

Modélisation numérique de l'usure par fretting : utilisation d'une méthode de saut de cycle adaptative

Q. Caradec¹, M. Breuzé¹, H. Maitournam², B. Prabel¹, J.-L. Fayard¹

¹ Université Paris-Saclay, CEA, Service d'Études Mécaniques et Thermiques, 91191 Gif-sur-Yvette, France, {quentin.caradec,matthieu.breuze,benoit.prabel,jean-luc.fayard}@cea.fr

² IMSIA, ENSTA Paris, CNRS, EDF, CEA, Institut Polytechnique de Paris, 91762 Palaiseau Cedex, France, habibou.maitournam@ensta-paris.fr

Résumé — Des simulations numériques par éléments finis sont effectuées pour quantifier l'usure générée par un grand nombre de cycles de fretting pour un contact cylindre/plan. Pour accélérer les calculs, on a recours à une méthode de saut de cycles. Dans un premier temps, le saut de cycles est choisi constant. Une procédure de saut de cycle adaptatif est ensuite proposée et testée, conduisant à des résultats cohérents avec les observations expérimentales mais produisant dans certains cas des oscillations indésirables des solutions numériques.

Mots clés — Usure, fretting, contact, frottement, éléments finis, saut de cycles

1 Introduction

L'usure est un mode d'endommagement de surface de corps solides en contact qui consiste en une perte progressive de matière. Elle peut être la conséquence de différents types de sollicitations, comme des impacts, du glissement, de la corrosion, etc. Ces différentes sollicitations agissent souvent de façon combinée [11]. L'usure intervient dans un grand nombre de structures industrielles dès lors qu'elles impliquent des pièces en mouvement. On peut citer par exemple les pieds d'aubes des turboréacteurs d'avion, les prothèses de hanches, ou encore les guides de grappe dans les réacteurs nucléaires [23]. On s'intéresse ici à l'usure par abrasion sous sollicitations de fretting, qui désigne un déplacement relatif tangentiel oscillatoire de deux surfaces en contact, dont l'amplitude de déplacement est faible devant la taille de la surface de contact. Le travail proposé vise à simuler numériquement l'usure sur un contact cylindre/plan en fretting par éléments finis. Les matériaux retenus sont des aciers austénitiques inoxydables 316L et 304L, représentatifs du contact entre, respectivement, une barre de contrôle et une carte de guidage d'un réacteur nucléaire de type REP. Les résultats obtenus sont confrontés à des résultats d'essais expérimentaux issus des travaux de Marc [12].

Les paramètres qui influent sur l'usure de corps en contact sont nombreux et font intervenir un grand nombre de mécanismes physiques et chimiques différents, ce qui rend la modélisation de ces phénomènes complexe [15, 4]. Le modèle qui s'est le plus largement imposé pour évaluer la quantité de matière usée repose sur la loi d'Archard [3]. Cette loi, donnée par (1), lie le volume usé V à l'effort normal P et à la longueur de glissement s :

$$V = \frac{K}{H} P s, \quad (1)$$

où H est la dureté du matériau dont on calcule l'usure et K un coefficient d'usure. Des travaux ultérieurs ont proposé d'exprimer le volume usé V en fonction de l'énergie dissipée par frottements E_d [6, 9, 7]. Cette loi, donnée par (2), fait intervenir un coefficient d'usure α qui caractérise l'efficacité énergétique de l'usure – autrement dit, quelle quantité de matière est usée pour une quantité donnée d'énergie dissipée. Ce coefficient, déterminé expérimentalement, dépend de différents paramètres. On observe notamment dans certains cas d'usure par fretting que, toutes choses égales par ailleurs, le coefficient α dépend linéairement de l'amplitude de déplacement de la sollicitation en fretting δ [5, 18, 12].

$$V = \alpha E_d \quad (2)$$

Une version locale de ce modèle est formulée dans l'équation (3). En tout point x de la surface, la loi locale exprime la profondeur usée h en fonction de la densité surfacique d'énergie dissipée ϕ_d à travers

le même coefficient α .

