



Modélisation du mouvement dynamique d'une machine-outil à l'aide d'un logiciel de simulation dynamique multi-corps – Première approche.

Abdullah OZCAN^{a*}, Edouard RIVIERE-LORPHEVRE^a, Enrico FILIPPI^a, Olivier VERLINDEN^b, Hoai Nam HUYNH^b

*(a) Service de Génie Mécanique – UMONS, Faculté Polytechnique, Place du Parc 20, B - 7000 Mons, Belgique – *auteur correspondant –*

Mails : abdullah.ozcan@umons.ac.be; edouard.riviere@umons.ac.be; enrico.filippi@umons.ac.be

(b) Service de Mécanique rationnelle, Dynamique et Vibrations – UMONS, Faculté Polytechnique, Place du Parc 20, B - 7000 Mons, Belgique –

Mails : hoainam.huynh@umons.ac.be; olivier.verlinden@umons.ac.be

Résumé : Le temps et le coût sont deux facteurs très importants à optimiser dans le cadre de la production de pièces mécaniques. Dans une logique d'estimation de ces deux paramètres, il est nécessaire de s'intéresser au comportement dynamique de la machine-outil qui a une influence notable sur la précision et le temps d'usinage des pièces. Dans ce contexte, la simulation du comportement dynamique d'une machine-outil permet d'estimer les performances d'une machine sans passer par une phase de prototypage physique permettant donc une plus grande marge de manœuvre pour des ajustements éventuels. Ce travail s'insère dans ce cadre et a pour but de réaliser une première approche d'une modélisation multi-corps d'une machine-outil. Ce papier présente, dans un premier temps, une mise en contexte accompagnée d'un état de la technique actuel dans le domaine de la modélisation de machines-outils. Ensuite, le modèle dynamique d'une machine-outil, incluant l'aspect mécanique et contrôle, ainsi que la bibliothèque de simulation dynamique multi-corps sont décrits. Enfin, des paramètres d'une machine-outil réels, fournis par Yeung (2006), sont utilisés pour réaliser des simulations. Les résultats des simulations (comme, par exemple, l'écart entre la position de l'outil et la commande) sont comparés aux résultats que l'on retrouve dans la littérature (Erkorkmaz, 2007).

Mots clés: Modélisation, machine-outil, simulation multi-corps, boucle de contrôle-commande.

1 Introduction

Avec les avancées considérables qui ont eu lieu dans le domaine de l'informatique et l'évolution des puissances de calcul des ordinateurs modernes, l'intérêt pour le prototypage virtuel est grandissant. Prédire, évaluer et optimiser les performances d'une machine de production sans passer par une phase de prototypage coûteux aussi bien en temps qu'en argent est évidemment assez intéressant (Erkorkmaz, 2004).

La réalisation de prototype dans un environnement virtuel nécessite plusieurs aspects, à savoir :

- la modélisation de la machine, aussi bien la partie cinématique que dynamique, ainsi que la partie contrôle (Yeung, 2006 ; Altintas, 2005 ; Erkorkmaz, 2004)
- la modélisation du procédé de mise en forme (Rivière, 2007 ; Fang, 2001)
- l'interaction machine-procédé (Brecher, 2009)

Cet article s'insère dans le cadre de modélisation de machine-outil. Il y sera présenté la simulation d'une machine-outil basée sur un modèle dynamique (Erkorkmaz, 2004). Les structures de contrôle qui seront appliquées sont de type PID et P-PI en cascade. La simulation fera appel à un environnement nommé EasyDyn qui est décrit dans la section 2. La section 3 se concentrera sur la description du modèle dynamique de la machine-outil. Enfin, dans la section 4, les résultats de simulations seront présentés.

2 EasyDyn

EasyDyn (Verlinden, 2005 ; Verlinden 2013) est une bibliothèque C++, disponible gratuitement et permettant d'écrire un programme qui simule le mouvement dynamique d'un système multi-corps à partir d'une description du mouvement en fonction des paramètres de configuration choisis et l'expression des efforts exercés sur chaque corps. Le nombre de paramètres de configuration correspond au nombre de degrés de liberté du système.

