

COUPLAGE CONDUCTION-CONVECTION EN REGIME TRANSITOIRE.

G. MEBARKI^{a,b}, M. REBAY^a, S. RAHAL^b

a. Université de Reims, GRESPI / lab. de Thermomécanique, Faculté des sciences, BP 1039, 51687 Reims, France.

b. Université de Batna, Laboratoire d'Etudes des Systèmes Energétiques Industriels (LESEI), 05000 Batna, Algérie.

Résumé :

Ce travail a pour but la caractérisation du transfert de chaleur couplé conduction-convection en régime transitoire sur une plaque plane chauffée par un créneau de flux de chaleur et refroidie par un écoulement d'air. L'écoulement est sur la face avant de la plaque. Deux cas sont étudiés: le premier est celui d'un flux donné sur la même face que l'écoulement et le second correspond à un flux imposé sur la face arrière de la plaque. Comme application, nous présentons les résultats pour une plaque en PVC. La comparaison des évolutions temporelles des températures a montré un bon accord numérique-expérience. L'étude paramétrique menée a permis d'exprimer le coefficient d'échange de chaleur sous la forme d'un coefficient d'échange du régime permanent, dépendant de la vitesse et de la position du point considéré sur la plaque, qui multiplie une fonction du temps et des caractéristiques de la plaque. Les résultats obtenus devront permettre d'améliorer la mesure du coefficient d'échange de chaleur sur des murs thermiquement épais par la méthode impulsométrique, qui consiste à exploiter par une méthode inverse l'évolution temporelle de la température de surface pour remonter au coefficient d'échange.

Abstract :

The aim of this work is the characterization of the conjugated conduction-convection heat transfer problem in transient state. The considered geometry is a flat plate which is heated by a fixed duration heat pulse and cooled using an air flow. The air flow is considered on the front face of the plate. Two cases are studied : the first one corresponds to an air flow over the front face of the plate and the second case is concerned with a heat flux on the back face of the plate. The comparison between the calculated temperatures and the measured ones displayed a good agreement between numerical and experimental procedures. The parametric study allowed obtaining a correlation of the transient convective heat transfer coefficient as a function of the steady state coefficient, which depends on the flow velocity and the coordinate of the considered point on the plate, multiplied by a function of time and the plate properties. The obtained results should be very useful for the enhancement of the heat transfer coefficient measurement using the pulsed photothermal method.

Mots clefs : Transfert couplé, méthode impulsométrique, créneau de flux, convection forcée

1 INTRODUCTION

Le transfert de chaleur couplé conduction-convection en régime transitoire se rencontre fréquemment dans diverses applications pratiques. Sa compréhension est primordiale aussi bien pour les besoins de la métrologie thermique que pour le dimensionnement des systèmes thermiques dans de nombreux domaines tels que le refroidissement des composants électroniques, les échangeurs de chaleur, etc... La résolution des problèmes de convection en régime instationnaire sans couplage avait été obtenue par des méthodes intégrales [1], différentielles [2, 3] ou par des méthodes purement numériques [4]. L'approche intégrale a été en premier lieu proposée par von Karman et ensuite utilisée par Pohlhausen. Elle est basée sur l'introduction des inconnues (champs de vitesse U , et champs de température T) sous forme polynomiale dans les équations intégrales de mouvement et de l'énergie de la couche limite. La méthode différentielle quant à elle conduit à une solution de similarité par l'utilisation des groupes adimensionnels. Enfin, la méthode numérique est utilisée pour résoudre des problèmes à géométries complexes. L'évolution thermique, dans les études

mentionnées ci-dessus, a été considérée pour un état initial isotherme et pour une variation en échelon des conditions thermiques à la paroi. Une étude du cas non initialement isotherme a été considérée par Rebay et al. [5] avec des variations brusques de température ou de flux de chaleur à l'interface solide-fluide. A cause de non prise en compte du couplage fluide-paroi dans les études précitées, il a été montré qu'il existe une symétrie entre les cas d'échauffement (échelon positif) et de refroidissement (échelon négatif). Dans les cas pratiques, si la paroi est de faible conductivité et/ou de forte épaisseur, le couplage ne pourra plus être négligé. L'influence du couplage conduction-convection dans des écoulements dans des canaux a été étudié dans [6, 7] avec variations périodiques des conditions aux limites thermiques (température ou flux) ou de la vitesse de l'écoulement. On montre dans ces études que les temps caractéristiques de la diffusion de la chaleur dans le solide et dans le fluide sont des paramètres dominants les transferts couplés.

