



Couplage FEM/DEM pour l'interaction entre instabilités dynamiques et débits de troisième corps dans un problème tribologique

Viet-Hung Nhu, Mathieu Renouf, Yves Berthier

► To cite this version:

Viet-Hung Nhu, Mathieu Renouf, Yves Berthier. Couplage FEM/DEM pour l'interaction entre instabilités dynamiques et débits de troisième corps dans un problème tribologique. 11e colloque national en calcul des structures, CSMA, May 2013, Giens, France. hal-01722334

HAL Id: hal-01722334

<https://hal.science/hal-01722334>

Submitted on 3 Mar 2018

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.

Public Domain

Couplage FEM/DEM pour l'interaction entre instabilités dynamiques et débits de troisième corps dans un problème tribologique

Viet-Hung NHU¹, Mathieu RENOUF², Yves BERTHIER¹

¹ Laboratoire LaMCoS - UMR 5259 CNRS - INSA de Lyon, {Viet-Hung.Nhu,Yves.Berthier}@insa-lyon.fr

² Laboratoire LMGC - UMR 5508 CNRS - Université Montpellier 2, Mathieu.Renouf@univ-montp2.fr

Résumé — En tribologie, une question encore ouverte concerne la relation qui peut exister entre le comportement dynamique des corps en contact et la rhéologie de l'interface. Grâce aux outils numériques tels que le couplage FEM/DEM, il est aujourd'hui possible de répondre à cette question. Nous proposons ici de montrer les connexions qu'ils existent entre le comportement de l'interface et la dynamique des corps en contact en comparant également les résultats numériques obtenus avec ceux d'une expérience modèle.

1 Introduction

Suivant le concept proposé par Godet et Berthier [1], à savoir le concept de triplet tribologique, il est difficile d'étudier un contact et de comprendre les mécanismes sous-jacents sans prendre en compte à la fois les corps en contact, le mécanisme les contenant et l'interface les séparant. C'est pourquoi, en tribologie, une question encore ouverte concerne la relation qui peut exister entre le comportement dynamique des corps en contact et la rhéologie de l'interface : comment les re-circulation au coeur du contact modifient les vibrations ou instabilité locale et inversement.

Si pendant de nombreuses années envisager la modélisation d'une telle combinaison était "impossible", aujourd'hui, coupler approches discrète et continue au sein d'une même simulation n'est plus impossible. En effet différentes approches couplent les échelles des corps en contact et du troisième corps [2, 3, 4]. Ces modèles prennent en compte les effets locaux sur le comportement des corps en contact et/ou l'influence directe de la déformation des premiers corps sur la rhéologie de l'interface. Dans une même simulation, la description de l'interface est enrichie par éléments discrets et transfère l'information mécanique aux milieux continus par un élément hybride [4] tandis que d'autres modèles discrets se placent à l'échelle de la structure du matériau pour reproduire la dégradation et fracturation du matériau [5, 6, 7].

Si ces modèles représentent déjà des améliorations majeures dans la modélisation de problèmes tribologiques, ils restent encore aujourd'hui à franchir deux aspects majeurs. Il faut pouvoir étendre les méthodes couplant descriptions des premiers corps et des interfaces à des systèmes plus représentatifs et pouvoir proposer des résultats plus quantitatifs.

Les présents travaux sont consacrés à la mise en place d'un couplage continu/discontinu au sein d'une même simulation, en combinant la méthode des éléments discrets pour décrire l'évolution de particules rigides et la méthode des éléments finis pour prendre en compte la déformation de la structure. Les résultats numériques obtenus sont comparés à des résultats expérimentaux issus d'une expérience modèle [8] mettant en contact un disque en polycarbonate et un manchon en acier.

2 Cadre numérique

Le cadre numérique repose sur une approche de dynamique implicite (*Non Smooth Contact Dynamic* [9]) prenant en compte les non-régularités du contact et permettant de mixer les deux types de description (discrète et continue). Le problème basé sur l'équation de la dynamique globale est ramené à un problème écrit en terme de variables locales (niveau des contacts) :

$$\begin{cases} \mathbf{v}_{i+1} = \mathbf{v}_{free} + \mathbb{W}h\mathbf{r}_{i+1} \\ \text{Interaction}(\mathbf{v}_{i+1}, \mathbf{r}_{i+1}) \end{cases}, \quad (1)$$

où $\mathbb{W}$ est la matrice de Delassus contenant les informations sur l'inertie du système ainsi que la connectivité entre éléments. La seconde partie de l'équation (1) concerne la ou les lois de contact qui doit être satisfaites par le couple vitesse/force de contact $(\mathbf{v}_{i+1}, \mathbf{r}_{i+1})$.