$$h(x) = \alpha \phi_d(x) \quad (3)$$

Un certain nombre de travaux s'appuie sur ces modèles pour simuler l'usure par éléments finis. On peut citer par exemple les travaux de Johansson, puis de Pödra et Andersson, qui réalisent un calcul par éléments finis sans frottement pour évaluer la pression de contact [10, 21]. La prise en compte progressive de l'usure, calculée par la loi d'Archard, par déplacement des nœuds du maillage modifie les surfaces en contact au cours du calcul. Par la suite, Öqvist puis McColl *et al.* proposent des calculs du même type en introduisant du frottement de Coulomb [16, 14]. En outre, ces travaux sont les premiers à appliquer un facteur d'accélération ΔN pour le calcul des cycles de fretting successifs : ils supposent que le calcul d'un cycle de fretting est représentatif de ΔN cycles. Ainsi, un cycle est calculé tous les ΔN . Le facteur d'accélération est calculé de sorte qu'à chaque application de l'usure, la profondeur maximale de l'incrément d'usure ne dépasse pas une certaine limite.

Des travaux ultérieurs s'appuient sur la loi d'usure énergétique (3) pour calculer l'usure [13, 19, 8]. Le calcul par éléments finis permet, en présence de frottement de Coulomb, d'obtenir en chaque nœud des surfaces en contact les contraintes tangentielles ainsi que le glissement à chaque incrément de calcul. La version locale de la loi énergétique d'usure permet d'en déduire l'incrément de profondeur usée en chaque nœud.

Les travaux présentés jusqu'ici utilisent des formulations du type maître-esclave pour imposer les conditions de contact dans leurs calculs par éléments finis. Ces techniques sont les plus largement utilisées dans le couplage de domaines maillés indépendamment en éléments finis, et à plus forte raison dans les problèmes de contact. Plus récemment, les méthodes de type mortar ont été développées [22]. Elles sont encore peu exploitées en ce qui concerne les calculs d'usure, on peut néanmoins citer les travaux d'Akula dans ce sens [2].

Dans le travail présenté ici, l'usure est calculée à l'aide de la version locale de la loi énergétique. La simulation par éléments finis, qui utilise une formulation de type maître-esclave pour assurer les conditions de contact en présence de frottement de Coulomb, permet de calculer la densité surfacique d'énergie dissipée en chaque nœud. L'usure est appliquée à l'issue de chaque cycle de fretting, et un saut de cycles est effectué. Dans un premier temps, le facteur d'accélération ΔN est pris constant tout au long du calcul. Dans un second temps, une stratégie de détermination d'un facteur d'accélération adaptatif est proposée. Celle-ci repose sur la vitesse d'élargissement de la zone usée.

2 Modèle par éléments finis

Le calcul d'usure est réalisé à l'aide du code de calcul par éléments finis CAST3M [1]. Les caractéristiques géométriques et matérielles des deux solides sont données dans la Table 1. Le contact cylindre/plan est représenté par un modèle en deux dimensions en déformations planes. Le domaine maillé est restreint à une zone de largeur 1 mm centrée sur la zone de contact. Le maillage est composé d'éléments quadrangles à 4 nœuds, et les mailles les plus fines sont disposées à l'endroit du contact entre les deux solides (voir Figure 1). À l'endroit maillé le plus finement, la longueur d'un élément est de l'ordre de 10 μm . Ainsi défini, le maillage comporte 1052 éléments. Les matériaux ont un comportement élastique linéaire. Le plan est encastré et on exerce un effort P normal vers le bas réparti sur la ligne du haut du cylindre. Un déplacement horizontal est imposé sur cette même ligne du cylindre ; il est cyclique de forme triangulaire et d'amplitude δ .

TABLE 1 – Caractéristiques géométriques et des matériaux du cylindre et du plan.

