé pour simuler les opérations d'usinage considérées. Ce solveur, qui met en œuvre une approche temporelle, nécessite en entrée :

- un modèle géométrique de la surface usinée : basé sur des dexels (Van Hook, 1986), il permet de suivre en continu l'enlèvement de matière consécutif au passage de chacune des dents afin d'évaluer l'évolution des forces de coupe entre l'outil et la pièce,
- un modèle géométrique de l'outil : nécessaire uniquement pour les parties des dents qui coupent la matière de la pièce, une représentation B-Rep (maillage composé de triangles plats) est utilisée,
- une loi de coupe : elle permet, lorsque l'outil entre en contact avec la pièce, de calculer les efforts de coupe qui en découlent,
- un modèle dynamique pour la pièce, et éventuellement un autre pour l'outil : ces modèles dynamiques relient les forces de coupe et les vibrations/déformations de la pièce et de l'outil dans le temps, une base de Ritz composée de modes propres provenant de calculs par Éléments Finis (EF) est utilisée,
- un schéma d'intégration temporelle : le schéma d'intégration par différences centrées de Newmark est utilisé (Géradin and Rixen, 2014).

Pour ce qui est du modèle géométrique de l'outil, nesy2m s'appuie sur une discrétisation en outils élémentaires des parties coupantes de chacune des dents (figure 3). L'étude de l'interaction de chaque outil élémentaire avec la pièce (qui prend en compte la position relative outil/pièce, la déformation de la pièce et celle de l'outil) est évaluée à la fin de chaque incrément de temps pour : i) calculer les efforts associés entre la pièce et l'outil

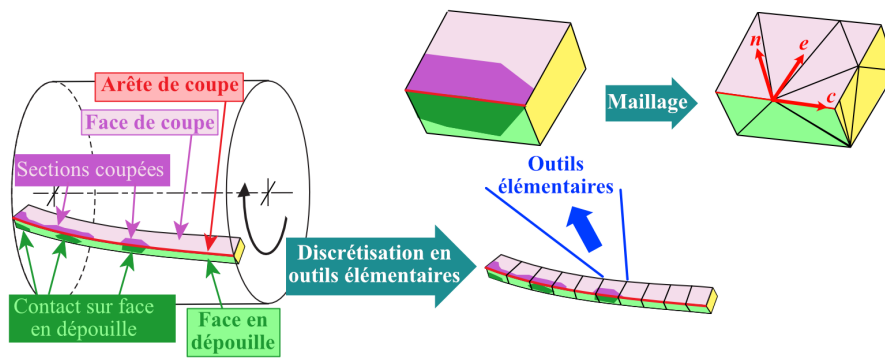
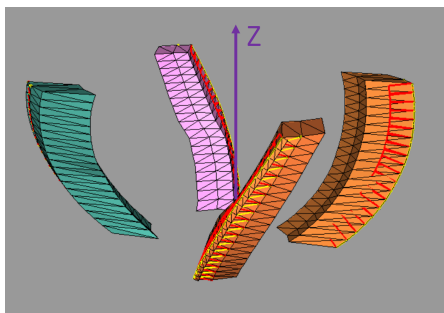
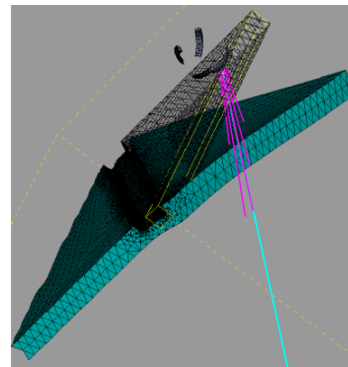


FIGURE 3 : La modélisation de la géométrie d'outil dans *nessy2m*

via la loi de coupe et ii) identifier l'éventuel volume de matière coupée qui correspond à l'intersection entre le volume balayé par la face de coupe de l'outil élémentaire durant l'incrément et le volume pièce à la fin de l'incrément précédent. Sur la figure 3 on identifie ainsi le maillage d'une face en rose, la face de coupe de l'outil élémentaire, qui est utilisée pour calculer l'enlèvement de matière et pour déterminer une contribution aux efforts de coupe. On distingue également le maillage d'une face en vert, la face de dépouille de l'outil élémentaire, dont l'orientation sera utilisée dans le calcul des efforts de labourage. Cette démarche permet de reproduire les phénomènes vibratoires typiquement rencontrés en usinage, notamment le broutement régénératif, et l'état de surface associé. Pour le cas traité ici, la modélisation géométrique de l'outil et sa discrétisation sont représentées Figure 4a. Cette modélisation prend en compte la géométrie complexe de l'outil : variation des angles de coupe et en dépouille, présence d'un faux rond, absence de pas angulaire variable entre les dents.



