

MODELISATION DES ECHANGES THERMIQUES ENTRE UN ECOULEMENT EXTERNE ET UNE SURFACE AILETEE

F. Rahali, S. Larbi*, M. T. Attouchi

Laboratoire Génie Mécanique et Développement
Département de Génie Mécanique. Ecole Nationale Polytechnique
10, Avenue Pasteur. El- Harrach, Alger

*E-mail : larbisalah @ yahoo.fr, Fax : 213 21 52 29 73

RESUME

Le travail présenté dans cette étude est relatif à une analyse d'effets d'interaction, entre un écoulement externe et un cylindre à surfaces ailettés d'un moteur à combustion interne d'un véhicule léger, par voie de simulation numérique. Nous nous sommes intéressés dans une première étude, aux transferts thermiques purement conductifs ayant lieu dans le cylindre du moteur, par utilisation de coefficients d'échanges issus de la littérature. Dans une seconde étape, on s'est intéressé à un problème d'interaction fluide- structure : la modélisation du problème, coté externe, a été établie moyennant l'utilisation d'une approche basée sur une modélisation d'écoulement autour d'une surface ailettée en régime laminaire. Les aspects, thermique et hydrodynamique de l'écoulement ont été traités dans le cadre de cette étude, à travers la résolution des équations de la dynamique des fluides, par utilisation de la méthode des volumes finis avec des conditions aux limites adéquates.

NOMENCLATURE

C	Chaleur spécifique	(J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	Symboles grecques	
h	Coefficient d'échange convectif	(W.m ⁻² .K ⁻¹)		
p	Pression	(Pa)	ρ	Masse volumique (kg.m ⁻³)
t	Temps	(s)	μ	Viscosité dynamique (kg.m ⁻¹ .s ⁻¹)
T	Température	(K)	λ	Conductivité thermique (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)
u, v	Composantes du vecteur vitesse	(m.s ⁻¹)	Indices et exposants	
x, y	Coordonnées d'espace	(m)		
Pr	Nombre de Prandtl		∞	Loin de la paroi
D/Dt	Dérivée particulaire		g	Gaz

1. INTRODUCTION

Durant leur cycle de fonctionnement, les moteurs à combustion interne sont soumis à des contraintes thermiques. En effet, les gaz chauds, confinés par les parois du moteur, peuvent entraîner des perturbations au niveau des jeux de fonctionnement (déterminés par des considérations d'ordre mécanique et tribologique). Il est alors nécessaire, pour le bon fonctionnement de ces machines, que ces structures mécaniques soient maintenues à des températures modérées. L'existence d'un gradient thermique entre les parois d'un moteur et les gaz de combustion, peut induire un flux de chaleur pouvant aller de 15 à 30% de la valeur de l'énergie totale introduite dans ce dernier. Ce pourcentage peut varier suivant la vitesse de rotation du moteur, sa charge et son type (essence ou diesel) [1, 2].

Les transferts thermiques dans les différents organes du moteur (culasse, cylindre, piston et soupape) sont de type conductif. Les conditions aux limites aux interfaces sont de type convectif – radiatif et, la nature des écoulements dans les chambres de combustion est en général assez complexe (écoulements diphasiques ou polyphasiques réactifs). Le cylindre, objet de notre étude, peut se présenter sous la forme d'un alésage dans le bloc moteur ou sous la forme d'un fût

cylindrique. Les dimensions sont imposées par le couple et la puissance que le moteur est appelé à fournir.

Il est à souligner que la complexité des processus de transfert ayant lieu dans ces problèmes, d'un point de vue expérimental (Techniques de mesures utilisées et suivi dans des temps très courts des champs de températures pour les différents organes) et le coût relativement élevé des essais, constituent un critère de choix de l'alternative modélisation mathématique et simulation numérique du phénomène en temps réel.

L'objectif visé à travers cette étude réside dans la modélisation mathématique d'écoulements, par prise en compte d'effets d'interaction, avec une structure solide, constituée d'un cylindre à surface ailetée, où les échanges thermiques sont purement conductifs. Les résultats présentés sont relatifs aux distributions de températures dans le cylindre, aux champs de vitesse et de température, autour de la surface ailetée du cylindre et à l'évolution spatio- temporelle du coefficient de transfert de chaleur.