R_{cyl} (mm)	L_{cyl} (mm)	E_{cyl} (GPa)	E_{pla} (GPa)	ν_{cyl}	ν_{pla}
4.85	10	200	200	0.3	0.3

On simule un nombre N_{tot} de cycles ce qui, en tenant compte du facteur d'accélération, conduit au calcul effectif de $N_{\text{tot}}/\Delta N$ cycles. Chacun des cycles est décomposé en n_{inc} incréments de calcul. La profondeur usée est calculée localement par la loi énergétique d'usure et le profil d'usure obtenu à l'issue de chaque cycle est appliqué au modèle par déplacement des nœuds. La multiplication du profil d'usure par ΔN permet de représenter ΔN cycles à partir du calcul d'un seul cycle.

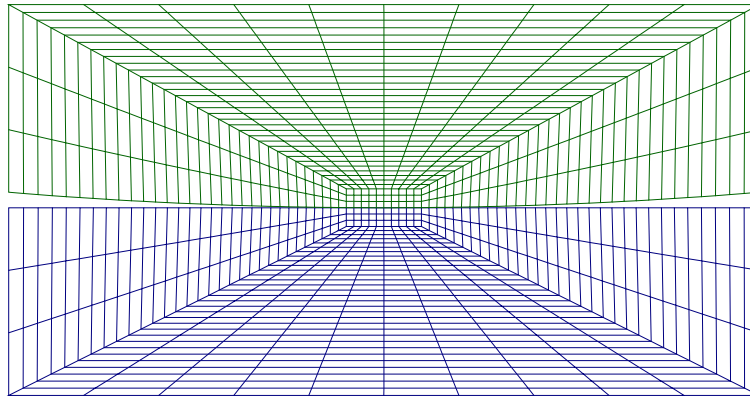


FIGURE 1 – Maillage du modèle de contact cylindre (vert, en haut) - plan (bleu, en bas).

3 Résultats

Les résultats obtenus sont comparés aux résultats expérimentaux de Marc [12]. On donne ici un exemple visant à simuler un essai de 500 000 cycles avec une amplitude de déplacement $\delta = 140 \mu\text{m}$ et un effort normal $P = 30 \text{ N}$. L'essai est réalisé en solution aqueuse à température ambiante et pression atmosphérique, et ne génère de l'usure que sur le plan en acier inoxydable 304L. Les résultats d'essai renseignent également les valeurs du coefficient d'usure α et du coefficient de frottement de Coulomb μ . La simulation par éléments finis est réalisée en prenant un facteur d'accélération $\Delta N = 50$.

On trace une bûche de fretting (Figure 2) qui représente, pour chaque cycle, la boucle d'hystérésis de l'effort tangentiel en fonction du déplacement tangentiel et du nombre de cycles de fretting. L'intégrale de chacune des boucles donne l'énergie dissipée sur le cycle de fretting. Celle-ci est quasiment constante du début à la fin du calcul. Sa répartition sur les surfaces en contact évolue néanmoins, comme le montre la Figure 3. Au fur et à mesure que les surfaces s'usent, la zone usée s'élargit et les profils d'usure calculés sur chaque cycle s'aplatissent pour couvrir une surface plus grande. Enfin, la Figure 4 compare les profils d'usure finaux obtenus expérimentalement et numériquement.