(a) Modèle géométrique de l'outil : discrétisation des faces de coupe et des volumes en dépouille



(b) Capture d'un instant de simulation : maillage de l'outil, maillage non déformé (noir) et déformé avec amplification (bleu) de la pièce, efforts de coupe (magenta)

FIGURE 4 : Modèles géométriques de la pièce et de l'outil

Concernant les modèles dynamiques, notre cas d'application a été conçu pour que la pièce soit le maillon faible. Ainsi l'outil sera considéré comme rigide tandis que la pièce, dont la figure 4b montre le maillage éléments-finis utilisé, est elle considérée flexible. Nous avons choisi de limiter le modèle dynamique au seul premier mode de la pièce avec son taux d'amortissement mesuré de 3%. Ce choix ici est possible car la fréquence de passage des dents est très inférieure à la première fréquence propre de la pièce (facteur 16) et

que, de plus, ses deux premières fréquences propres sont très éloignées (facteur 3,5). L'impact de ce choix a été évalué et nous avons vérifié par simulation que l'ajout de modes supplémentaires n'a pas de conséquences significatives sur les résultats présentés plus loin. Cela vient principalement de la forme de la pièce qui fait que la partie triangulaire de la pièce se déforme très peu et présente principalement un mouvement d'oscillation autour de la rainure. Cette dernière réalise une "charnière" flexible dont la raideur est directement déterminée par la profondeur de la rainure.

Le modèle permettant d'évaluer les efforts de coupe fait l'objet de la section suivante 4. Enfin, pour le schéma d'intégration temporelle, un pas de temps de $2,5 \cdot 10^{-5}$ s a été choisi. Cela correspond à environ 17 pas de temps par période d'oscillation de la pièce ou encore 1 100 pas de temps par révolution de l'outil. Pour le modèle géométrique de la pièce une taille de dexels de l'ordre du micron a été prise. Cette taille est à comparer à l'avance par dent de $0,06 \cdot 10^{-3}$ mm ou à la distance balayée par les dents dans la zone de coupe durant un pas de temps qui est de l'ordre de $0,02 \cdot 10^{-3}$ mm. Il s'agit d'une discrétisation très fine garantissant une convergence du calcul des efforts de coupe inférieure au pourcent.

4 Modélisation des efforts de coupe

L'analyse de l'écoulement de la matière autour de la pointe de l'outil, dont une représentation schématique est donnée sur la partie gauche de la Figure 5, permet d'identifier deux zones : celle liée à la formation du copeau, qui fait intervenir le contact entre l'outil et la matière de la pièce au dessus du point P , et celle concernée par l'écoulement de la matière sous l'arête de coupe de l'outil et liée au phénomène de labourage. Un contact arrière peut également avoir lieu. On parlera alors de talonnage arrière. Comme on le verra plus loin ce phénomène n'apparaît pas lors l'usinage considéré. Ainsi, pour le cas nous intéressant, et comme évoqué dans la section 1, il est important de bien caractériser la contribution du labourage.

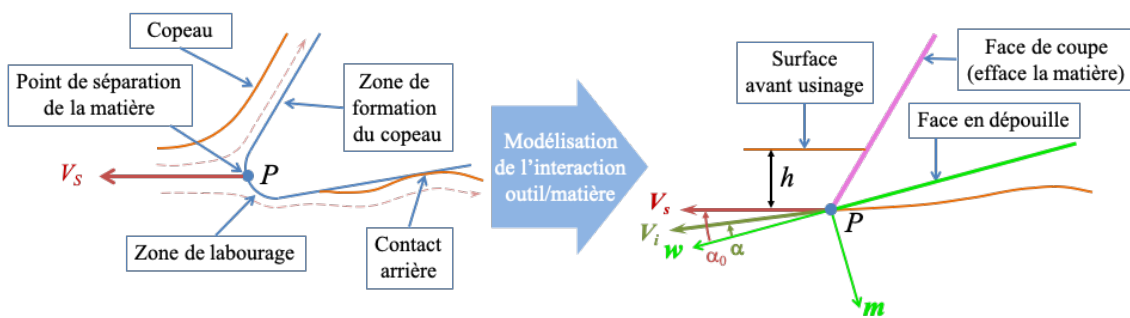


FIGURE 5 : Écoulement local de la matière à proximité de l'arête de coupe

Dans la pratique les lois de coupe sont généralement des modèles de prédiction déduits de mesures expérimentales d'efforts de coupe : utilisation d'un plan d'expérience faisant intervenir des configurations d'interaction outil/matière caractéristiques de celles rencontrées dans la pratique. Ces mesures sont réalisées en l'absence de vibrations et le modèle produit cumule effort lié à la formation du copeau et effort de labourage.

Afin de dissocier ces deux effets nous allons décomposer, comme la plupart des auteurs, les efforts de coupe en deux contributions :

- une contribution notée \mathbf{F}_{coupe} qui correspondra à la prédiction des efforts de coupe en l'absence de vibration et qui proviendra d'un modèle identifié à partir d'essais précédemment évoqués, \mathbf{F}_{coupe} est principalement associée à la formation du copeau, et donc à la coupe de la matière, mais comporte également une partie provenant de labourage qui pourra être qualifiée de nominale (absence de vibrations),
- une contribution \mathbf{F}_{lab} qui peut être vu comme une perturbation de \mathbf{F}_{coupe} lorsque des vibrations apparaissent et modifient l'orientation de la vitesse de coupe nominale (vitesse de coupe en l'absence de vibrations), \mathbf{F}_{lab} est principalement associée au phénomène de labourage.

Sur la partie droite de la figure 5 est représenté de manière schématique le modèle géométrique de l'outil. On y identifie en rose la face de coupe et l'épaisseur de coupe h utilisées pour évaluer \mathbf{F}_{coupe} , et l'orientation de la face en dépouille \mathbf{m} ainsi que la vitesse \mathbf{V}_i qui correspond à la vitesse instantanée du point P de l'arête de coupe de l'outil vis-à-vis de la matière de la pièce. Cette vitesse prend en compte le mouvement de rotation de la broche, son mouvement d'avance ainsi que, dans notre cas, les vibrations de la pièce.