Nous présentons dans cet article une étude réalisée pour caractériser le transfert de chaleur couplé, en régime transitoire sur une plaque plane ayant une épaisseur non négligeable. Le problème étudié consiste en une plaque plane chauffée sur l'une de ses faces par un créneau de flux de durée finie. Un écoulement d'air de refroidissement étant appliqué sur la face avant de la plaque. Deux situations sont considérées: un créneau de flux de chaleur sur la face avant (du même côté que l'écoulement) et un créneau sur la face arrière de la plaque. Le problème est résolu numériquement par volumes finis. Les résultats permettront d'optimiser la technique de mesure du coefficient d'échange par la méthode impulsionnelle. Cette méthode consistant à imposer un créneau de flux de chaleur sur une paroi et à calculer, par une méthode inverse, le coefficient d'échange de chaleur à partir de l'évolution temporelle de la température surfacique (thermogramme). La mesure du coefficient d'échange étant basée sur l'introduction dans le modèle inverse d'une fonction qui représente l'évolution théorique de ce coefficient suite à l'excitation énergétique. Cette fonction est déduite de l'étude numérique menée dans ce travail.

2 MODELISATION NUMERIQUE

Considérons un écoulement d'air le long de la face avant d'une plaque plane d'épaisseur (E) et de longueur (L) initialement en équilibre thermique (figure 1). A $t = 0$, la face arrière de la plaque ($y = -E$) ou la face avant ($y = 0$) est brusquement soumise à une densité de flux de chaleur pendant la durée du créneau t_c . La vitesse et la température de l'air étant respectivement U_∞ et T_∞ ,

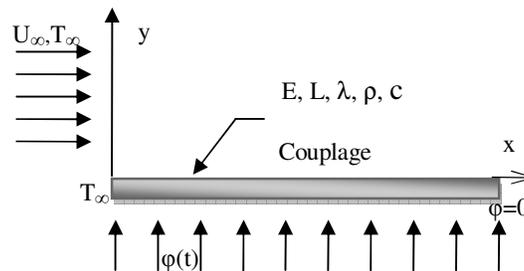


FIG. 1 – Plaque plane d'épaisseur finie avec un flux de chaleur imposé variable.

Les équations régissant les transferts de chaleur et de la quantité de mouvement sont données par :

$$\text{Equation de mouvement: } \rho u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (1)$$

$$\text{Equation de l'énergie dans le fluide: } \frac{\partial T_f}{\partial t} + \rho C_p u_j \frac{\partial T_f}{\partial x_j} = k \frac{\partial^2 T_f}{\partial x_j \partial x_j} \quad (2)$$

$$\text{Equation de l'énergie dans le solide: } \frac{\partial T_s}{\partial t} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial x_j \partial x_j} = 0 \quad (3)$$

Les conditions aux limites thermiques sont données par :

$$\text{en } x = 0 ; \quad T_s(0, y, t) = T_\infty \text{ et } T_f(0, y, t) = T_\infty \quad (4)$$

$$\text{en } x = L ; \quad \left(\frac{\partial T_s(L, y, t)}{\partial y} \right) = \left(\frac{\partial T_f(L, y, t)}{\partial y} \right) = 0 \quad (5)$$

pour un créneau sur la face arrière :

$$\text{en } y = -E ; \quad -\lambda_s \left(\frac{\partial T_s(x, -E, t)}{\partial y} \right) = \begin{cases} \varphi(t) & 0 \leq t \leq t_c \\ h_{\text{ext}}(T_s - T_\infty) & t \geq t_c \end{cases} \quad (6a)$$

$$\text{en } y = 0 ; \quad \begin{cases} T_f(x, 0, t) = T_s(x, 0, t) \\ -\lambda_f \left(\frac{\partial T_f(x, 0, t)}{\partial y} \right) = -\lambda_s \left(\frac{\partial T_s(x, 0, t)}{\partial y} \right) \end{cases} \quad (6b)$$

pour un créneau sur la face avant :

$$\text{en } y = 0 ; \quad -\lambda_s \left(\frac{\partial T_s(x, 0, t)}{\partial y} \right) = \begin{cases} \varphi(t) - \lambda_f \left(\frac{\partial T_f(x, 0, t)}{\partial y} \right) & 0 \leq t \leq t_c \\ -\lambda_f \left(\frac{\partial T_f(x, 0, t)}{\partial y} \right) & t \geq t_c \end{cases} \quad (7a)$$

$$\text{en } y = -E ; \quad -\lambda_s \left(\frac{\partial T_s(x, 0, t)}{\partial y} \right) = h_{\text{ext}}(T_s - T_\infty) \quad (7b)$$

avec $h_{\text{ext}} = 10 \text{ W/m}^2\text{K}$.

