

Etude numérique de la distribution de la température dans les contacts glissants en régime transitoire

Nadia ADERGHAL¹, Tahar LOULOU^{1*}, Ali BOUCHOUCHA², Philippe ROGEON¹

¹Laboratoire de d'Ingénierie des Matériaux de Bretagne, ET2E, BP 92116, F-56321 Lorient, CEDEX

²Laboratoire de Mécanique, Campus Chaabat-Erssas, Université Mentouri, Constantine 25000, ALGERIE

*(auteur correspondant : tahar.loulou@univ-ubs.fr)

Résumé - Dans cet article, le problème de transfert de chaleur dans un contact glissant est étudié numériquement en régime transitoire. La source de chaleur considérée est une bande infinie mobile sur un milieu semi infini avec et sans refroidissement par convection à la surface en dehors de la zone de contact. Ce modèle de contact glissant a été résolu numériquement par la méthode des éléments finis au moyen d'un code de calcul commercial. Plusieurs solutions analytiques de certaines configurations précises ont été utilisées pour analyser et caler les résultats obtenus numériquement. Après la qualification de la méthode de résolution, ce travail nous a permis d'étudier l'influence du nombre de Peclet (vitesse de déplacement) et le nombre de Biot (coefficient de convection) sur l'évolution temporelle et spatiale de la température à la surface et au sein du milieu semi infini en régime instationnaire.

Nomenclature

a	demi largeur de contact, m	x, z	coordonnées cartésiennes, m
b	demi largeur du milieu semi-infini, m	<i>Symboles grecs</i>	
h	coefficient de convection, $W.m^{-2}K^{-1}$	α	diffusivité thermique, $m^2.s^{-1}$
k	conductivité thermique, $W.m^{-1}K^{-1}$	ϵ	rapport de constriction a/b ,
q	densité de flux, $W.m^{-2}$	<i>Indices et exposants</i>	
T	Température, K	i	initiale
t	temps, s	∞	au loin
V	vitesse, $m.s^{-1}$		

1. Introduction

Le frottement sec de deux matériaux solides génère un ensemble de phénomènes complexes de nature mécanique, physico-chimique et autres qui peut se traduire par différents modes de dissipation d'énergie. L'essentiel de l'énergie dissipée en frottement se fait sous forme de chaleur au niveau de l'interface des deux matériaux en contact. Bien que ce phénomène soit très ancien [1, 2], il reste, sur le plan scientifique et à l'échelle microscopique, difficile à maîtriser dans certaines configurations telles que : régime instationnaire, présence de convection, déplacement relatif entre les matériaux en contact.

Dans le cas de deux surfaces métalliques, les pics des aspérités qui constituent l'aire de contact réel sont soumis au cisaillement et à des variations importantes de température. En effet, l'interface dissipe l'énergie mécanique due au frottement et devient source de chaleur entre les deux matériaux en contact. L'élévation locale de la température dans le contact peut fortement affecter les propriétés thermophysiques de surface des matériaux en contact dynamique. La connaissance des températures de contact peut donc s'avérer indispensable pour la compréhension du compor-

tement et la caractérisation de l'interface. Plusieurs auteurs ont abordé ce problème physique fondamental et les solutions analytiques données dans les références [1, 2, 3, 4, 5, 6, 8] représentent le point de départ de cette étude. Ces auteurs détaillent le calcul analytique de la distribution de température dans un milieu semi infini soumis au passage d'une source en bande mobile. Les conditions aux limites thermiques en dehors de la zone de contact sont supposées généralement adiabatiques dans la majorité des cas à l'exception des références [3, 7, 9] où l'on considère un échange par convection entre le milieu semi infini et le milieu ambiant en dehors de la zone de contact en supposant un régime stationnaire. Ce modèle de source est largement utilisé pour simuler les phénomènes de diffusion de la chaleur dans plusieurs applications industrielles telles que : le soudage par faisceau laser ou d'électron, le frottement entre deux solides, l'usinage des pièces et d'autres applications.

Le travail présenté dans cet article vise à déterminer numériquement et à étudier l'évolution de la température superficielle d'un milieu semi-infini lorsqu'il est soumis à une source mobile de chaleur en bande étroite. L'influence du refroidissement par convection et la vitesse de déplacement de la source sur l'évolution de la température de surface, en régime stationnaire, sont aussi présentées. Finalement le cas instationnaire complet où la source de chaleur est mobile en présence de convection à la surface du milieu semi-infini est analysé.