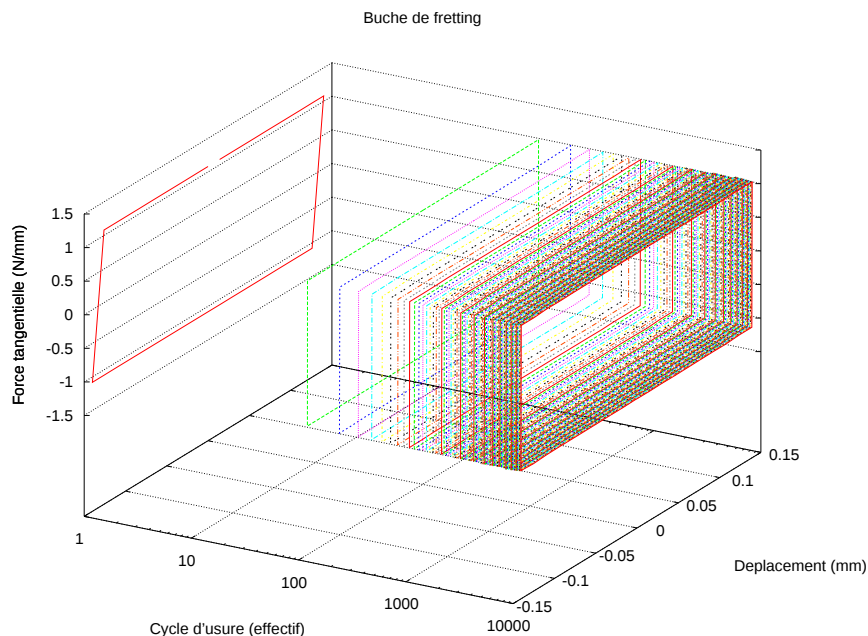


FIGURE 2 – Bûche de fretting.

Les résultats de calcul montrent par ailleurs une tendance répétée concernant l'évolution de la largeur de la zone usée au cours du calcul. Comme le montre la Figure 5, elle est approché avec une bonne

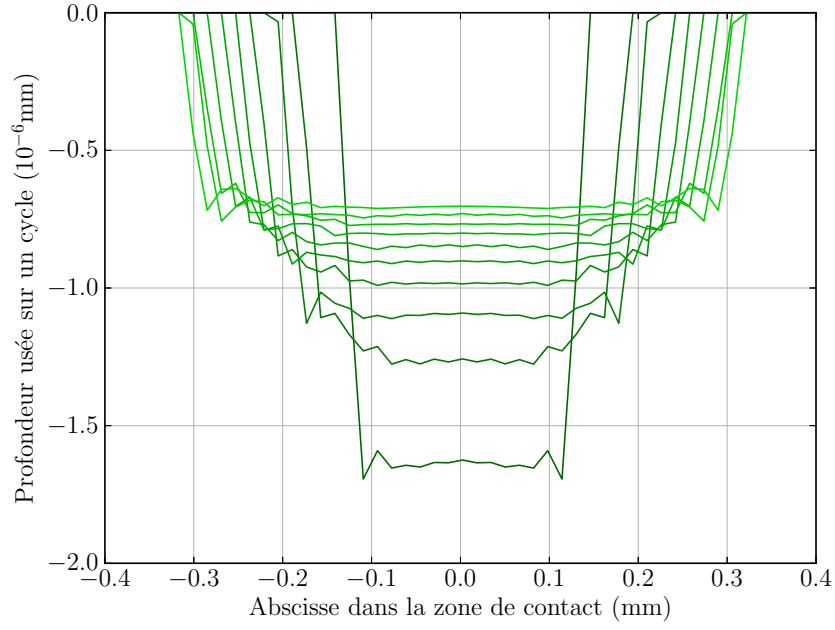


FIGURE 3 – Évolution au cours du calcul du profil d’usure calculé sur un cycle. Chaque courbe correspond à un cycle ; plus le vert est clair plus le cycle est élevé.