3 RESOLUTION NUMERIQUE et PROCEDURE EXPERIMENTALE

Pour résoudre les équations, la méthode des volumes finis a été utilisée. Pour cela, on a fait usage du code Fluent avec un maillage structuré de 112681 noeuds. Une formulation de second ordre implicite instationnaire a été utilisée. L'algorithme de couplage pression-vitesse SIMPLE a été utilisé. Les équations de mouvement et de l'énergie ont été discrétisées à l'aide d'un schéma du second ordre.

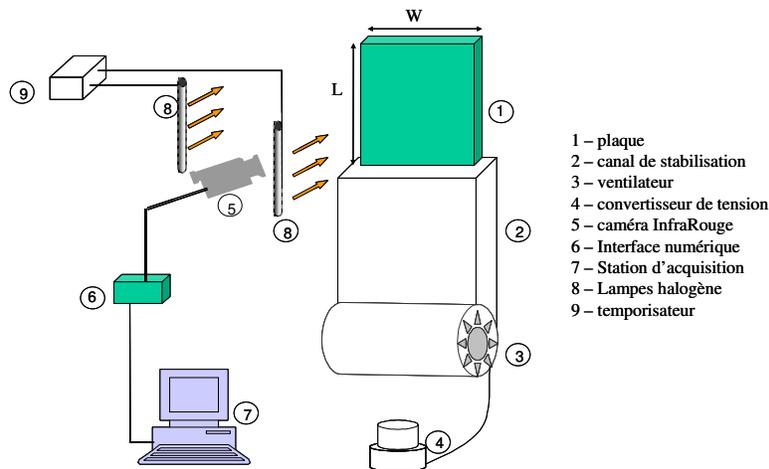


FIG. 2 – schéma du montage expérimental

Les mesures expérimentales ont été menées sur une plaque suspendue verticalement à la sortie du diffuseur d'air (2). Le flux de chaleur est envoyé à l'aide de deux lampes qui sont placées soit devant la face avant ou bien devant la face arrière de la plaque. Un temporisateur (9) permet de fixer la durée du créneau. Les mesures de températures sont effectuées à l'aide d'une caméra infrarouge, qui permet d'avoir des cartographies du champ thermique de la face avant à chaque pas de temps de l'acquisition, et aussi à l'aide de 6 thermocouples de type K de 0.25 mm de diamètre implantées en différentes profondeurs dans la plaque (1, 2, 3, 4, 6.5 et 7.5 mm). La mesure par caméra infrarouge a l'avantage d'être non intrusive, ce qui permet de ne pas perturber les champs de vitesse et de température dans la couche limite et à l'interface solide-fluide.

4 RESULTATS

Les résultats présentés dans cet article sont donnés pour une plaque en PVC de 30 cm de longueur, 22 cm de largeur et de 5 mm d'épaisseur. La densité de flux de chaleur $\varphi=1000 \text{ W/m}^2$ est donnée pendant une durée $t_c=10\text{s}$. L'air de refroidissement s'écoulant avec une vitesse de 1 m/s et une température de 20 °C.

4.1 Créneau de flux sur la face arrière

Dans un premier temps, la chaleur générée sur la face arrière de la plaque est absorbée par celle-ci et l'onde thermique met un certain temps avant d'atteindre la face avant. Lorsque la chaleur atteint la face avant, le champ thermique dans l'air commence à évoluer. La figure 3 présente l'évolution de la température en fonction du temps pour différentes abscisses x . Les résultats montrent que la température reste inchangée pendant environ 13 secondes au début du processus de chauffage en raison de l'inertie thermique de la plaque. Lorsque le flux de chaleur imposé sur la face arrière atteint la face avant, la température de surface commence à augmenter rapidement. Elle atteint une valeur maximale, fonction de la position axiale (x), puis décroît pour tendre vers la température finale (état final isotherme) à cause du créneau de flux de 10 secondes.