EasyDyn fournit une bibliothèque C++ incluant les composants suivants :

- algèbre vectorielle : vecteurs, tenseurs de rotation et d'inertie, matrice de transformation homogène, dont les expressions vectorielles peuvent être écrites telles quelles dans un code C++ ;
- routines permettant de construire des modèles 3D pouvant être visionnés par un programme externe appelé EasyAnim, également disponible gratuitement ;
- routines permettant la résolution d'équations différentielles d'ordre 2 ;
- routines numériques permettant de construire les équations du mouvement d'un système multi-corps à partir de la cinématique et des efforts appliquées.

L'intérêt principal d'EasyDyn réside dans le fait qu'il ne s'agit pas d'un logiciel de simulation mais bien d'une bibliothèque C++ proposant différents outils qui permettent de

réaliser une simulation multi-corps. Ainsi, l'outil donne lieu à une grande flexibilité quant à son utilisation, notamment en permettant de combiner des équations du mouvement de système mécaniques et des équations différentielles relatives à d'autres éléments (actionneurs, contrôleurs, ...) (Verlinden, 2005).

A titre d'exemple, il est possible de citer un mécanisme relativement simple qu'est le double pendule (Figure 1). La Figure 2 illustre quelques résultats de la simulation de ce mécanisme. La procédure de mise en œuvre de la simulation ne sera pas décrite ici. Il est possible de trouver quelques exemples d'applications et plus de détail par rapport à la mise en place de simulation dans les articles qui y sont spécialement dédiés (Verlinden, 2007 ; Verlinden, 2013).

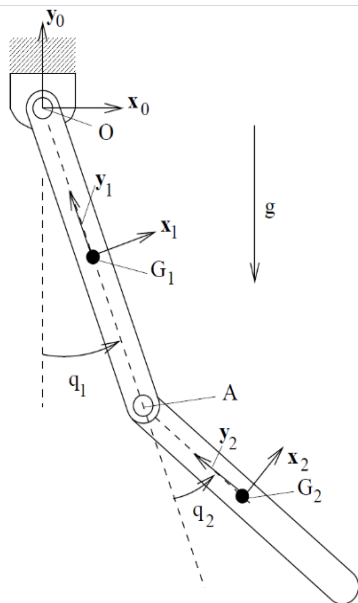


Figure 1 : Pendule double
(Verlinden, 2007)

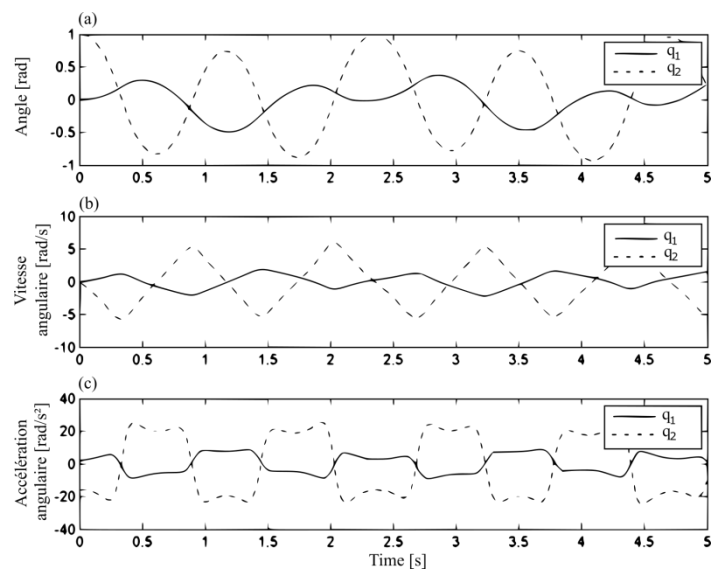


Figure 2 : Evolution temporelle des paramètres de configuration du double pendule (a), de leur première dérivée(b) et seconde dérivée(c)

3 Modèle dynamique de machine-outil

Le modèle dynamique d'un axe de machine-outil est présenté à la Figure 3 (Erkorkmaz, 2004).