Les deux sous-sections 4.1 et 4.2 détaillent le calcul de \mathbf{F}_{coupe} et de \mathbf{F}_{lab} respectivement.

4.1 Efforts provenant de l'enlèvement de la matière

Deux lois de coupe ont été testées. La première est celle proposée et identifiée par Corduan (2006) pour le présent matériau et pour une fraise boule similaire mais d'un diamètre légèrement supérieur. Ce modèle tient notamment compte de la non-linéarité présente dans la relation entre efforts de coupe et épaisseur coupée lorsque cette dernière est faible. Cependant, les déplacements prédits au point du capteur lors de la simulation du procédé de fraisage décrit dans la section 2 ne reproduisent pas correctement les déplacements mesurés au niveau de ce même capteur. Ceci est visible sur la figure 6 qui présente notamment une comparaison de ces déplacements (simulé versus mesuré) lors du passage d'une dent. En effet, avec cette loi, la simulation prédit un retour du voile mince sensiblement plus rapide que celui observé expérimentalement ce qui implique un effort de coupe calculé trop faible dans cette phase de contact entre la dent et la matière.

Une seconde loi a été définie pour corriger le défaut d'effort en sortie de matière obtenu avec la loi (Corduan, 2006). Les déplacements simulés avec cette nouvelle loi sont également visibles figure 6. Ils correspondent à une 'loi identifiée' de manière à reproduire au mieux l'essai (minimisation écart entre mesure et simulation pour le passage d'une dent). On peut constater que la nouvelle loi de coupe permet de mieux décrire l'évolution du déplacement à la fois en entrée et en sortie de matière pour la dent considérée.

Il est à noter que le tracé donné figure 6 se produit au début de l'usinage où le voile mince est relativement rigide et la vitesse relative de vibrations entre l'outil et la pièce est faible. Ceci limite l'influence possible d'efforts de labourage.

La forme de la seconde loi est issue des travaux de (Paris et al., 2007). Pour chaque outil élémentaire, les composantes des efforts de coupe sont exprimés dans une base ortho-normée notée $(\mathbf{v}, \mathbf{b}, \mathbf{h})$ où \mathbf{v} est dirigé selon la vitesse de coupe (outil en main), \mathbf{h} est la

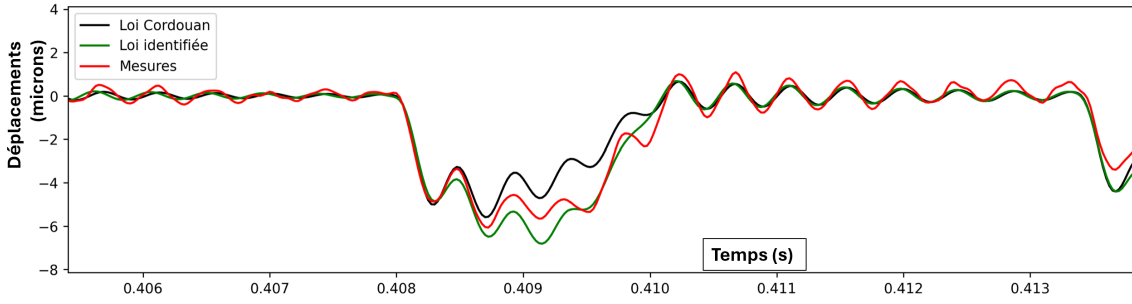


FIGURE 6 : Comparaison des déplacements sous capteur mesurés et simulés pour deux lois de coupe

normale unitaire au plan local tangent à l'arête de coupe et contenant \mathbf{v} (\mathbf{h} est dirigé de la matière de la pièce vers l'outil), \mathbf{b} rend la base directe. Pour chaque composante on a :

$$\mathbf{F}_{coupe} \cdot \mathbf{x} = \tilde{b} \frac{K_0 \tilde{h} + K(\tilde{h})^2/h_0}{1 + \tilde{h}/h_0} \quad (1)$$

où $\mathbf{x} \in \{\mathbf{v}, \mathbf{h}\}$. La composante suivant \mathbf{b} est prise nulle. Les quantités K , K_0 , h_0 et n sont des coefficients de la loi de coupe (valeurs données Tableau 1). Les quantités normalisées $\tilde{b} = \frac{b}{h_{ref}}$ et $\tilde{h} = \frac{h}{h_{ref}}$ représentent la largeur coupée et l'épaisseur coupée par l'outil élémentaire (grandeurs calculées à la fin de chaque incrément de temps) et h_{ref} est une longueur de normalisation qui a été prise égale à 10^{-3} m. C'est cette dernière loi de coupe qui est utilisée dans la suite de l'article.

TABLEAU 1 – Coefficients de la loi de coupe utilisée

	K (N)	K_0 (N)	h_0 (-)
\mathbf{v}	875	8750	0,001
\mathbf{h}	-525	-22750	0,001

4.2 Efforts provenant du labourage

L'effort de labourage est exprimé dans le plan (\mathbf{m}, \mathbf{w}) , visible sur la droite de la Figure 5, où \mathbf{m} est la normale unitaire sortante de la face en dépouille et \mathbf{w} est un vecteur unitaire perpendiculaire à \mathbf{m} et dans le plan contenant la vitesse de coupe instantanée \mathbf{V}_i . Cet effort de labourage sera ainsi décomposé en un effort normal $\mathbf{F}_{lab} \cdot \mathbf{m}$ et en un effort de glissement, également appelé effort de frottement, $\mathbf{F}_{lab} \cdot \mathbf{w}$.