2. MODELE MATHEMATIQUE ET CONDITIONS AUX FRONTIERES

2.1. Modèle mathématique

Les transferts thermiques dans les différents organes du moteur (culasse, cylindre, piston et soupape) sont de type conductif. Les conditions aux limites aux interfaces sont de type convectif – radiatif et, la nature des écoulements dans les chambres de combustion est en général assez complexe (écoulements diphasiques ou polyphasiques réactifs). Compte tenu de ces considérations, nous nous sommes intéressés dans une première étude aux transferts thermiques purement conductifs dans les différents organes sus- cités, par l'utilisation de coefficients d'échange issus de la littérature [2, 3, 4]. The resulting equations are given by:

$$\rho C \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot (\lambda \cdot \nabla T) \quad (1)$$

Le modèle mathématique utilisé, pour l'écoulement d'air autour de la surface externe du cylindre, est basée sur les équations de bilans de conservation relatives aux coordonnées x et y, pour un problème de convection naturelle en régime laminaire [5, 6]. Ces équations sont :

- Equation de conservation de la masse:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (2)$$

- Equation de conservation de la quantité de mouvement relative à l'axe des x:

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right) \quad (3)$$

- Equation de conservation de la quantité de mouvement relative à l'axe des y:

$$\rho \frac{\partial v}{\partial t} + \rho u \frac{\partial v}{\partial x} + \rho v \frac{\partial v}{\partial y} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial y} \left(2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \right) + \rho g \beta (T - T_0) \quad (4)$$

- Equation de conservation de l'énergie:

$$\rho \frac{\partial T}{\partial t} + \rho u \frac{\partial T}{\partial x} + \rho v \frac{\partial T}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\mu}{Pr} \cdot \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\mu}{Pr} \frac{\partial T}{\partial y} \right) \quad (5)$$

Le terme relatif aux forces volumiques, ρg , qui apparaît dans l'équation de conservation de la quantité de mouvement suivant l'axe des y résulte de la variation de densité sous l'effet de la température, il est obtenu par utilisation des approximations de Boussinesq.

2.2. Conditions initiale et aux limites

2.2.1. Cylindre

Le modèle physique qu'est le cylindre peut se présenter sous la forme d'un alésage dans le bloc moteur ou sous la forme d'un fût cylindrique. Les dimensions sont imposées par le couple et la puissance que le moteur est appelé à fournir. Dans le cadre de notre étude, nous avons opté pour les cylindres à surfaces ailetées, d'un moteur de véhicule léger. La figure 1, montre le schéma du cylindre étudié.