Le contact entre premier corps sera associé à une loi de contact unilatéral avec frottement de Coulomb.

Concernant les interactions au sein du troisième corps et entre les particules de troisième corps et le premier corps, de nombreux phénomènes peuvent se produire : fragmentation, agglomération, réactions chimiques, etc. Tout ces phénomènes peuvent se traduire par des variations des propriétés cohésives des particules de troisième corps. Ceci sous-entend donc qu'il faut prendre en compte une cohésion locale au sein du troisième corps. Ainsi pour décrire le contact entre particules constituant le troisième corps, on utilise une loi de contact unilatéral cohésive définie par les conditions de complémentarités suivantes :

$$(r_n + \gamma) \geq 0 \quad g \geq 0 \quad (r_n + \gamma) \cdot g = 0 \quad (2)$$

Le contact unilatéral (condition d'impénétrabilité) se traduit par le fait que l'interstice g doit rester positif ($g \geq 0$) et que la composante normale de l'impulsion locale, augmentée d'une force cohésive γ , reste elle aussi positive ($(r_n + \gamma) \geq 0$). Le cas sans cohésion ($\gamma = 0$) nous ramène au contact unilatéral classique défini au sens de Signorini.

3 Modèle numérique

Le modèle utilisé ici se compose de deux corps en contact représentés par un disque en polycarbonate et un cylindre rigide. Ce disque en polycarbonate est fixé sur sa périphérie extérieure. Le cylindre rigide permette de réaliser une mise en charge radiale axisymétrique et d'imposer une vitesse instantanée périphérique, créant un contact à l'intérieur du disque.

Pour représenter le disque en polycarbonate, un modèle FEM en deux dimensions est défini et décrit par un maillage régulier suivant les directions radiale et circonférentielle. Le nombre d'éléments est de 15 400 et la taille des éléments au contact au niveau du disque intérieur est de 0.5855 mm. Le cylindre intérieur en acier est modélisé par une surface parfaitement rigide (c.f Fig 1).

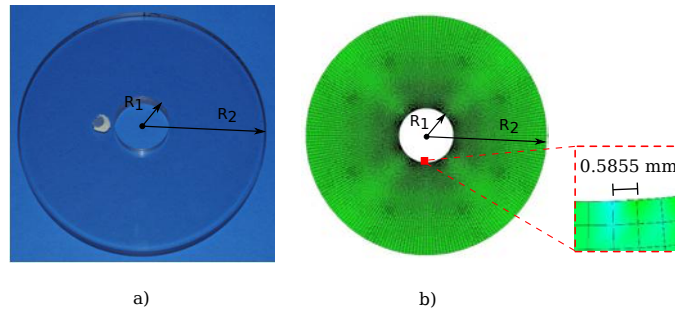


Fig. 1 – Echantillon expérimentale a) et modèle numérique par 15 400 éléments finis b).

Les particules DEM constituant le troisième corps sont injectées à l'interface de contact dont un rayon moyen de 20 μm et forment une couche d'épaisseur d'environ 50 μm conformément aux observations faites dans le cadre expérimental [8].

4 Résultats

4.1 Analyse modale

Afin de caractériser les modes de vibration du système excités par les forces de frottement, une analyse modale du système est effectuée. Cette étape préliminaire sera ensuite comparée à une analyse temporelle.

Le contact entre le disque et le manchon étant un problème non-linéaire, une linéarisation du contact est nécessaire pour effectuer l'analyse modale du système. Les éléments de contact non-linéaires sont donc remplacés par des éléments linéaires introduisant une rigidité dans les directions normale et tangentielle au contact.

Un analyse statique est développée pour simuler la dilatation du manchon. Toutefois, dans le but d'analyser le comportement dynamique du système pendant la rotation du disque, une analyse modale précontrainte est nécessaire. Une fois calculée la position d'équilibre glissante, l'analyse modale est effectuée sur le modèle précontraint.

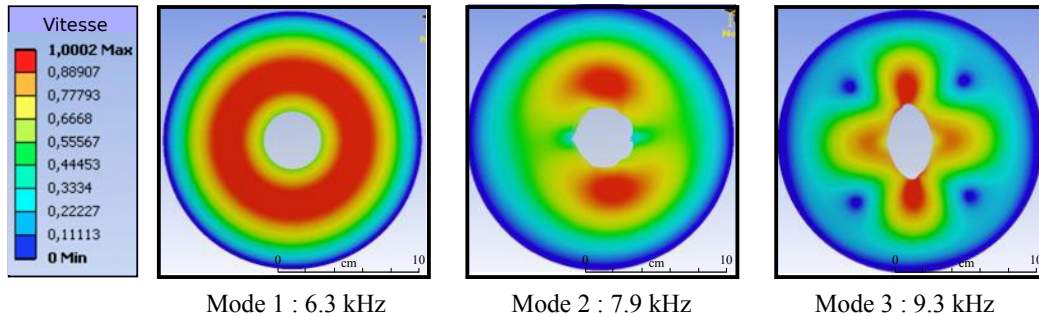


Fig. 2 – Modes de vibration du système calculés avec une analyse modale précontrainte.