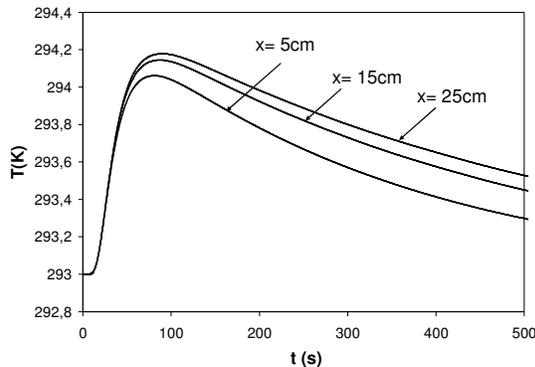


FIG. 3 – Température à l'interface plaque-air

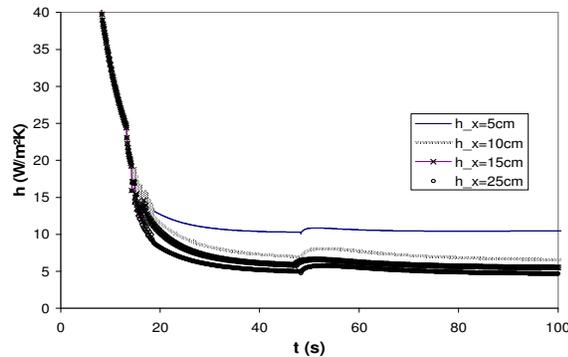


FIG. 4 – Coefficient de transfert de chaleur d'échange pour une excitation face arrière

L'évolution dans le temps du coefficient de transfert de chaleur représentée sur le graphe 4 montre que ce coefficient démarre d'une valeur très élevée et diminue dans le temps pour tendre vers le coefficient d'échange représentatif du régime permanent pour chaque abscisse x . Des simulations pour d'autres épaisseurs de la plaque, non représentées ici, ont montré que le coefficient d'échange peut passer par un minimum, puis un maximum avant de décroître progressivement pour tendre vers les valeurs du régime permanent.

4.2 Créneau de flux sur la face avant

Dans ce cas, la plaque est exposée à un échelon de flux de chaleur appliqué sur la même face que celle qui est refroidie par l'air. Dans les figures 5a et 5b, deux champs de température dans la plaque et dans l'air sont exposés. Ils correspondent respectivement à $t = 9.8$ s et $t = 11$ s (juste avant et juste après l'extinction des lampes). Les profils de température évoluent en même temps au niveau de l'interface solide-fluide et une partie du flux diffuse dans la plaque et l'autre est extraite par l'air. Au fur et à mesure que l'air s'échauffe, ces flux de chaleur varient dans le temps. Nous constatons clairement le développement de la couche limite thermique dans le fluide durant le chauffage (figure 5a) et son amincissement après l'arrêt de la production du flux sur l'interface (figure 5b). Pour ce cas aussi, la température de surface atteint une valeur maximale et diminue par la suite (figure 6). Ce maximum est atteint à $t = t_c = 10$ s. La figure 7 montre l'évolution du coefficient d'échange de chaleur pour quatre positions le long de la plaque. Ce coefficient diminue pour atteindre un minimum à $t = 10$ puis augmente et tend progressivement vers la valeur du régime permanent pour chaque x . Etant donné que le coefficient d'échange est défini par la densité de flux divisée par la différence entre la température à l'interface moins celle à l'infini dans le fluide, le coefficient d'échange prend des valeurs négatives pendant une certaine durée juste après l'extinction des lampes. Pendant cette durée, le flux est négatif dans le fluide car la part pénétrant dans la paroi est plus élevée que celle allant vers le fluide.