2. Description du modèle

On considère une source de chaleur sous forme d'une bande de largeur $2a$ placée à la surface d'un milieu semi-infini initialement à une température uniforme T_i , voir figure (1). Cette source est animée d'une vitesse de translation V suivant l'axe ox . Dans une première approche, cette vitesse est supposée constante. Le déplacement de la source à la surface du milieu semi-infini génère un champs de température transitoire dans celui-ci décrit par le modèle suivant, supposé linéaire dans une première approche :

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{V}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

$$-k \frac{\partial T}{\partial z} = \begin{cases} q & -a \leq x \leq +a \\ h[T_\infty - T] & x < -a \text{ et } x > +a \end{cases} \quad z = 0 \quad (2)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=-b} = \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=+b} = 0 \quad \text{pour} \quad 0 < z < \infty \quad (3)$$

$$T(x, z, t) = T_i \quad \text{quand} \quad z \rightarrow \infty \quad (4)$$

$$T(x, z, t) = T_i \quad \text{à} \quad t = 0 \quad (5)$$

La température initiale T_i et la température ambiante T_∞ sont supposées égales. L'introduction des variables adimensionnelles suivantes :

$$x^+ = \frac{x}{L}, \quad z^+ = \frac{z}{L}, \quad t^+ = \frac{\alpha t}{L^2}, \quad T^+ = \frac{T - T_i}{T_r}$$

$$Fo = \frac{\alpha t}{L^2}, \quad Pe = \frac{VL}{2\alpha}, \quad Bi = \frac{hL}{k} \quad \text{avec} \quad T_r = \frac{qL}{k} \quad \text{et} \quad L = a$$

permet d'obtenir le nouveau système d'équation (les signes + sont omis pour une meilleure clarté)

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + Pe \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial t} \quad (6)$$

$$-\frac{\partial T}{\partial z} = \begin{cases} 1 & -1 \leq x \leq +1 \\ -BiT & x < -1 \text{ et } x > +1 \end{cases} \quad z = 0 \quad (7)$$

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=-1/\epsilon} = \left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=+1/\epsilon} = 0 \quad \text{pour} \quad 0 < z < \infty \quad (8)$$

$$T(x, z, t) = 0 \quad \text{quand} \quad z \rightarrow \infty \quad (9)$$

$$T(x, z, t) = 0 \quad \text{à} \quad t = 0 \quad (10)$$

où les constantes Pe et Bi représentent le nombre de Peclet et de Biot respectivement. La résolution d'un tel système d'équations par les outils analytiques traditionnels est impossible. Dans ce qui suit, nous allons utiliser un code de calcul commercial pour résoudre ce problème (COMSOL).

3. Résultats et discussion

Pour respecter la configuration milieu semi-infini et ainsi pouvoir comparer nos résultats obtenus numériquement à ceux de la littérature, nous avons pris un rapport de constriction $\epsilon = a/b = 0.01$. La forte disproportion géométrique entre les zones de contact et non contact, dans ce cas, nous oblige à prendre un maillage très fin sur la largeur de la bande de source et les zones immédiates autour de celle-ci afin de suivre au mieux l'évolution spatiale des champs de température. De même pour la dimension temps, un très petit pas a été adopté pour diminuer et limiter les instabilités numériques liées à cette résolution par éléments finis. Concrètement, on réalise plusieurs simulations en raffinant à chaque fois le pas de discrétisation spatiale et donc en augmentant le nombre d'éléments. Afin qu'on puisse comparer nos résultats à ceux de la littérature [1, 2], la température obtenue à partir de notre résolution des équations (6)-(10) est multipliée par la valeur πPe .

Régime stationnaire : Tout d'abord le code de calcul utilisé a été testé en comparant ses résultats à ceux donnés par une ou plusieurs solutions analytiques connues dans la littérature. Nous avons commencé par la plus simple des comparaisons celles qui concerne le régime stationnaire et source immobile sans convection à la surface ($Bi = 0$). La solution de ce problème est bien connue et est donnée dans les référence [1] et [2]. La figure (2) montre l'évolution de la température de surface du milieu en fonction du nombre de Peclet. Un maillage fin et croissant, en partant de la zone de contact, nous a permis d'obtenir une erreur de calcul inférieure à 1 % entre la solution analytique et numérique. En effet dans la zone immédiate de passage de la source, le flux de chaleur reçu par le solide est redistribué par diffusion et transport. Le terme de transport et le gradient thermique sont importants, d'où la nécessité d'adopter un maillage fin dans cette zone. L'inspection de figure (2) montre que le pic de la température maximale atteinte sur la zone de contact se déplace vers la limite de cette dernière avec l'augmentation du nombre de Peclet. Ce résultat est bien connu dans la littérature. La méthode numérique des éléments finis utilisée est capable de restituer cette observation avec une grande précision. La figure (3) montre la distribution spatiale de la température dans le solide semi-infini. Dans ce cas aussi la méthode numérique employée restitue fidèlement les profils de température obtenus analytiquement [2]. Les figures (4) et (5) montrent les isothermes dans le solide. Comme rapporté dans la littérature, on