La figure 2 montre les modes de vibration calculés pour le disque en condition précontrainte sur le rayon intérieur. Ces modes de vibration ont les mêmes ordres de grandeurs que ceux mesurés expérimentalement, nous donnant ainsi un premier point pour valider le modèle.

4.2 Analyse transitoire

Celle-ci, faite tout d'abord sans troisième corps, permet d'analyser les vibrations du système et le comportement local des contraintes de contact en régime stable ou instable (difficile à mesurer expérimentalement). Les fréquences et les déformées en régime instable sont ainsi liées aux modes du système.

Ensuite, l'analyse temporelle est conduite avec des particules présentes dans le contact. Nous obtenons une localisation des contraintes de cisaillement maximales autour de la zone de contact contenant le troisième corps. Au cours de la simulation, on observe une migration des particules du troisième corps venant parasiter au fur et à mesure les différentes zones de contact, tout en gardant un comportement harmonique pour le système (cf. Fig 3).

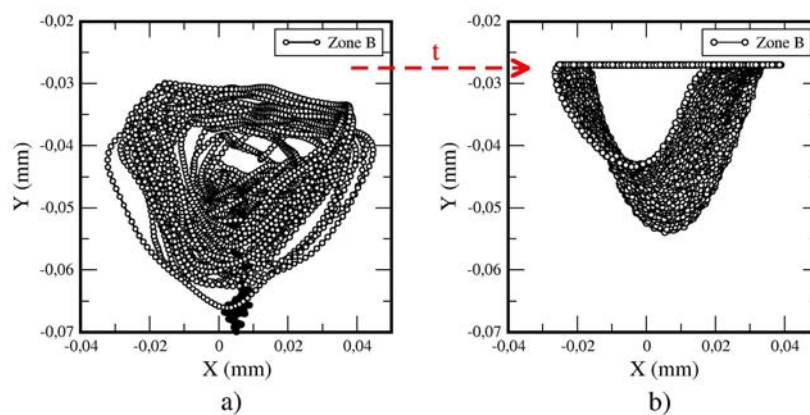


Fig. 3 – Trajectoire du noeud de la zone B pour deux intervalles de temps avec a) et sans b) macro-particule.

En focalisant au niveau du contact, la figure 4 montre les vecteurs de vitesse des micro-particules appartenant aux zones **A** et **B** dans l'état initial (cf. Fig 4 a) et au cours de la simulation (cf. Fig 4 b). La présence de troisième corps artificiel dans le contact et son déplacement sont des points importants qui nous permettent d'obtenir un comportement similaire à celui observé expérimentalement.

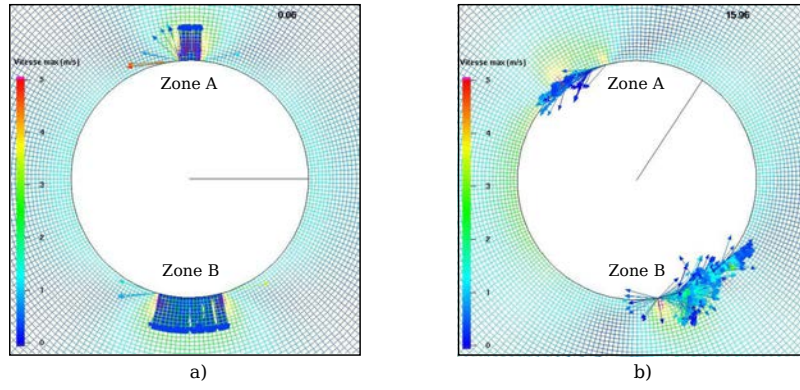


Fig. 4 – Vecteurs vitesse des particules de troisième corps dans les zones A et B à l'état initial a) et au cours de la simulation b).

L'augmentation des contraintes tangentielles maximales autour de la zone de contact contenant le troisième corps et distribuée de façon homogène initialement (après mise en charge par une dilatation radiale du cylindre). Durant la simulation, la rotation du cylindre rigide entraîne la séparation ou la ré-agglomération des particules de troisième corps conduisant à une hétérogénéité dans la distribution des contraintes tangentielles maximales (cf. Fig 5).