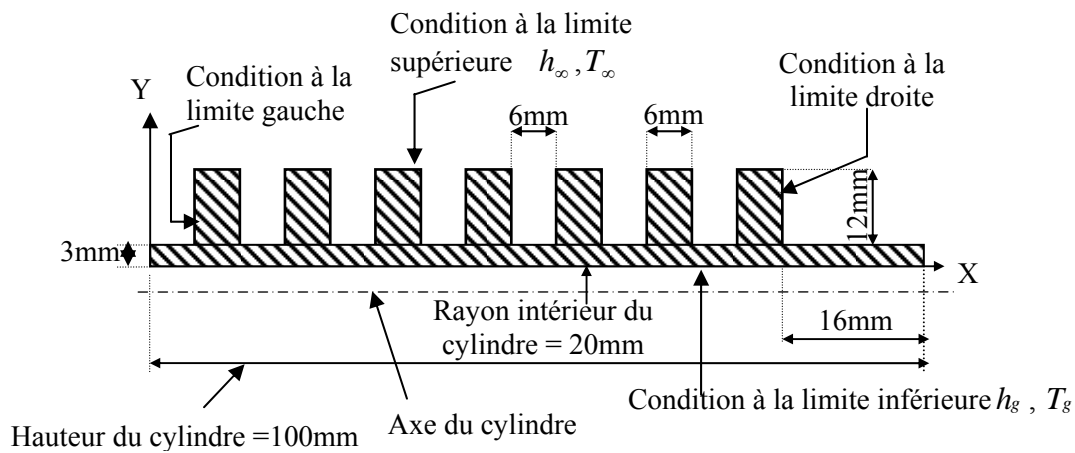


Figure 1. Section du cylindre représentant le domaine à étudier

Nous avons considéré une distribution de température logarithmique en régime de transfert quasi-permanent comme condition initiale. Pour la condition à la limite supérieure, la partie externe de la chemise (c'est à dire la paroi ailetée) est en contact avec un air dont la température à l'infini $T_\infty = 313K$ et dont le coefficient de transfert h_∞ est constant et égal à $35 \text{ W/m}^2.K$. La limite inférieure correspond à la frontière avec la chambre de combustion, avec une température de gaz T_g et un coefficient de transfert de chaleur h_g . Pour la condition à la limite gauche, la conduction radiale étant plus importante que la conduction longitudinale, nous avons négligé le flux de chaleur le long du cylindre. Le cylindre étant séparé de la culasse par un joint d'étanchéité isolant, la condition d'isolation est donc prévue.

2.2.2. Ecoulement externe

Le modèle physique utilise, relatif à l'écoulement externe à travers le cylindre ainsi que les conditions aux limites correspondantes sont données en figure 2. Il consiste en une cavité rectangulaire, représenté en trait discontinu sur la figure et limitée en bas par la paroi cylindrique, les parois, supérieure et latérale, sont des limites fictives. Les conditions aux limites sont relatives à la température, T et aux composantes, u et v , du vecteur vitesse. La condition de non glissement et d'imperméabilité de la paroi est appliquée aux composantes u et v .

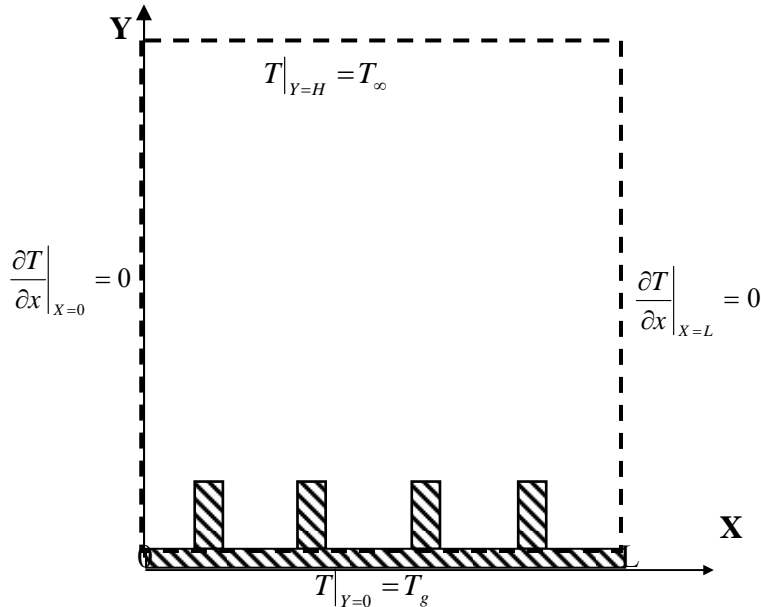


Figure 2. Représentation schématique du modèle physique utilisé.

3. RESOLUTION NUMERIQUE

Le problème a été résolu numériquement par utilisation de la méthode des volumes finis, conjointement à un algorithme proposé par PATANKAR [7].

4. RESULTATS ET DISCUSSION

Les résultats présentés sont relatifs aux distributions de températures dans les organes sus-citées. Les caractéristiques du moteur utilisé sont les suivantes :

- Rapport de compression : 19.5 ; Nombre de tours : 3000tr/mn ; Puissance : 110cv
- $\lambda = 39 \text{ kcal/m.h.}^\circ\text{C}$; $\rho = 7801 \text{ kg/m}^3$; $C = 0.113 \text{ kcal/kg.}^\circ\text{C}$.

La figure 3 montre la répartition des isothermes sur la section longitudinale du cylindre à un instant donné. Nous pouvons noter que les isothermes sont relativement parallèles entre elles, à l'exception des courbes au dessus de 800°C qui sont légèrement déplacées et forment des géométries différentes, car on se rapproche à la paroi où règne la température des gaz brûlés.