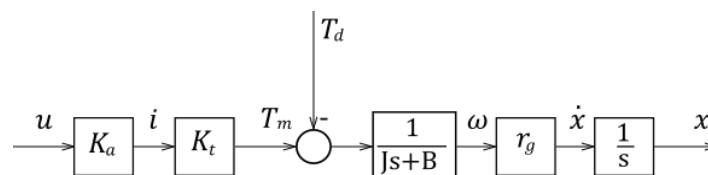


Figure 3 : Modèle dynamique de machine-outil en boucle ouverte

Dans ce modèle, u [V] est le signal de contrôle appliqué à l'amplificateur de courant, K_a [A/V] est le gain de l'amplificateur de courant, i [A] est le courant produit dans les

armatures du moteur dû à la tension appliquée par le signal de contrôle. Le coefficient K_t [Nm/A] est la constante de couple du moteur, T_m [Nm] étant le couple développé par le moteur. En considérant un couple perturbateur T_d [Nm] pouvant provenir des efforts de coupe ou des forces de frottement, la table est attaquée, à travers le guidage linéaire, par le couple résultant de la différence entre le couple moteur et la perturbation ($T = T_m - T_d$). Les paramètres J [kgm^2] et B [$(kgm^2)/s$] sont, respectivement, l'inertie équivalente du système perçue par le moteur et l'amortissement visqueux du guidage. ω [rad/s] est la vitesse de rotation de l'arbre moteur, r_g [mm/rad] est le ratio de conversion translation/rotation du guidage linéaire, \dot{x} [mm/s] est la vitesse linéaire de la table et x [mm] est la position de la table. Notons également que la variable s correspond à la variable de Laplace.

Dès lors, il est possible d'exprimer la position x [mm] en fonction du signal de contrôle u [V] et du couple de perturbation T_d [Nm] (Erkorkmaz, 2007):

$$x(s) = \frac{r_g}{s} \cdot \frac{1}{Js + B} [K_t K_a u'(s) - T_d(s)] \quad [1]$$

Il est possible de retrouver, dans la littérature (Yeung, 2006 ; Erkorkmaz, 2007), des données expérimentales provenant d'une simulation basée sur ce modèle dynamique en boucle fermée avec un contrôleur de type P-PI ou PID (respectivement Figure 4(a) et Figure 4(b)). Le contrôleur P-PI est une méthode de contrôle en cascade. Elle est constituée d'un contrôleur P (proportionnel) qui boucle sur la position et d'un contrôleur PI (proportionnel-intégral) qui boucle sur la vitesse. Le contrôleur PID, quant à lui, combine les effets proportionnel, intégral et dérivé et boucle directement sur la position.

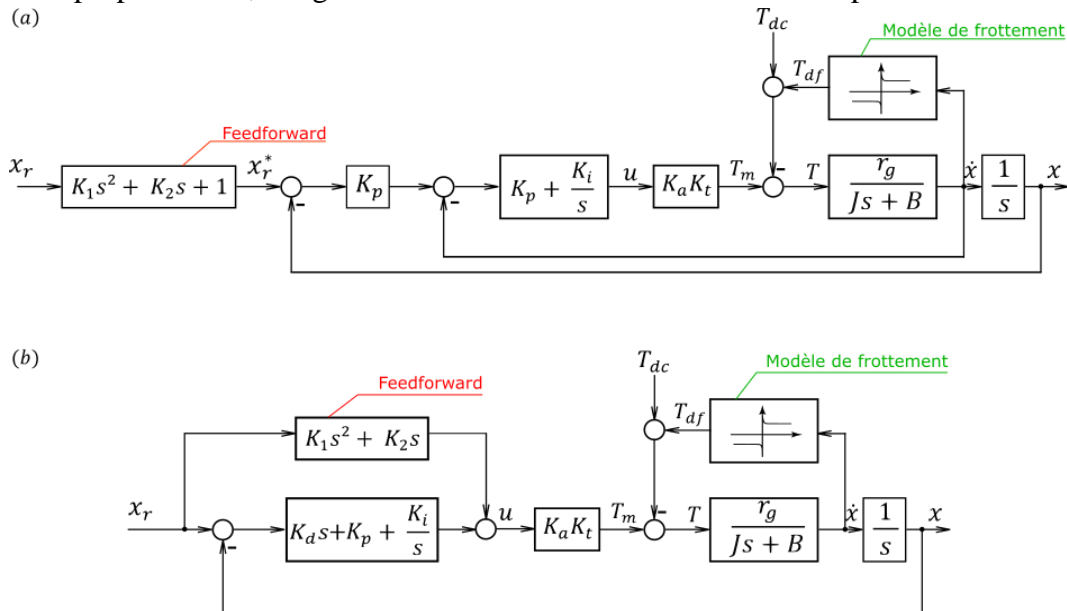


Figure 4 : Modèle dynamique de machine-outil en boucle fermée avec : (a) contrôleur P-PI ; (b) contrôleur PID (Erkorkmaz, 2007)