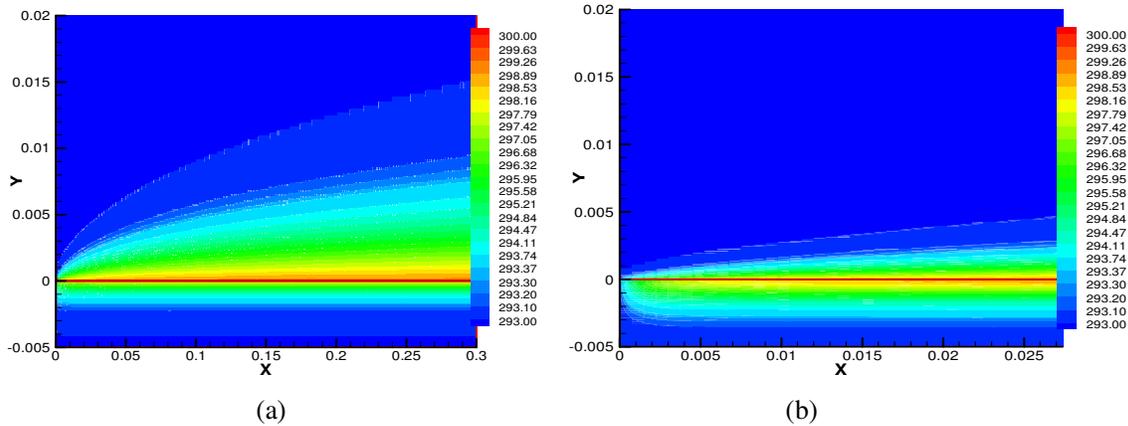


FIG. 5 – Champs de température pour t = 5 s. (a) et t = 11 s (b).

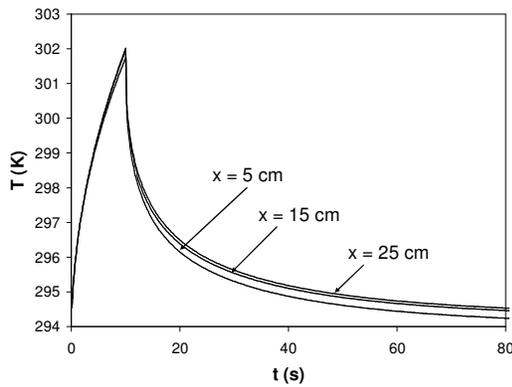


FIG. 6 – Températures à l'interface pour une excitation face avant

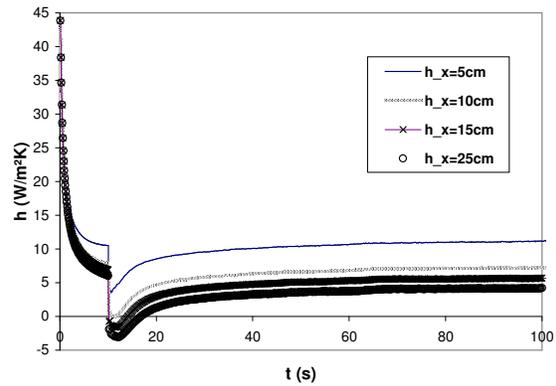


FIG. 7 – coefficient d'échange pour une excitation face avant

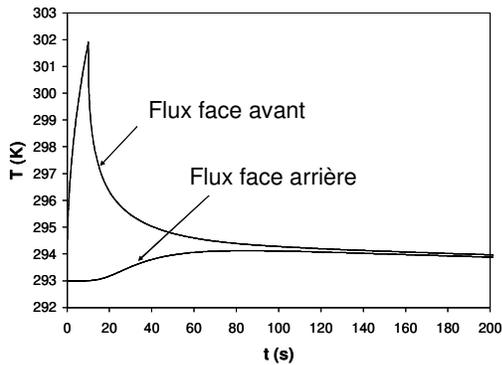


FIG. 8 – Comparaison des évolutions de Température

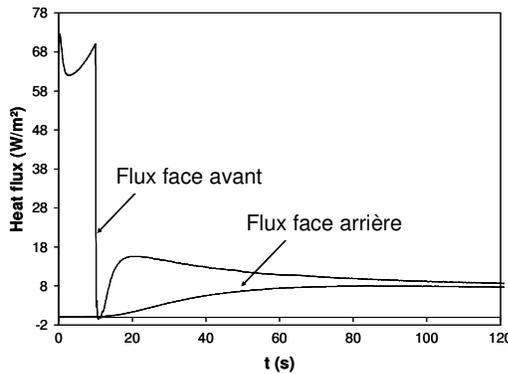


FIG. 9 – Comparaison de l'évolution des densités de flux de chaleur

Les figures 8 et 9 présentent une comparaison entre les résultats obtenus avec les deux conditions aux limites. La température de l'interface solide-fluide et le flux de chaleur sont plus élevés dans le cas d'un créneau face avant que pour le cas face arrière, mais cela ne conduit pas à un meilleur coefficient de transfert thermique moyen sur la période de mesure. En effet, pendant la durée transitoire, le coefficient d'échange prend des valeurs plus élevées lorsque le créneau de flux est donné sur la face arrière (figures 4 et 7). Les deux évolutions tendent vers le même coefficient d'échange du régime permanent.