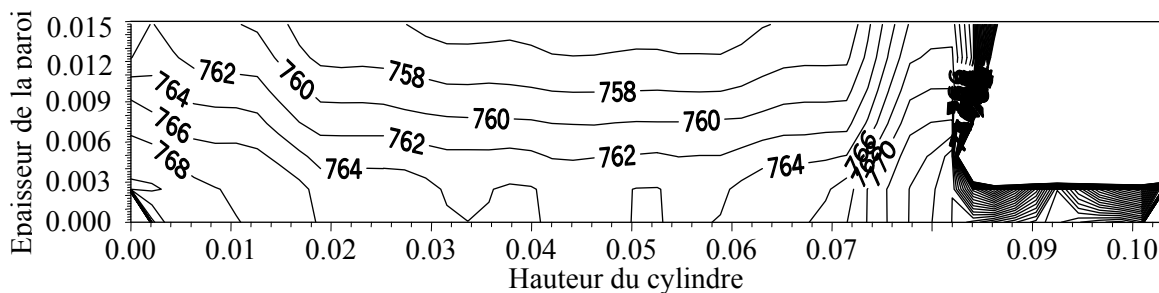


Figure 3. Distribution de température dans le cylindre pour $t = 30\text{s}$

Les figures 4 et 5 montrent respectivement les isothermes et les lignes d'iso-vitesses autour de la surface ailetée du cylindre en régime permanent. Comme on peut le prévoir, la zone chaude est située sur la partie supérieure du cylindre, compte tenu de l'élévation de la température des gaz de combustion, T_g , proche de la chambre de combustion. On peut noter que les vitesses deviennent assez importantes dans une zone éloignée des ailettes. Cela est due à notre sens, à l'évolution du

gradient de pression dans l'espace inter- ailettes et à la présence d'un écoulement inverse dans cette zone, qui a tendance à accélérer l'écoulement.

L'évolution du coefficient d'échange convectif, h_c , le long de l'axe des abscisses, x , du cylindre est montrée sur la figure 6. Il est obtenu par intersection de deux codes de calcul, l'un caractérisant les transferts thermiques conductifs dans le cylindre et l'autre l'écoulement de fluide en convection naturelle, en régime laminaire, autour de ce cylindre. Il est à noter que ce coefficient d'échange n'est pas constant, mais plutôt variable, selon qu'on est dans la zone inter- ailettes ou au dessus des ailettes, contrairement à ce que l'on avait considéré dans la première partie de ce travail.

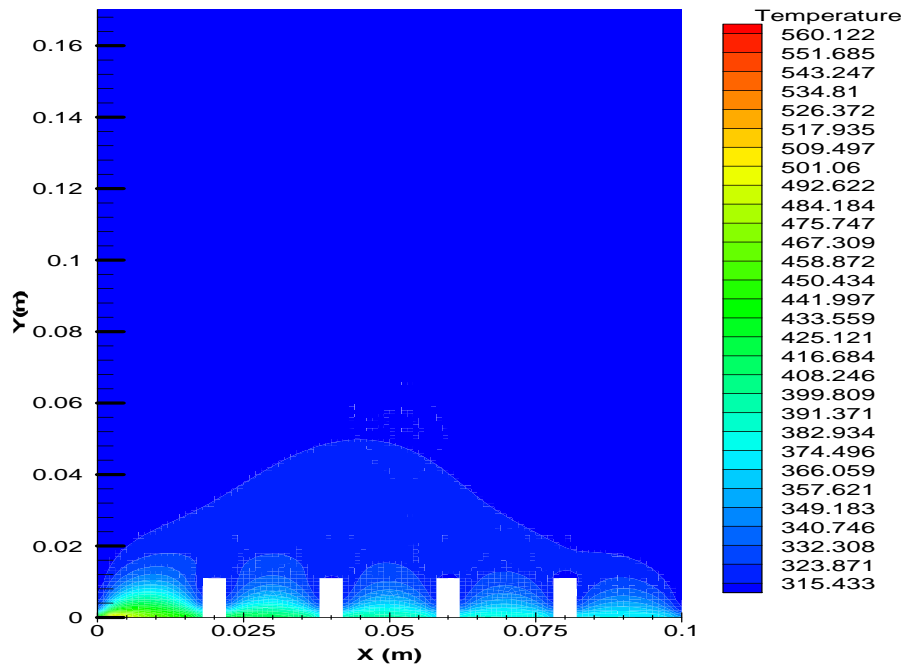


Figure 4. Isothermes autour de la surface ailette en régime permanent obtenues par code CFD.