Dans le modèle présenté à la Figure 4, outre le contrôleur et la boucle fermée, on remarque des différences par rapport au modèle de base présenté à la Figure 3. D'une part, un modèle de frottement des guidages est proposé et, d'autre part, une boucle de feedforward est ajoutée. Le modèle de friction est régi par deux paramètres : d^+ et d^- . Le couple T_{df} , qui est le couple de perturbation dû à la friction, s'exprime comme suit :

$$T_{df} = d^+ \cdot PV(\dot{x}) + d^- \cdot NV(\dot{x}) \quad [2]$$

Dans cette expression, $PV(\dot{x})$ est une valeur binaire valant 1 si la vitesse de l'axe est positive et 0 dans le cas contraire. Pareillement, $NV(\dot{x})$ vaut 0 si la vitesse de l'axe est positive et 1 dans le cas contraire.

L'effet feedforward accroît la bande passante des actionneurs. Cela permet alors de suivre précisément les changements soudains dans la commande. Les notions de feedforward et de frottement sont développées dans les références suivantes :

- Feedforward : Pritschow, 1992 ; Tomizuka, 1987.
- Modèle de frottement : Erkorkmaz, 2001 ; Armstrong, 1994.

Comme annoncé précédemment, Yeung (2006) propose des valeurs pour les paramètres décrits ci-dessus provenant d'une machine-outil réelle. La machine-outil en question est une fraiseuse 3-axes de modèle FADAL 2216. Les axes sont actionnés par des moteurs DC. Les dimensions de l'espace de travail sont : 559mm - 406mm - 508mm (x-y-z). Les valeurs proposées par Yeung (2006) sont reprises dans le tableau suivant :

Table 1 : Paramètre d'axe de la machine FADAL 2216 (Yeung, 2006)

Paramètre d'axe		Axe x	Axe y
Gain de l'amplificateur de courant, K_a	[A/V]	6,4898	7,5768
Constante de couple, K_t	[Nm/A]	0,4769	0,4769
Inertie total, J	[kg m ²]	0,0077736	0,0098109
Amortissement visqueux, B	[kg m ² /s]	0,019811	0,028438
Ratio de conversion translation/rotation, r_g	[mm/rad]	1,5915	1,5915

A l'aide de ces paramètres, les différents coefficients du modèle (K_p, K_d, \dots) peuvent être déterminés en se basant sur les formules proposées par Erkorkmaz (2007).

Voici les résultats dans le tableau ci-dessous :

Table 2 : Paramètres de la boucle feedforward, du contrôleur et du modèle de frottement

Paramètres du modèle	Axe x - PPI	Axe y - PPI	Axe x - PID	Axe y - PID
K_d	0,584	0,631	0,3	0,278
K_i	30	30	70	64,75
K_p	80,3344	86,84	500	462,539
K_1	0	0	0	0
K_2	0	0	-2,37E-06	0,00055473
d^+	0,69597	0,69777	0,69597	0,69777
d^-	-0,4766	-0,66194	-0,4766	-0,66194

Ce sont ces valeurs qui seront reprises dans la suite de l'article.

4 Résultats de simulation

4.1 Simulation d'un seul axe de machine (axe x)

Dans cette partie, les résultats de simulation seront présentés. Ces derniers seront comparés à un exemple de simulation que l'on rencontre dans le travail d'Erkorkmaz (2007). Les résultats de ce dernier sont présentés à la Figure 5 en comparaison avec ceux obtenus par l'implémentation du modèle développé dans la présente étude.