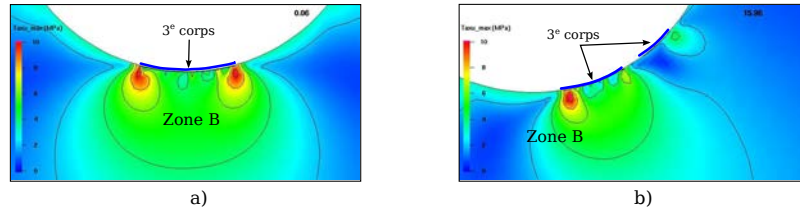


Fig. 5 – Contrainte tangentielle maximale dans la zone B à l'état initial a) et au cours de simulation b).

Lors de l'observation de l'évolution du nombre de particules de troisième corps suivant le secteur angulaire (cf. Fig 6), le nombre de particules confirme l'apparition de la séparation et puis la ré-agglomération des particules de troisième corps au cours de la simulation.

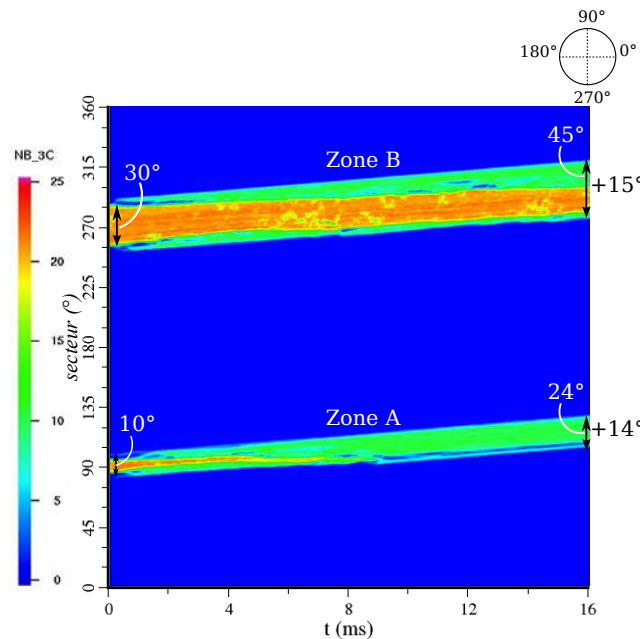


Fig. 6 – Observation du nombre de particules de troisième corps par secteur angulaire en fonction du temps avec deux macro-particules

De plus, la taille des deux macro-particules (en représentation polaire) s'élargie en fonction du temps, i.e. passe de 10° à 24° pour la macro-particule de la zone **A** et de 30° à 45° pour celle de la zone **B**. La taille du macro-particule de troisième corps est importante pour une distribution locale. Une fois une taille suffisamment grande atteinte, ses effets d'élargissement et de séparation ou de ré-agglomération conduisent à une ré-distribution locale de la contrainte tangentielle maximale.

Les fréquences et les déformées recoupent également l'analyse modale du système. Elle montre une correspondance entre la fréquence de cette analyse transitoire avec la déformée modale (mode 3) (cf. Fig 7)

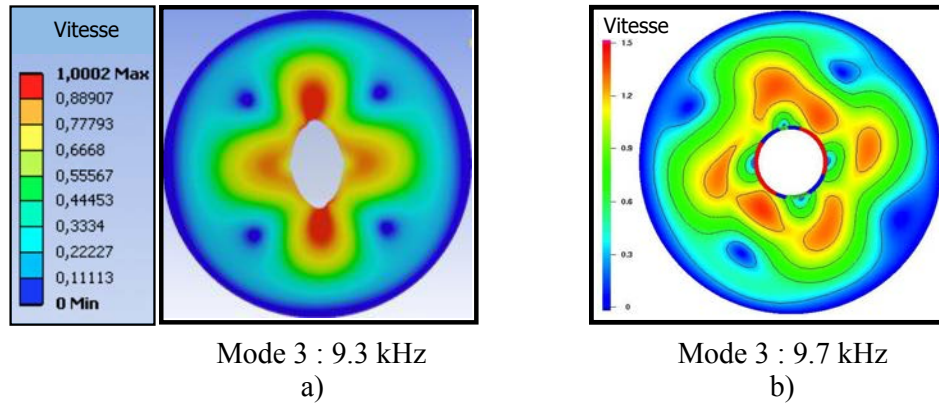


Fig. 7 – Déformée du mode 3 de vibration du disque avec analyse précontrainte a) et distribution des vitesses calculée sur le disque pendant la simulation avec le troisième corps a) b).