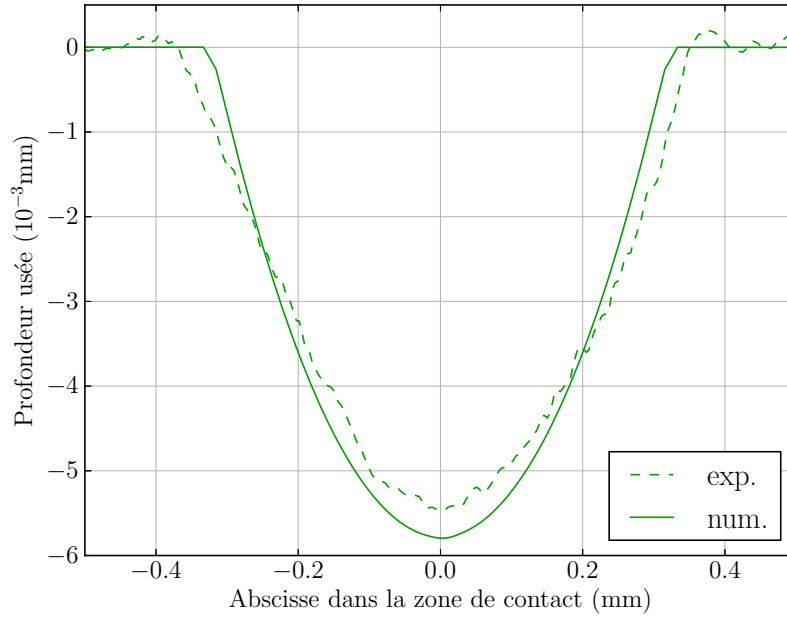


FIGURE 4 – Comparaison des profils d’usure obtenus numériquement et expérimentalement sur le plan pour un essai à amplitude de déplacement $\delta = 140 \mu\text{m}$ et effort normal $P = 30 \text{ N}$ sur 500 000 cycles.

corrélation par une loi puissance de la forme (4) :

$$L(N) = L_0 + \lambda_1 N^{\lambda_2} \quad (4)$$

avec $L(N)$ la largeur de la zone usée au cycle N , et λ_1 et λ_2 des coefficients de la loi à déterminer.

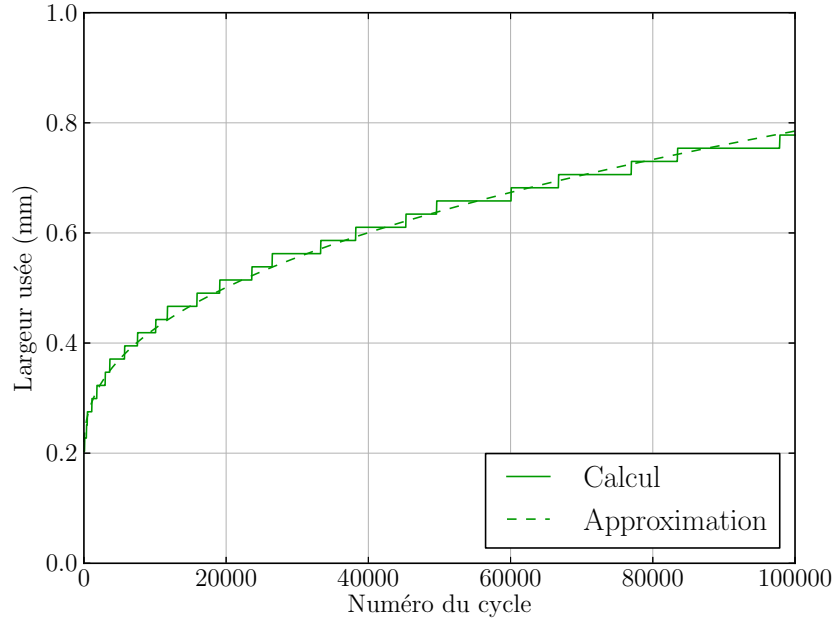


FIGURE 5 – Évolution de la largeur de la zone usée au cours du calcul, et approximation par une loi puissance.

4 Proposition d'un facteur d'accélération adaptatif

Différents résultats de la littérature montrent que si le facteur d'accélération est choisi trop élevé, des instabilités apparaissent sur le profil de pression au niveau des bords de la zone usée [14, 13]. Nous formulons alors l'hypothèse que ces oscillations proviennent du fait qu'un facteur d'accélération trop grand empêche de représenter l'élargissement de la zone usée pendant un certain nombre de cycles – autrement dit, l'élargissement qui aurait dû se produire au cours des ΔN cycles extrapolés n'est pas représenté. Sous cette hypothèse, la valeur limite du facteur d'accélération réside dans la vitesse d'élargissement de la zone usée.