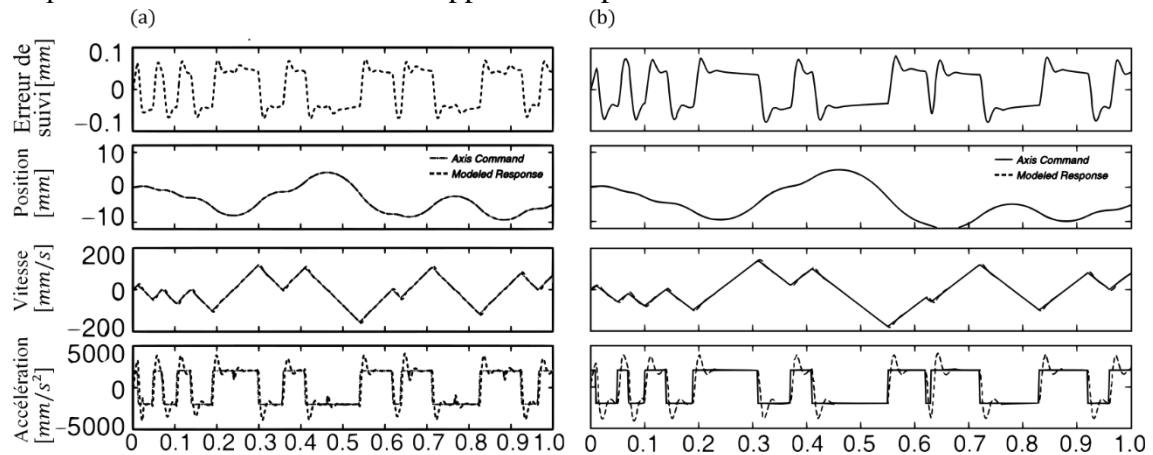


Figure 5 : Comparaison des résultats de simulation. (a) Données extraite de Erkorkmaz (2007). (b) Données obtenus à l'aide du modèle développé dans ce travail

La commande a été générée avec un profil d'accélération carré et limitée à $1900 [mm/s^2]$, ce qui engendre un profil de vitesse linéaire et une position d'ordre deux. La vitesse maximale est fixée à $200 [mm/s]$. Nous remarquons que l'erreur de suivi, qui est la différence entre la commande et la position réelle de la machine, est fort semblable dans les deux cas, ce qui valide la conformité des deux modèles.

4.2 Simulation de deux axes de machine

Les résultats présentés ci-dessus ont été prélevés uniquement sur l'axe x de la machine. Regardons maintenant ce qui se passe lorsqu'on inclut l'axe y dans la simulation. Il est proposé, toujours dans Erkorkmaz (2007), de simuler la trajectoire d'outil suivante :

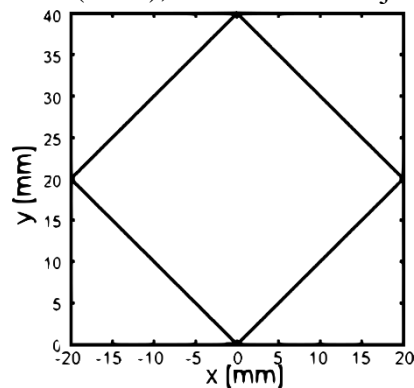


Figure 6 : Trajectoire carrée de diagonale 40 mm

La trajectoire est générée en imposant un Jerk (dérivée temporelle de l'accélération) de profil carré et limité à 40000 [mm/s³]. L'accélération est alors de type trapézoïdale et est limitée à 1900 [mm/s²]. La vitesse maximale admise est également imposée et vaut 200 [mm/s]. Dans ces conditions, la simulation fournit les résultats repris dans la Figure 7. Ici encore, les résultats sont similaires et confirment la conclusion qui a été faite au point précédent.