constate que l'augmentation du nombre de Peclet réduit la profondeur de pénétration de la chaleur dans le solide. On est alors en présence d'une zone périphérique caractérisée par un phénomène de peau thermique. Ce phénomène est d'autant plus important que la vitesse de déplacement de la source est grande.

Les figures (6), (7) et (8) montrent les distributions de température à la surface et à l'intérieur du solide en présence de convection à la surface. Comme attendue en dehors de la zone de contact de la bande, la présence de convection a tendance à diminuer le niveau de température atteint. Cette diminution est plus importante après le passage de la source (zone de contact) et s'accroît avec l'augmentation du nombre de Biot comme le montre la figure (6). Une comparaison des figures (4) et (7) montre bien l'effet de la présence de convection à la surface du solide sur l'évolution et le niveau des isothermes au sein de celui-ci. Sur la figure (7), on remarque clairement un retournement des isothermes vers la zone de contact, tout près de la surface de refroidissement, qui témoigne bien de la présence de convection. En l'absence de cette dernière les isothermes se terminent perpendiculairement à cette même surface comme le montre la figure (4).

Régime instationnaire : Finalement nous avons procédé à l'étude de notre problème dans le cas instationnaire. Le premier cas analysé est celui qui concerne une source bande immobile sans convection à la surface. En effet, une solution analytique de ce problème existe dans la littérature [10] et elle nous a permis de tester les capacités de la méthode numérique. Cette solution nous a permis surtout d'analyser le raffinement du pas de temps et d'étudier son influence sur les résultats obtenus. Dans ce cas transitoire, un raffinement approprié des pas de temps et d'espace nous a permis d'atteindre une erreur inférieure à 1% entre la solution analytique et numérique. C'est cette même résolution spatiale et temporelle qui a été utilisée pour étudier les cas qui nous intéressent : source mobile avec convection à la surface. La figure (10) montre l'évolution de la température moyenne de contact en fonction du temps pour différentes valeurs du nombre de Peclet et en absence de convection ($Bi = 0$). Cette même figure montre que le temps d'établissement du régime permanent a tendance à diminuer avec l'augmentation du nombre de Peclet. A l'inverse, la température moyenne de contact augmente avec la croissance du nombre de Peclet. Finalement, les valeurs calculées pour des temps très grands (nombre de Fourier $Fo > 10^4$) correspondent bien aux valeurs obtenues analytiquement en régime stationnaire [1] et la température moyenne de contact montre une croissance en puissance 1/2 avec le nombre de Peclet comme le montre la figure (9). Pour le rapport de constriction utilisé dans cette étude ($\epsilon = 0.01$), la résolution adoptée marche avec aucune restriction sur le nombre de Peclet.

En présence de refroidissement à la surface du milieu semi-infini, la température moyenne de contact diminue en fonction de l'augmentation du coefficient de convection, voir figure (11). On observe aussi que le temps d'établissement du régime permanent (température moyenne de contact constante) semble être le même quelque soit le nombre de Biot choisi et ce pour un nombre de Peclet donné.

4. Conclusion

Cette première étude numérique, basée sur un modèle 2D transitoire a permis d'analyser l'influence de la vitesse et de la présence de convection sur la diffusion de chaleur dans un milieu semi-infini soumis à une source mobile. Les résultats numériques du code utilisé ont été validés par plusieurs solutions analytiques disponibles dans la littérature où une bonne concordance, inférieure à 1 %, a été observée entre les deux calculs. Par la suite, plusieurs combinaisons de vitesse de déplacement et de convection ont été analysées en régime stationnaire et transitoire.