La figure 10 présente les évolutions dans le temps des températures mesurées par les thermocouples implantés dans la plaque pour un créneau face avant. Nous constatons qu'en augmentant la profondeur, le temps de retard augmente et l'amplitude de la température diminue. Entre t = 200 et 300 s, la température à l'intérieur (i.e. y=4mm) devient même plus élevée que celle proche de l'interface (y=1mm). Le profil de

température à ces instants n'est plus monotone dans la plaque, il est plus faible sur les faces avant et arrière qu'au milieu de la plaque.

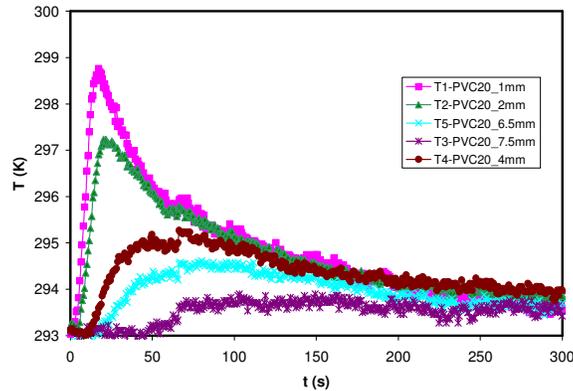


FIG. 10 – Evolutions temporelle des températures mesurées en différentes profondeurs de la plaque

4.3 Corrélations

Cette étude numérique nous a permis d'établir des corrélations pour le coefficient d'échange de chaleur en fonction de la position (x) et du temps (t) sous la forme :

$$h(x,t) = h_0(x).f(t)C(x) \quad (8)$$

Avec $h_0(x) = f(U_\infty, Pr, x^{-1/2})$ (coefficient du régime permanent),

$$C(x) = 0,025x^2 - 1,0545x + 16,934 .$$

$$f(t) = t^{-0.86} , \text{ pour } 0 < t < 10 \text{ s.}$$

$$f(t) = a_4t^4 + a_3t^3 + a_2t^2 + a_1t + a_0 , \text{ pour } 10 \text{ s} < t < \infty , \text{ avec } a_i : \text{ constantes dépendantes de la nature de paroi.}$$

5 CONCLUSION

Les résultats expérimentaux, obtenus par thermographie infrarouge sur l'interface fluide-paroi et par thermocouples à l'intérieur de la plaque ont permis de valider la procédure numérique établie. On montre que le coefficient d'échange est plus élevée dans le cas d'un créneau sur la face opposée à celle qui est soumise à l'écoulement. Les évolutions temporelles de h sont fortement dépendantes des conditions aux limites.

6 REFERENCES

- [1] Lachi, M., Rebay, M., Mladin, E.C. and Padet, J., Alternative models for transient convection heat transfer in external flows over a plate exposed to a variable heat flux, *Int. J. Thermal Sciences*, 43 (2004), 809-816.
- [2] Rebay, M., Lachi, M., and Padet J., Transient forced convection due to a positive step change on thermal wall conditions, *Int. J. Fluid Mechanics Research*, 12 (2000), 468–480,.
- [3] Vynnycky, M., Kimura S., Kanev K., and Pop I., Forced convection heat transfer from a flat plate: the conjugate problem, *Int. J. Heat Mass transfer*, 4 (1998), 45-59.
- [4] Panara, D., and Noll, B.E., A coupled solver for the solution of the unsteady conjugate heat transfer problem, *Int. Conf. on Comp. Methods for Coupled Problems in Science and Engineering*, Barcelona, 2007
- [5] Rebay, M., Lachi, M., and Padet J., Laminar boundary-layer flow over a semi-infinite plate impulsively heated or cooled, *Eur. Phys. J. Appl. Phys.*, 7 (1999), 263–269.
- [6] Abu-Hijleh, B.A., Al-Nimr, M. A., Hader, M. A., Thermal equilibrium in transient conjugated forced convection channel flow, *Numerical Heat Transfer A*, 43 (2003), 327-339.
- [7] He, L., Oldfield, M. L. G., Unsteady Conjugate Heat Transfer Modeling, *J. Turbomachinery*, 133 (2011), (12 pages) doi:10.1115/1.4001245.