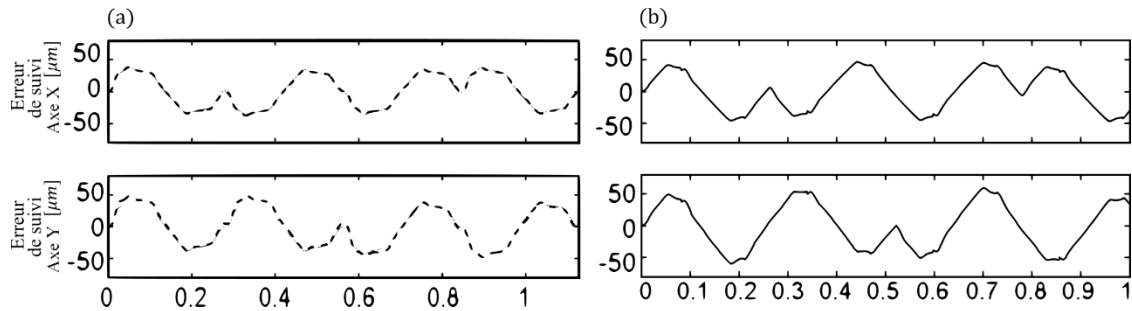


Figure 7 : Résultat de simulation pour la trajectoire carrée. (a) Erkorkmaz (2007) et (b) ce travail

4.3 Simulation d'un axe de machine (axe x) avec efforts de coupe

Dans cette dernière partie, une simulation avec contribution d'efforts de coupe sera présentée. Les efforts de coupe qui seront appliqués à notre outil ont été calculés à l'aide du logiciel DyStaMill (Riviere 2008). La modélisation des efforts de coupe se fait en considérant une fraise hélicoïdale découpée en disques (Figure 8) auxquels sont appliqués localement des efforts de coupe infinitésimaux dans les directions tangentielle, radiale et axiale (dF_t , dF_r et dF_a) qui sont exprimés comme suit :

$$\begin{cases} dF_t = K_{te} \cdot dS + K_{tc} \cdot h \cdot db \\ dF_r = K_{re} \cdot dS + K_{rc} \cdot h \cdot db \\ dF_a = K_{ae} \cdot dS + K_{ac} \cdot h \cdot db \end{cases} \quad [3]$$

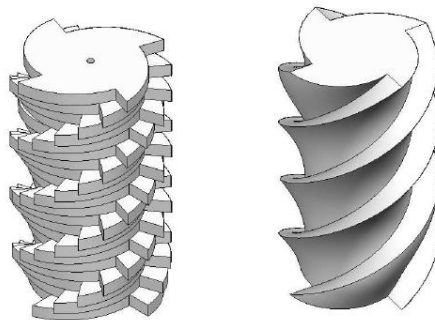


Figure 8 : Discretisation de l'outil en disque (Riviere 2007)

Le matériau à usiner est du Ti6Al4V. Notons également que, pour ce matériau, les paramètres du modèle de coupe (K_{te} , K_{re} , K_{ae} , K_{tc} , K_{rc} , K_{ac}) sont fournies par Altintas (2000).

Les conditions d'usinage et les paramètres de coupe sont les suivants :

- Avance par dent : 0,005 mm/dent
- Diamètre de l'outil : 18,1 mm
- Vitesse de coupe : 30 m/min
- Nombre de dents : 4
- Profondeur de passe axiale : 5,08 mm
- Matériau à usiner : Ti6Al4V

La Figure 9 montre l'évolution des efforts de coupe subis par l'outil sur une rotation de cette dernière.

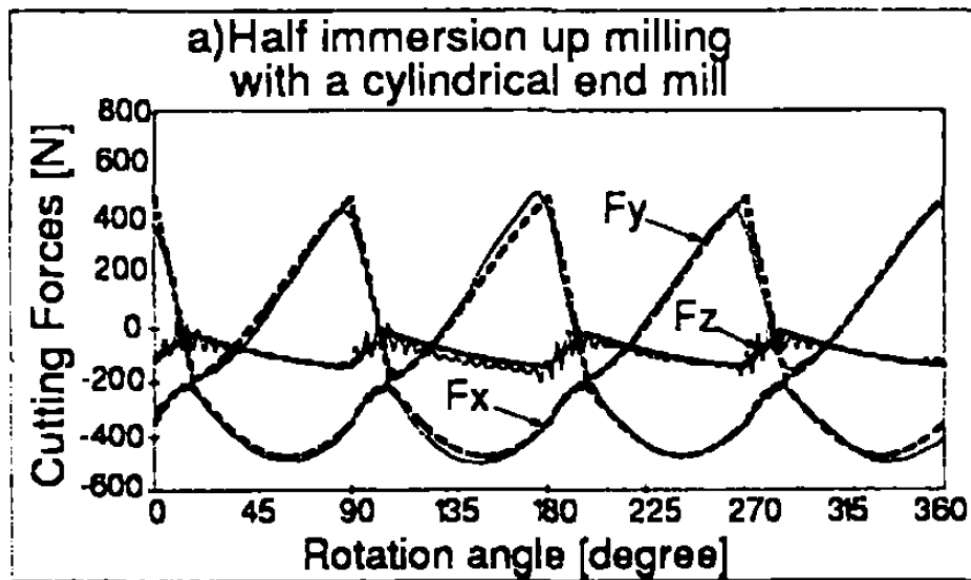


Figure 9 : Effort de coupe suivant l'axe d'avance (axe x) sur une rotation de l'outil (Altintas 2000)