Cette résolution numérique nous a permis de connaître l'évolution de la température moyenne de contact nécessaire par la suite dans le calcul de la résistance de constriction en régime transitoire et en présence de convection. Cette démarche numérique ouvre la voie à d'autres cas importants qui ne peuvent être traités analytiquement jusqu'à présent et en particulier la résolution du même problème dans le cas non linéaire très utile et très utilisé en thermomécanique.

Références

- [1] H. S. Carslaw, J. C. Jaeger, *Conduction of heat in Solids*, Clarendon Press, Oxford, (1959).
- [2] J. C. Jaeger, Moving sources of heat and the temperature at sliding contacts, *Proc. Roy. Soc. NSW*, 76, (1942), 203-224
- [3] N. R. DesRuisseaux, R. D. Zerkle, Temperature in semi-infinite and cylindrical bodies subjected to moving heat sources and surface cooling, *ASME J. Heat Transfer*, 08, (1970), 456-464.
- [4] J. P. Bardon, Bases physiques des conditions de contact thermique imparfait entre milieux en glissement relatif, *Revue Générale de Thermique*, Fr.386 (1994), 86-91.
- [5] N. Laraqi, Températures de contact et coefficient de partage de flux généré par frottement sec entre deux solides. Approche nouvelle de la génération de flux, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 35 (1992), 3131-3138.
- [6] N. Laraqi, Phénomène de constriction thermique dans les contacts glissants, *Int.J.Heat mass Transfer*, Vol 38, No.17 (1996), 3717-3724.
- [7] J. M. Garcia, N. Laraqi, Steady state temperature of two-layer body subjected to a moving heat source and convective cooling, *Int. J. Thermal Sciences*, sous presse, (2009).
- [8] N. Laraqi, Velocity and relative contact size effect on the thermal constriction resistance in sliding solids, *ASME, J. Heat Transfer*, 119, (1997), 173-177.
- [9] J. Li, J.C.M. Li, Temperature distribution in workpiece during scratching and grinding, *Materials Science and Engineering A*, 409 (2005), 108-119.
- [10] P. J. Turyk, M. M. Yovanovich, Transient constriction resistance for elemental flux channels heated by uniform flux sources, *22nd Heat Transfer Conference*, (Niagara Falls, NY, 6-8, Août, 1984), ASME Paper No. 84-HT-52, 1-8.

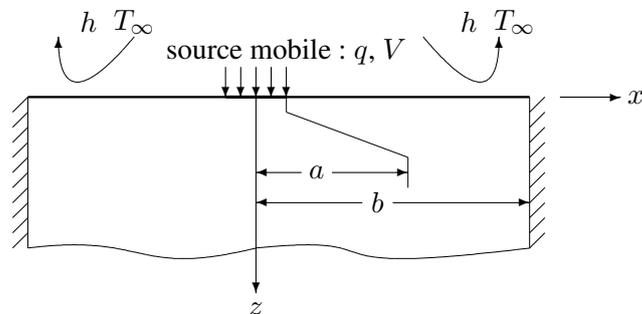


Figure 1 : Géométrie du modèle étudié.

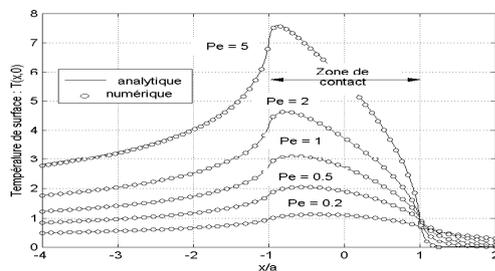


Figure 2 : Evolution de la température de surface en fonction du nombre de Pelet Pe

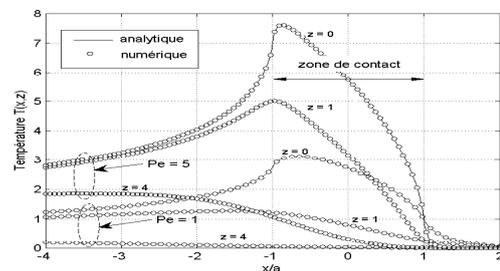


Figure 3 : Evolution de la température dans le milieu semi-infini en fonction du nombre Pe

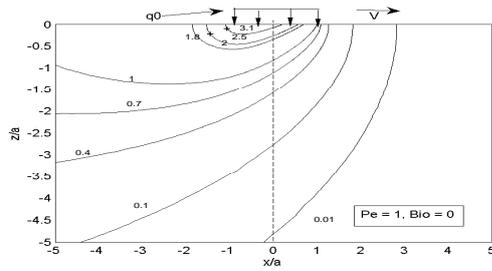


Figure 4 : Evolution des isothermes dans le milieu pour $Pe = 1$ et sans convection à la surface