Nous nous appuyons alors sur la loi d'évolution de la largeur de la zone usée formulée précédemment dans (4). L'idée est d'adapter la valeur du coefficient d'accélération à la vitesse d'élargissement de la zone usée : plus la zone usée s'élargit rapidement, plus l'accélération doit être modérée, et plus la vitesse d'élargissement est lente plus on autorise une grande extrapolation. La formule (5) donne, à partir de l'expression (4), la valeur du facteur d'accélération qui permet un élargissement ΔL_0 entre deux cycles calculés. Dans cette formule, $E : \mathbb{R} \mapsto \mathbb{Z}$ désigne la fonction partie entière.

$$\Delta N = E \left(\frac{\Delta L_0}{\lambda_1 \lambda_2} N^{1-\lambda_2} \right) \quad (5)$$

On propose alors de fixer une valeur de ΔL_0 pour tout le calcul, qui sera la valeur moyenne de l'élargissement de la zone usée entre deux cycles calculés. Notons qu'il s'agit bien de la valeur moyenne, l'élargissement de la zone usée étant nécessairement un multiple de la taille de maille. Si l'on choisit par exemple un élargissement moyen égal à un cinquième de la taille de maille, cela signifie que la zone usée s'élargira d'un élément tous les cinq cycles calculés en moyenne.

Pour appliquer cette stratégie, il est nécessaire d'estimer les coefficients λ_1 et λ_2 , *a priori* inconnus. Pour cela, le calcul est découpé en deux phases :

1. Dans un premier temps, on utilise une valeur arbitraire de ΔN sur un faible nombre de cycles.
2. Par la suite, les paramètres λ_1 et λ_2 sont réactualisés à l'issue de chaque cycle pour corrélérer au mieux l'évolution de la largeur de la zone usée connue à ce moment là du calcul.

La première phase permet d'initialiser la courbe d'évolution $L(N)$ de la largeur de la zone usée en fonction du cycle; et la procédure de détermination de ΔN est appliquée pendant la seconde phase. Cette

méthode présente en particulier l'avantage de ne pas nécessiter que l'utilisateur fixe un facteur d'accélération de manière arbitraire. Choisir une valeur de ΔN fixe pour tout le calcul n'est en effet pas évident *a priori*, ce choix reposant avant tout sur l'expérience de l'utilisateur.

Les résultats obtenus avec cette procédure d'accélération du calcul sont comparés avec des résultats à facteur d'accélération fixe. On donne par exemple les résultats sur un calcul à $\delta = 80 \mu\text{m}$ et $P = 30 \text{ N}$ sur 100 000 cycles. Le calcul à facteur d'accélération adaptatif a été réalisé en prenant $\Delta L_0 = 1.5 \mu\text{m}$. Dans ce cas, le facteur d'accélération varie entre 1 en début de calcul et plus de 600 en fin de calcul. Pour comparaison, le calcul à ΔN fixe a été réalisé à $\Delta N = 200$ ce qui conduit à calculer un nombre de cycles proche dans les deux cas – 543 cycles calculés avec facteur d'accélération adaptatif contre 500 cycles calculés avec facteur d'accélération fixe. Le profil d'usure obtenu par le calcul à facteur d'accélération adaptatif laisse voir de petites oscillations indésirables en bas du profil. Ces perturbations n'apparaissent pas sur le résultat de calcul à ΔN fixe (voir Figure 6). Ces irrégularités sont observées sur d'autres résultats de calcul à ΔN variable, et sont d'autant plus importantes que la valeur de ΔN en fin de calcul est grande.