La commande est d'ordre 2, avec un profil linéaire pour la vitesse (avance de la broche) limitée à 105,52 mm/min et une accélération de profil carré limitée à 2 mm/s². Lorsque la simulation est lancée, il est considéré que l'outil est hors matière. Après cinq secondes de simulation, l'effort est appliqué sur l'outil. Cela permet d'éviter que la perturbation soit appliquée lors de la phase transitoire d'accélération de l'outil.

La Figure 10 présente les résultats de la simulation. La position démarre du point 0 mm et atteint 50 mm au bout de 29 secondes. A partir de l'instant $t = 5$ secondes, l'effort de coupe est appliqué. On remarque que la réponse du système prend du retard au moment où l'effort est appliqué (l'erreur augmente positivement). Ce retard est ensuite rattrapé sur les quelques dixièmes de seconde qui suivent. Au moment où l'outil quitte la matière (vers les 20 secondes de la simulation), l'outil prend de l'avance (l'erreur augmente négativement) et ralentit ensuite pour se recalculer sur la commande.

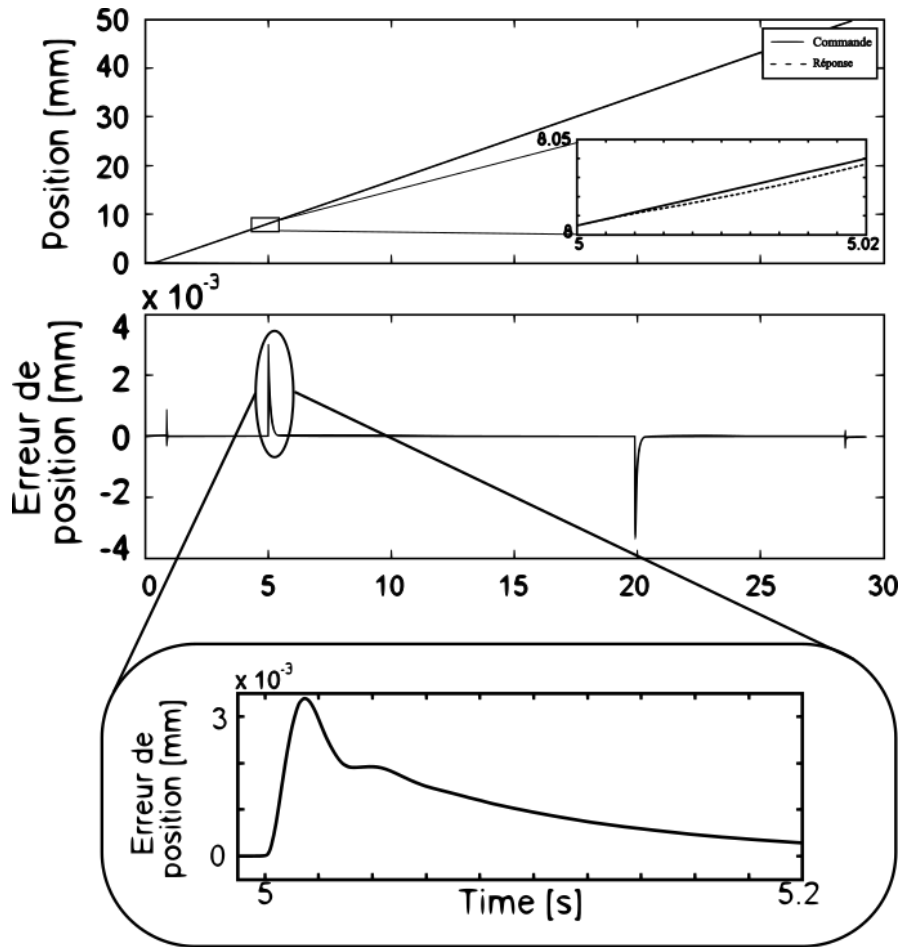


Figure 10 : Réponse en position de la machine-outil pour une simulation de fraisage dans un alliage de titane (Ti6Al4V)