Ainsi, nous proposons de définir cet effort, pour chaque outil élémentaire, sous la forme suivante :

$$\begin{aligned} \mathbf{F}_{lab} \cdot \mathbf{m} &= \tilde{b} (f(\alpha) - f(\alpha_0)) \\ \mathbf{F}_{lab} \cdot \mathbf{w} &= \mu \mathbf{F}_{lab} \cdot \mathbf{m} \end{aligned} \quad (2)$$

où \tilde{b} est la largeur coupée (identique à celle utilisée pour \mathbf{F}_{coupe}), $\mu = 0.1$ est un coefficient de frottement, α et α_0 sont deux angles en dépouille (visibles Figure 5). L'angle α est un angle de dépouille effectif qui dépend de l'orientation \mathbf{V}_i vis-à-vis de \mathbf{w} , et α_0 est un angle

de dépouille nominal (absence de vibrations) qui dépend l'orientation de \mathbf{V}_s vis-à-vis de \mathbf{w} :

$$\alpha_0 = -\arctan\left(\frac{\mathbf{V}_s \cdot \mathbf{m}}{\mathbf{V}_s \cdot \mathbf{w}}\right) \quad \text{et} \quad \alpha = -\arctan\left(\frac{\mathbf{V}_i \cdot \mathbf{m}}{\mathbf{V}_i \cdot \mathbf{w}}\right) \quad (3)$$

où \mathbf{V}_s est la vitesse de coupe en l'absence des vibrations. En l'absence de vibrations $\alpha = \alpha_0$ ce qui induit, avec la forme choisie dans (2), que la force \mathbf{F}_{lab} est alors bien nulle. La fonction f peut être choisie linéaire ou non, le cas linéaire conduit à un modèle similaire à celui présenté dans l'état de l'art.

Avec la croissance de l'amplitude des vibrations, l'angle de dépouille effectif α tend vers zéro lors du rapprochement outil/pièce. On s'approche alors d'un cas de talonnage arrière qui s'apparente plus à un phénomène de contact dynamique entre la pièce et l'outil qu'à un phénomène lié à l'écoulement de matière sous l'outil. Dans un tel contexte l'effort appliqué sur la face en dépouille va significativement augmenter pour éviter toute pénétration de la matière de la pièce dans l'outil.

5 Résultats des simulations et comparaison avec les expériences

L'objectif de cette partie est de confronter les résultats obtenus pour différents modèles de simulation, et notamment de labourage, avec les mesures réalisées lors de l'usinage réel.

5.1 Préambule sur l'absence de talonnage arrière

La cinématique de la pièce étant très simple ici, il nous a été possible de réaliser une simulation où l'amplitude modale de la pièce était imposée et déduite de la mesure de déplacement réalisée durant l'usinage réel. En synchronisant la rotation de l'outil avec les mesures et en utilisant le modèle détaillé de la géométrie de l'outil, il nous a alors été possible de vérifier que le volume en dépouille de l'outil ne vient pas interférer avec la matière de la pièce durant l'usinage. Il a notamment été trouvé que si la marge angulaire (entre la vitesse instantanée et la face en dépouille) était de 7° en début de passe, elle n'était plus que de 3° en fin de passe. Ceci nous a permis de conclure que, pour le cas traité ici, le phénomène de talonnage arrière n'est pas à prendre en compte.

5.2 Modélisation sans labourage

Une comparaison entre l'enregistrement des vibrations de la plaque lors de la passe 11 (en rouge) et la simulation correspondante sans prise en compte du labourage est proposée Figure 7.

L'enregistrement montre une évolution régulière des vibrations tout au long de la passe (cet aspect est d'avantage visible Figure 8). Cette évolution s'explique par une augmentation de la souplesse de la pièce au niveau du point de contact avec l'outil lors de l'avancement de ce dernier. Pour ce qui est des simulations on note une forte similitude jusqu'à environ 1,8 s. Ensuite une nette divergence est constatée avec une très forte augmentation des vibrations pour la simulation. Cet accroissement soudain est un indicateur fort de la présence d'une instabilité de type broutement régénératif qui n'a pas eu lieu lors de l'expérience.

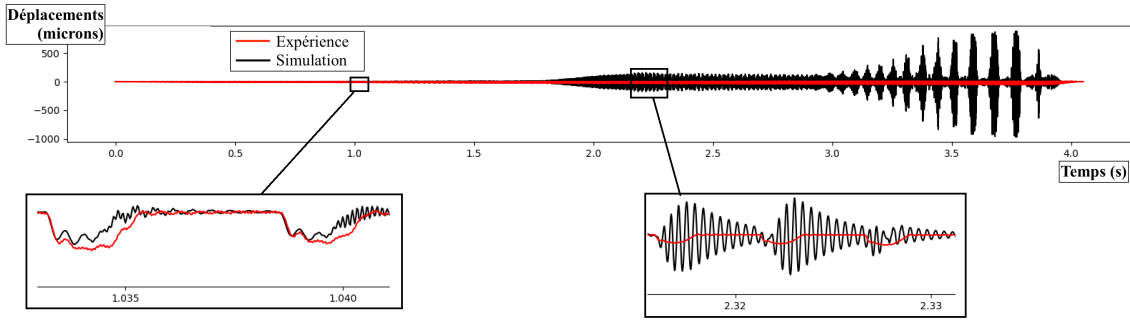


FIGURE 7 : Évolution temporelle du déplacement sous le capteur – Modèle d'efforts de coupe sans labourage

Le fait que simulation et expérience coïncident jusqu'à 1,8 s et divergent au delà suggère qu'un phénomène amortissant les vibrations se met progressivement en place et qu'il n'est pas pris en compte par le modèle sans labourage.