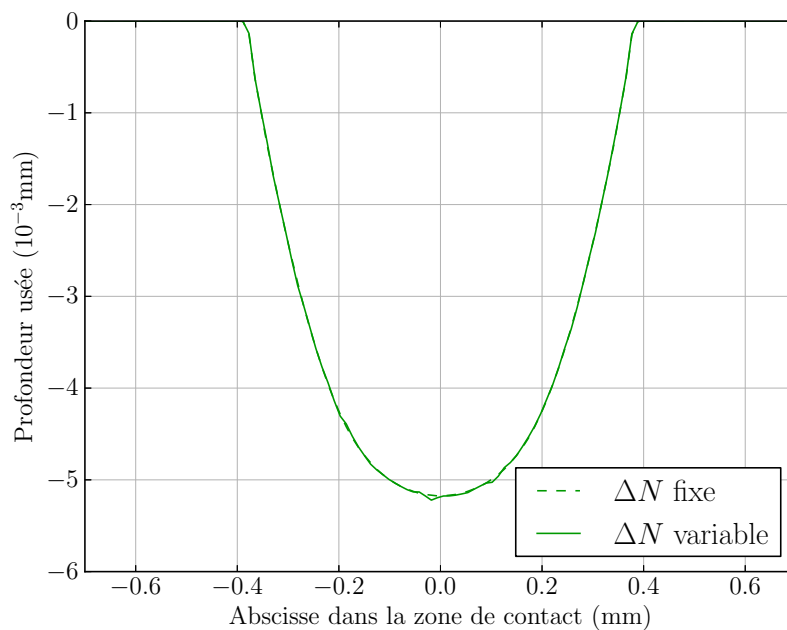


FIGURE 6 – Comparaison des profils d'usure obtenus sur le plan avec facteur d'accélération fixe ($\Delta N = 200$) et adaptatif ($\Delta L_0 = 1.5 \mu\text{m}$) sur 100 000 cycles avec $\delta = 80 \mu\text{m}$ et $P = 30 \text{ N}$.

5 Discussion et conclusion

L'examen des profils de pression calculés renseigne sur l'origine des perturbations observées. Les oscillations présentes sur le profil d'usure sont la conséquence de faibles irrégularités sur la pression de contact calculée, qui résultent d'une représentation imparfaite des conditions de contact. Ces faibles irrégularités se répercutent sur le profil d'usure calculé sur le cycle, et finissent par prendre de l'ampleur et être visible sur le profil d'usure final à cause de la multiplication par ΔN .

En conclusion de ces observations, on relève que l'hypothèse de départ selon laquelle la valeur maximale acceptable du facteur d'accélération est limitée par des effets se produisant sur les bords de la zone usée est insuffisante. En effet, choisir un facteur d'accélération trop grand peut également conduire à des erreurs au centre de la zone d'usure.

Une solution palliative consisterait à lisser les profils d'usure calculés à chaque cycle afin de supprimer les perturbations indésirables. Différents moyens peuvent être envisagés, par exemple une approximation du profil calculé par des polynômes ou par des splines. Une seconde piste concerne la formulation des conditions de contact. Dans ce travail, le contact est imposé à l'aide d'une méthode du type maître-

esclave, or ces méthodes se révèlent parfois peu précises concernant le calcul du champ de pression de contact. On sait par exemple qu'elles subissent avec peu de succès les tests de *patch*, qui consistent à transmettre un champ de pression uniforme à travers un contact plan [17]. Les travaux sur les méthodes mortar montrent que ces dernières seraient plus précises de ce point de vue [20]. Dans le cas qui nous intéresse, ces méthodes de formulation des conditions de contact apparaissent comme des candidates intéressantes, notamment dans les situations où l'on souhaite réaliser les calculs d'usure avec des sauts de cycles importants.