Sur la partie droite de la figure 8 b), on peut observer le champ de contrainte de cisaillement maximale au cours de simulation ainsi que le statut des noeuds en contact. On observe tout d'abord une concentration de contraintes au niveau des zones d'intérêt (zone **A** et **B**). A la limite de ces zones, les noeuds en contact ont un statut décollé à la proximité des particules et on observe un état glissant pour les autres noeuds en contacts.

Pour finir on superpose résultats numériques et expérimentaux. En faisant un zoom sur l'interface de contact, il est alors possible de comparer avec précision les simulations numériques utilisant des macro-particules introduites artificiellement et le modèle expérimental générant naturellement des particules de troisième corps (cf. Fig 8). La comparaison montre une très bonne corrélation entre les deux modèles en terme de régimes d'instabilités et de valeur de contraintes. Le nombre d'ordre (associé aux franges) donne un niveau équivalent au contrainte des modèles numériques.

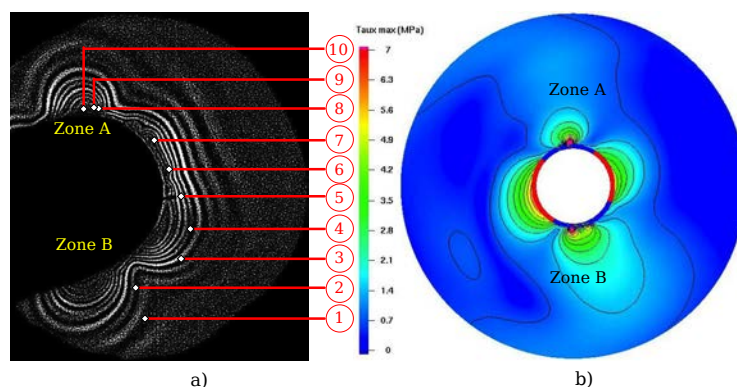


Fig. 8 – Contrainte de cisaillement maximale a) mesurée expérimentalement et b) par modèle numérique.

Dans les deux cas, on observe un taux de contrainte proche de 7 MPa . De plus, les zones d'influence des particules sont très proche (probablement plus importante dans le modèle numérique dû à la rigidité des grains).

Ainsi le modèle numérique couplé permet de retrouver des résultats pas uniquement qualitatif mais aussi quantitatif, nous permettant ainsi de franchir une étape supplémentaire dans la modélisation des interfaces tribologiques.

5 Conclusion

L'approche de *couplage FEM-DEM* dans une même simulation permet d'appréhender un milieu discontinu et hétérogène au coeur de l'interface. Même si l'interface utilisée est déjà présente au coeur du contact et ne vas pas évoluer (pas de création de particules), elle permet de mettre en évidence l'utilisation d'outil de mesure permettant de *repérer* les particules via les instabilités dynamiques et permet d'avoir des résultats pas uniquement quantitatifs mais aussi qualitatifs puisque la comparaison avec les taux de contraintes expérimentaux sont en très bonne adéquation.

Références

- [1] Yves Berthier. Experimental evidence for friction and wear modelling. *Wear*, 139 :77–92, 1990.
- [2] F. Bucher, A.I. Dmitriev, M. Ertz, K. Knothe, V.L Popov, S.G Psakhie, and E.V Shilko. Multiscale simulation of dry friction in wheel-rail contact. *Wear*, 261 :874–884, 2006.
- [3] I. Temizer and P. Wriggers. A multiscale contact homogenization technique for the modelling of third bodies in the contact interface. *Comp. Methods Appl. Mech. Engrg*, 198 :377–396, 2008.
- [4] H. P. Cao, M. Renouf, F. Dubois, and Y. Berthier. Coupling continous and discontinous descriptions to model firts bodie deformation in third body flow. *Journal of Tribology*, 133(4) :041601, 2011.
- [5] B. Luan, S. Hyun, J. Molinari, N. Bernstein, and M. Robbins. Multiscale modeling of two-dimensional contacts. *Physical Review E*, 74 :046710, 2006.
- [6] G. Sfantos and M. Aliabadi. Multi-scale boundary element modelling of material degradation and fracture. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 196 :1310–1329, 2007.
- [7] G. Anciaux and J.F. Molinari. Contact mechanics at the nanoscale : a 3d multi-scale approach. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 79 :1041–1067, 2009.
- [8] M. Renouf, A. Saulot, F. Massi, and N. Fillot. Dialogues numériques entre échelles tribologiques. 2012.
- [9] M. Jean. The non-smooth contact dynamics method. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 177(3-4) :235 – 257, 1999.