5.3 Modélisation avec labourage linéaire

La figure 8 montre un premier résultat obtenu avec modèle du labourage linéaire : $f(\alpha) = -K_{lab} \alpha$. Pour cette simulation la valeur $K_{lab} = 80 \text{ N/rad}$ a été déterminée de manière à minimiser l'écart moyen entre amplitude de vibration mesurée et simulée sur l'ensemble de la passe. Cette figure montre que l'utilisation du modèle linéaire suffit à empêcher l'apparition d'une augmentation soudaine des vibrations lors de la passe. On remarque également que les efforts calculés ont tendance à diminuer durant la passe ce qui est cohérent avec l'accroissement progressif de la souplesse sous l'outil : plus la pièce fléchit, moins l'engagement de l'outil est important.

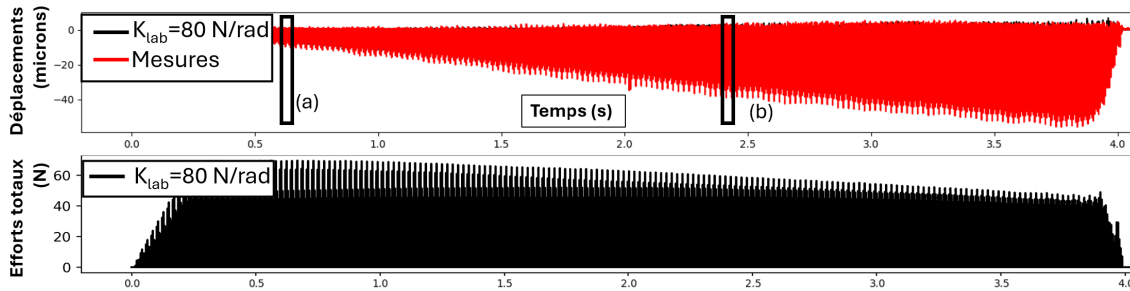


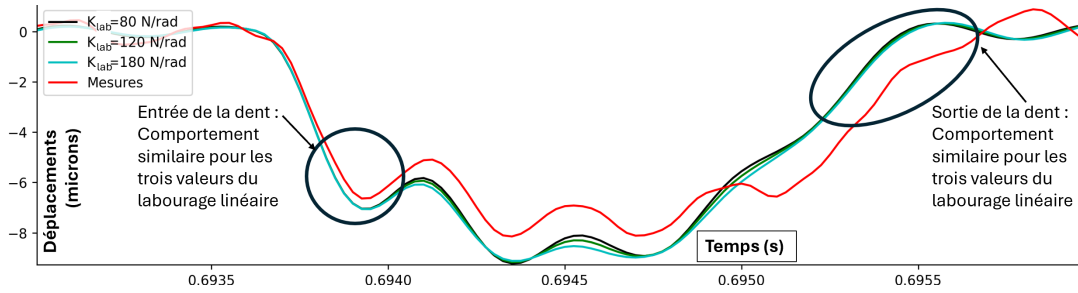
FIGURE 8 : Déplacement sous capteur et efforts simulés : Modèle de labourage linéaire ($K_{lab} = 80 \text{ N/rad}$)

Afin de mieux comprendre l'influence du modèle de labourage linéaire plusieurs simulations avec différentes valeurs K_{lab} ont été effectuées.

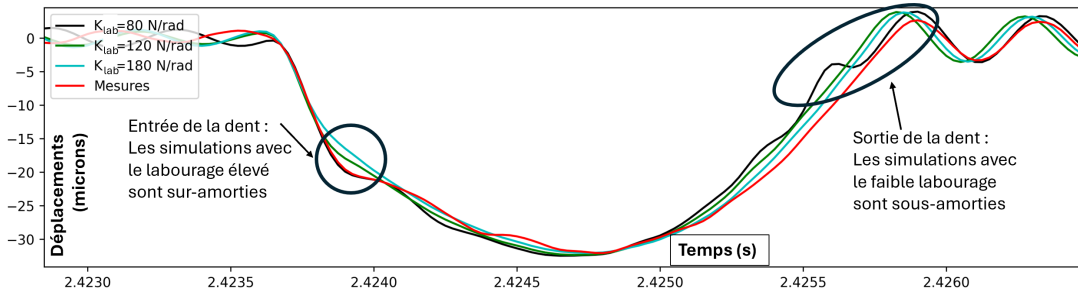
Les figures 9a et 9b montrent ainsi, pour différentes valeurs de K_{lab} , l'évolution des déplacements pour un unique passage d'une dent, au début et à 2/3 de la passe. Ces deux figures montrent que les déplacements enregistrés (en rouge) en début de passe et en fin passe sont différents. En début de passe, les oscillations sont importantes vis-à-vis de l'amplitude du signal et a contrario elles sont petites vis-à-vis de l'amplitude en fin de passe. Cette évolution de la réponse peut s'interpréter comme un accroissement de l'amortissement du procédé qui est corrélé au fait que les vibrations importantes en fin de procédé induisent