Références

- [1] CAST3M. <http://www-cast3m.cea.fr/>.
- [2] B. R. Akula. *Extended mortar method for contact and mesh-tying applications*. Thèse de doctorat, Université Paris sciences et lettres, Feb. 2019.
- [3] J. Archard. Contact and rubbing of flat surfaces. *Journal of Applied Physics*, 24(8) :981–988, 1953.
- [4] M. Braunovic. Fretting in electrical/electronic connections : A review. *IEICE Transactions on Electronics*, E92-C(8) :982–991, 2009.
- [5] K. Elleuch and S. Fouvry. Experimental and modelling aspects of abrasive wear of a A357 aluminium alloy under gross slip fretting conditions. *Wear*, 258(1-4) :40–49, Jan. 2005. 2nd International Conference on Erosive and Abrasive Wear (ICEAW 2), Churchill Coll, Cambridge, England, Sep 22-25, 2003.
- [6] S. Fouvry, P. Kapsa, and L. Vincent. Quantification of fretting damage. *Wear*, 200(1-2) :186–205, 1996.
- [7] S. Fouvry, T. Liskiewicz, P. Kapsa, S. Hannel, and E. Sauger. An energy description of wear mechanisms and its applications to oscillating sliding contacts. *Wear*, 255(1) :287–298, Sept. 2003. 14th International Conference on Wear of Materials, Washington, D.C., Mar 30-Apr 03, 2003.
- [8] S. Garcin, S. Fouvry, and S. Heredia. A FEM fretting map modeling : Effect of surface wear on crack nucleation. *Wear*, 330(SI) :145–159, June 2015. 20th International Wear of Materials Conference (WOM), Toronto, Canada, Apr 12-16, 2015.
- [9] M. Huq and J.-P. Celis. Expressing wear rate in sliding contacts based on dissipated energy. *Wear*, 252(5-6) :375–383, 2002.
- [10] L. Johansson. Numerical simulation of contact pressure evolution in fretting. *Journal of Tribology*, 116(2) :247–254, 1994.
- [11] P. Ko, G. Knowles, and M. Taponat. Friction characteristics and the wear process of metal pairs in sliding contacts - with applications to modelling wear of power plant components. *Wear*, 213(1-2) :148–158, Dec. 1997.
- [12] E. Marc. *Analyse de la réponse tribologique d'un contact cylindre/plan soumis à des sollicitations de fretting sous chargement complexe : influence d'une solution Lithium-Bore*. Thèse de doctorat, Université de Lyon, 2018.
- [13] C. Mary and S. Fouvry. Numerical prediction of fretting contact durability using energy wear approach : Optimisation of finite-element model. *Wear*, 263(1-6 SPEC. ISS.) :444–450, 2007.
- [14] I. McColl, J. Ding, and S. Leen. Finite element simulation and experimental validation of fretting wear. *Wear*, 256(11-12) :1114–1127, June 2004.
- [15] H. C. Meng and K. C. Ludema. Wear models and predictive equations - their form and content. *Wear*, 181(2) :443–457, Mar. 1995. 10th International Conference on Wear of Materials, Boston, MA, Apr 09-13, 1995.
- [16] M. Öqvist. Numerical simulations of mild wear using updated geometry with different step size approaches. *Wear*, 249(1-2) :6–11, Apr. 2001.
- [17] P. Papadopoulos and R. Taylor. A mixed formulation for the finite-element solution of contact problems. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 94(3) :373–389, Feb. 1992.
- [18] C. Paulin, S. Fouvry, and S. Deyber. Wear kinetics of Ti-6al-4v under constant and variable fretting sliding conditions. *Wear*, 259(1-6) :292–299, 2005.
- [19] C. Paulin, S. Fouvry, and C. Meunier. Finite element modelling of fretting wear surface evolution : Application to a Ti-6al-4v contact. *Wear*, 264(1-2) :26–36, Jan. 2008.
- [20] A. Popp. *Mortar Methods for Computational Contact Mechanics and General Interface Problems*. Thèse de doctorat, Technische Universität München, 2012.
- [21] P. Pödra and S. Andersson. Simulating sliding wear with finite element method. *Tribology International*, 32(2) :71–81, Feb. 1999.

- [22] P. Wriggers. *Computational Contact Mechanics*. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2 edition, 2006.
- [23] T. Yue and M. Wahab. A review on fretting wear mechanisms, models and numerical analyses. *Computers, Materials and Continua*, 59(2) :405–432, 2019.