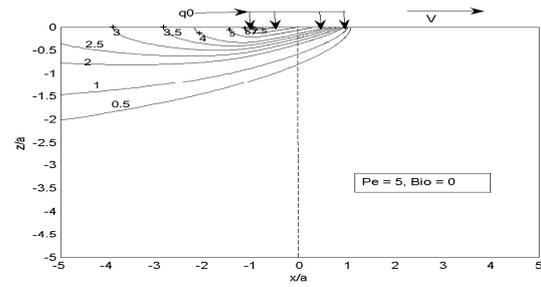


Figure 5 : Evolution des isothermes dans le milieu pour $Pe = 5$ et sans convection à la surface

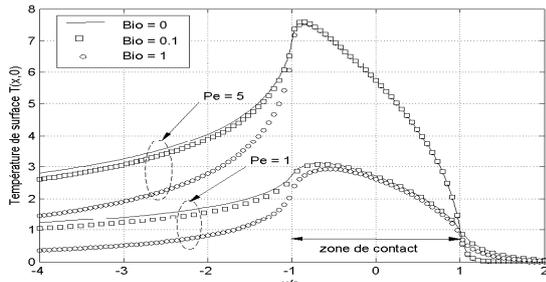


Figure 6 : Evolution de la température de surface du solide pour différents nombres de Peclet et Biot

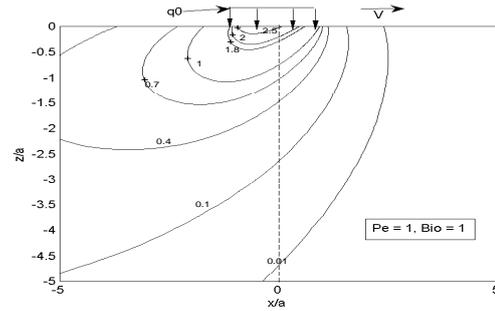


Figure 7 : Evolution des isothermes dans le solide pour les cas des nombre adimensionnels : $Pe = 1$ et $Bi = 1$

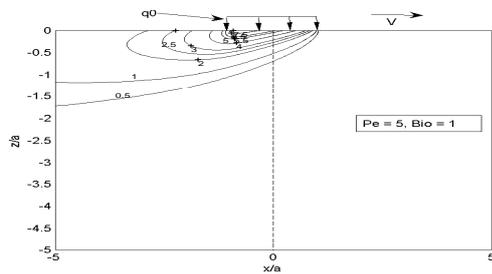


Figure 8 : Evolution des isothermes dans le solide en cas de source mobile avec convection

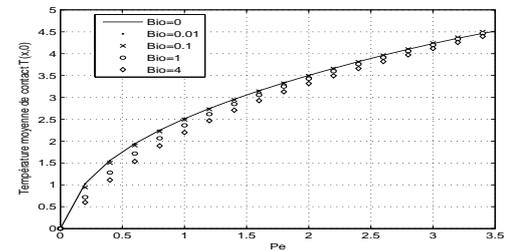


Figure 9 : Evolution de la température moyenne de contact en fonction des nombres Pe et Bi

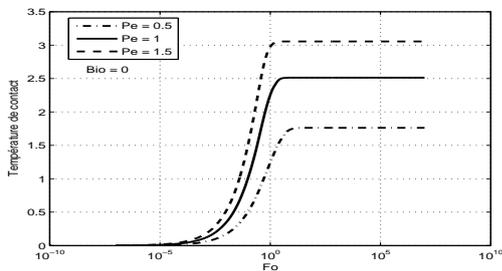


Figure 10 : Evolution de la température moyenne de contact en fonction du temps en absence de convection

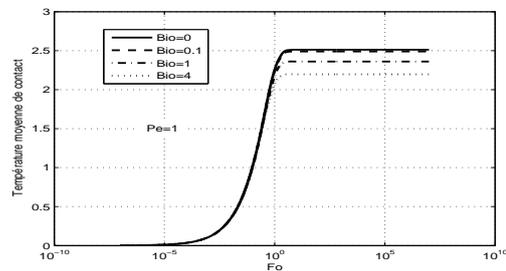


Figure 11 : Evolution de la température moyenne de contact en fonction du temps en présence de convection