une oscillation plus importante de V_i vis-à-vis de V_s , et donc une variation de α plus importante. Cela peut expliquer l'observation dans la figure 9a qui indique qu'au début de la passe, les trois valeurs du coefficient de labourage ont une faible influence sur les résultats des simulations. Par ailleurs, la figure 9b montre que lors de l'entrée en matière de la dent la valeur la plus faible de K_{lab} (80 N/rad) produit la simulation la plus fidèle, alors que lors de la sortie de matière une valeur élevée de K_{lab} est préférable. On observe en effet, pour $K_{lab} = 80$ N/rad, des vibrations non observées expérimentalement soit un amortissement introduit trop faible. Il n'a ainsi pas été possible de trouver, pour un modèle de labourage linéaire, une valeur de K_{lab} reproduisant au mieux simultanément l'entrée et la sortie de matière de la dent.

Par ailleurs, nous avons également observé, même si cela n'est pas reproduit dans le présent article, que si on se place avant ou après les 2/3 de la passe les valeurs de K_{lab} conduisant aux mêmes observations évoluent et que pour rester au plus proche des mesures il faudrait idéalement adapter la valeur de K_{lab} en cours de passe. Ceci tend ainsi également à montrer que si modèle de labourage linéaire permet d'éviter un emballement des vibrations en cours de passe il n'est, néanmoins, pas optimal.



(a) Début de la passe : Zone (a) Figure 8



(b) 2/3 de la passe : Zone (b) Figure 8

FIGURE 9 : Labourage linéaire : influence de K_{lab} sur le déplacement

5.4 Modélisation avec labourage non-linéaire

L'analyse précédente tend à montrer qu'un modèle comportant une évolution croissante de K_{lab} en cours de simulation serait plus fidèle. Cela correspond en fait à une évolution non linéaire de l'effet de labourage en fonction de α . Ce type d'évolution peut être représenté par une fonction de pénalité et nous proposons, dans une première approche, de prendre une loi hyperbolique (fonction en $\frac{1}{\alpha}$) :

$$f(\alpha) = K_{lab} \frac{\alpha_0^2}{\alpha}. \quad (4)$$

Comme permet de le vérifier la figure 10, qui reproduit l'évolution de l'effort de labourage $\frac{1}{b} \mathbf{F}_{lab} \cdot \mathbf{m}$ (éq. 2) en fonction de α , cette forme de la fonction f fait que les 2 modèles de labourage, linéaire et non-linéaire, ont le même comportement lorsque α reste voisin de α_0 (absence de vibration). Ce graphique a été réalisé pour $\alpha_0 = 7^\circ$. Cet angle, qui dépend de la géométrie locale de l'outil (orientation de la face en dépouille vis-à-vis de la vitesse de coupe sans vibrations), évolue le long de l'arête de coupe mais reste voisin de 7° dans la zone de coupe considérée pour notre outil.

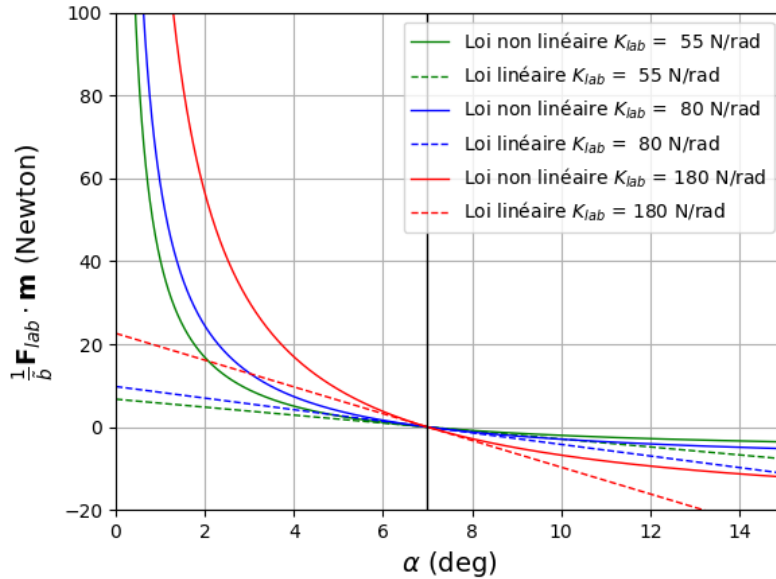
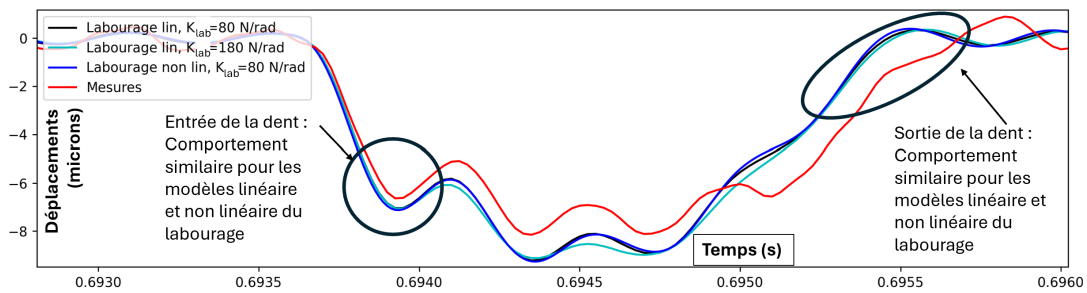