5 Conclusion

Dans ce travail, un modèle dynamique de la machine-outil FADAL 2216 a été implémenté. Cela a été réalisé à l'aide des paramètres de machine fournie par Yeung (2006), ainsi que des modèles de contrôles (P-PI et PID) proposés par Erkorkmaz (2007). La simulation du modèle a été réalisée à l'aide de la bibliothèque C++ EasyDyn. Plusieurs cas de figure ont été implémentés, à savoir :

- Une simulation d'un seul axe de machine, sans effort de coupe
- Une simulation simultanée de deux axes de machine, sans effort de coupe
- Une simulation d'un axe de machine, avec un effort de coupe

Les résultats obtenus ont été comparés à des résultats similaires que l'on retrouve dans la littérature et semblent être concordants.

En guise de perspective et dans une optique de généralisation, il serait intéressant de développer des méthodes d'identification expérimentales de paramètres physiques de machine-outil. Ainsi, il serait possible de simuler le comportement d'une machine-outil quelconque, basé sur des données expérimentales provenant de cette dernière.

References

- Altintas Y. (2000), « Manufacturing Automation, Metal cutting, Machine tool vibration and CNC design ». Cambridge university press
- Altintas Y. et al. (2005), “Virtual Machine Tool”, *CIRP Annals – Manufacturing Technology* 54 115–138
- Armstrong B. et al. (1994), “A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of the machines with friction”, *Automatica* Vol. 30 No7 1083 – 1138
- Brecher C., Esser M., Witt S. (2009), “Interaction of manufacturing process and machine tool”, *CIRP annals – Manufacturing Technology* 58 588-607
- Erkorkmaz K. (2001), “High speed CNC design. Part II: modeling and identification of feed drives”, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 41 1487-1509
- Erkorkmaz K. (2004), “Optimal trajectory generation and precision tracking control for multi-axis machines”, A Thesis submitted to the University of British Columbia
- Erkorkmaz K., Wong W. (2007), “Rapid identification technique for virtual CNC drives”, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 47 1381-1392
- Fang N., Jawahir I. S., Oxley P.L.B. (2001), “A universal slip-line model with non-unique solutions for machining with curled chip formation and a restricted contact tool”, *International Journal of Mechanical Sciences* 43 557-580
- Pritschow G., Philipp W. (1992), “Research of the efficiency of feedforward controllers in machine”, *Annals of the CIRP*, Vol 1 411-415
- Rivière E., Filippi E., Dehombreux P. (2007), “Chatter prediction using dynamic simulation”, *International Review of Mechanical Engineering (I.R.E.M.E.)*, Vol.1, n.1
- Rivière E., Barboza J., Filippi E., D’Alvise L. (2008), “Cutting forces evaluation in milling using an analytical/finite element mixed approach”, 11th CIRP Conference on Modeling of Machining Operations.
- Tomizuka M. (1987), “Zero phase error tracking algorithm for digital control”, *Journal of dynamics systems, measurement and control* Vol. 109 65-68
- Verlinden O., Kouroussis G., Conti C. (2005), “EasyDyn: A framework based on free symbolic and numerical tools for teaching multibody systems”, *MULTIBODY DYNAMICS 2005 – ECCOMAS Thematic Conference*.
- Verlinden O., Kouroussis G. (2007), “User guide for EasyDyn 1.2.4” Faculté Polytechnique de Mons – Service de Mécanique Rationnelle, Dynamique et Vibrations.
- Verlinden O. Ben Fékih L., Kouroussis G. (2013), “Symbolic generation of the kinematics multibody systems in EasyDyn: From MuPAD to Xcas/Giac”, *Theoretical & applied mechanics letters* 3, 013012.
- Yeung C.H. et al. (2006), “Virtual CNC system. Part I. System architecture”, *International Journal of Machine Tools & Manufacture* 46 1107–1123