FIGURE 10 : *Efforts de labourage en fonction de α pour $\alpha_0 = 7^\circ$*

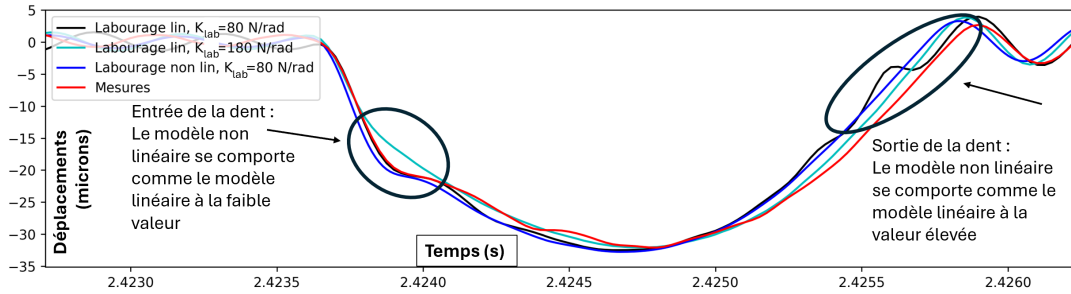
La figure 11 présente l'évolution du déplacement mesuré (au niveau du capteur) et du déplacement simulé pour deux modèles de labourage linéaire ($K_{lab} = 80$ N/rad et $K_{lab} = 180$ N/rad) et un modèle de labourage non linéaire ($K_{lab} = 80$ N/rad). Les deux sous-figures montrent les mêmes instants de la passe que la figure 9. On constate, comme précédemment, que les modèles sont très proches en début de passe. Cela vient du fait que l'amplitude des vibrations est encore faible ce qui induit que l'orientation de la vitesse de coupe instantanée est encore proche de celle de la vitesse de coupe sans vibrations. Par contre, les observations sont différentes en fin de la passe, quand l'impact des vibrations sur l'orientation de la vitesse de coupe instantanée n'est plus négligeable : les deux modèles linéaires sont incapables de décrire correctement à la fois les déplacements en entrée et en sortie des dents de la matière (comme discuté dans la section précédente). Le modèle non-linéaire, quant à lui, en est capable, les résultats correspondants s'avèrent plus proches des résultats mesurés. Cela montre que l'introduction d'un modèle de labourage non-linéaire est une piste pertinente pour améliorer la fidélité des simulations.

6 Conclusions et Discussion

Dans cet article une démarche de modélisation d'un cas de fraisage de voile mince est détaillée. Il a été vérifié que, pour l'usinage considéré, le talonnage arrière ne se produit pas



(a) Début de la passe : Zone (a) Figure 8



(b) 2/3 de la passe : Zone (b) Figure 8

FIGURE 11 : Labourage linéaire vs non linéaire : influence de K_{lab} sur le déplacement

en raison d'un angle en dépouille élevé. En revanche, la prise en compte du phénomène de labourage est nécessaire pour éviter une survenue prématurée de vibrations excessives en cours de simulation. Le modèle de labourage introduit est basé sur l'orientation de la vitesse de coupe instantanée. Il a été montré que si un modèle linéaire permet d'obtenir des simulations proches de la réalité, il n'est cependant pas optimal sur toute la passe. Ainsi, si on souhaite de mieux reproduire les détails des vibrations de la plaque, l'introduction d'un modèle non-linéaire est une approche permettant d'améliorer la fidélité de la simulation.

Les modèles de labourage introduits ajoutent des efforts des correctifs aux efforts prédits par la loi de coupe identifiées sans vibrations. Cela implique donc une dépendance claire à cette loi, loi qui doit être déterminée avec soin. Il est ainsi également possible d'envisager des approches où la loi de coupe comporte directement une dépendance à l'orientation de la vitesse de coupe instantanée.

La forme optimale de la loi non linéaire reste à établir, ainsi que les techniques de l'identification de ses paramètres. Ce travail n'est ainsi qu'une étape car il est possible que cette amélioration de l'interaction outil-matière soit indispensable pour l'étude de la stabilité d'opérations de fraisage de voiles minces. L'identification des modèles de labourage nécessite un contexte expérimental où les vibrations sont présentes et, à défaut d'être maîtrisées, mesurées de manière à pouvoir détecter l'effet du labourage dans ce contexte sur les efforts de coupe. Le travail présenté dans cet article peut ainsi également être vu comme une démarche contribuant à l'identification d'un modèle de labourage non linéaire. Il reste à valider ce modèle sur d'autres contextes d'usinage pour le même couple outil matière.

Remerciements

Nous tenons à remercier Safran Tech pour son soutien, notamment financier, sur la durée de cette étude ainsi que Elias Semlali et Qiang Chen qui ont tous deux contribué à ces travaux lors de leurs projets de fin d'étude à l'École Nationale Supérieure d'Arts et Métiers.

Références

- K. Ahmadi. *Analytical investigation of machining chatter by considering the nonlinearity of process damping*. Journal of Sound and Vibration, 393 :252–264, Apr. 2017. doi : 10.1016/j.jsv.2017.01.006. MAG ID : 2579114208.
- Y. Altintas. *Manufacturing Automation : Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibrations, and CNC Design*. Cambridge University Press, 2012.
- E. Budak and L. T. Tunc. *A New Method for Identification and Modeling of Process Damping in Machining*. Journal of Manufacturing Science and Engineering, 131(5) :051019, Oct. 2009. ISSN 1087-1357, 1528-8935. doi : 10.1115/1.4000170.
- C. Cao, X.-M. Zhang, T. Huang, and H. Ding. *An improved semi-analytical approach for modeling of process damping in orthogonal cutting considering cutting edge radius*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B : Journal of Engineering Manufacture, 234(3) : 641–653, Feb. 2020. ISSN 0954-4054, 2041-2975. doi : 10.1177/0954405419863605.
- G. Coffignal, P. Lorong, and L. Illoul. *A general method to accurately simulate material removal in virtual machining of flexible workpieces*. Technical report, 2015. URL <https://hal.science/hal-03184509/document>.
- N. Corduan. *Etude des phénomènes vibratoires en fraisage de finition de plaques minces : application aux aubages de turbines aéronautiques*. PhD thesis, Arts et Métiers ParisTech, Paris, 2006. URL <https://www.theses.fr/2006ENAM0011>.
- B. Denkena, A. Krödel, and L. Ellersiek. *Determination of the process damping coefficient using plain cutting tests*. Procedia CIRP, 101 :302–305, 2021. ISSN 22128271. doi : 10.1016/j.procir.2020.09.197.
- J. Feng, Min Wan, M. Wan, Z.-Y. Dong, and W. Zhang. *A unified process damping model considering the varying stiffness of the milling system*. International Journal of Machine Tools & Manufacture, 147 :103470, Dec. 2019. doi : 10.1016/j.ijmachtools.2019.103470. MAG ID : 2976081520.
- M. Géradin and D. J. Rixen. *Mechanical vibrations : theory and application to structural dynamics*. John Wiley & Sons, 2014.
- A. Gousskov, M. Gousskov, P. Lorong, and G. Panovko. *Influence of flank face on the condition of chatter self-excitation during turning*. International Journal of Machining and Machinability of Materials, 1 :17–40, 2017.

- M. Guskov. *Flank face interaction in high magnitude chatter investigation in time domain*. In 9th CIRP Conference on High Performance Cutting, volume 101 of Procedia CIRP, pages 290–93, 2021. doi : 10.1016/j.procir.2021.04.005.
- X. Li, W. Zhao, L. Li, N. He, and S. Chi. *Modeling and Application of Process Damping in Milling of Thin-Walled Workpiece Made of Titanium Alloy*. Shock and Vibration, 2015 :1–12, 2015. ISSN 1070-9622, 1875-9203. doi : 10.1155/2015/431476.
- Y. Mohammadi and K. Ahmadi. *Finite-amplitude stability in regenerative chatter : The effect of process damping nonlinearity and intermittent cutting in turning*. Journal of Sound and Vibration, 537 :117158, Oct. 2022. ISSN 0022460X. doi : 10.1016/j.jsv.2022.117158.
- T. G. Molnár, T. Insperger, D. Bachrathy, and G. Stépán. *Extension of process damping to milling with low radial immersion*. Int J Adv Manuf Technol, 89(9-12) :2545–2556, Apr. 2017. ISSN 0268-3768, 1433-3015. doi : 10.1007/s00170-016-9780-0.
- H. Paris, D. Brissaud, and A. Gouskov. *A more realistic cutting force model at uncut chip thickness close to zero*. CIRP Annals, 56(1) :415–418, 2007. ISSN 0007-8506. doi : <https://doi.org/10.1016/j.cirp.2007.05.096>. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S000785060700100X>.
- Y. Sun, M. Zheng, S. Jiang, D. Zhan, and R. Wang. *A state-of-the-art review on chatter stability in machining thin-walled parts*. Machines, 11(3) :359, Mar. 2023. ISSN 2075-1702. doi : 10.3390/machines11030359.
- X. Tang, F. Peng, R. Yan, Z. Zhu, Z. Li, and S. Xin. *Nonlinear process damping identification using finite amplitude stability and the influence analysis on five-axis milling stability*. International Journal of Mechanical Sciences, 190 :106008, Jan. 2021. ISSN 00207403. doi : 10.1016/j.ijmecsci.2020.106008.
- J. Tlustý and M. Polacek. *The stability of the machine tool against self-excited vibration in machining*. ASME International Research in Production Engineering, 1963.
- T. Van Hook. *Real-time shaded nc milling display*. In SIGGRAPH'86, pages 15–35, 1986.
- Y. Yang, D. Wu, and Q. Liu. *Chatter stability prediction of milling considering nonlinearities*. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B : Journal of Engineering Manufacture, 235(5) :862–876, Apr. 2021. ISSN 0954-4054, 2041-2975. doi : 10.1177/0954405420971075.
- C. Yue, H. Gao, X. Liu, L. Wang, and S. Y. Liang. *Analytical prediction of part dynamics and process damping for machining stability analysis*. Procedia CIRP, 72 :1463–1468, 2018. ISSN 22128271. doi : 10.1016/j.procir.2018.03.247.