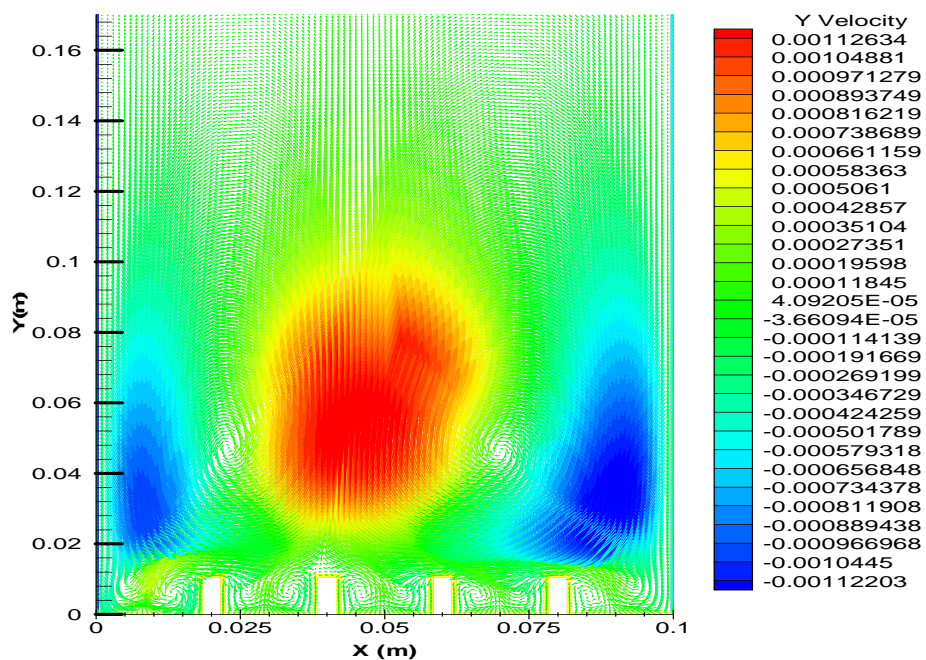


Figure 5. Iso- vitesses autour de la surface ailette en régime permanent obtenues par code CFD.

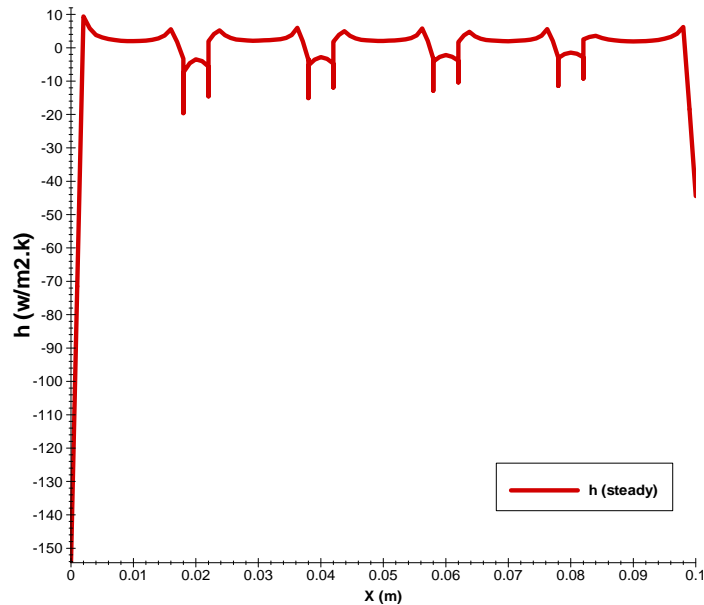


Figure 6. Evolution du coefficient de transfert convectif relatif à l'abscisse X du cylindre.

5. CONCLUSION

Le travail présenté dans cet article consiste en une analyse d'effets d'interaction, entre un écoulement externe et un cylindre à surfaces ailettées d'un moteur à combustion interne d'un véhicule léger, par voie de simulation numérique. La modélisation du problème, coté externe, a été établie moyennant l'utilisation d'une approche basée sur une modélisation d'écoulement autour d'une surface ailettée en régime laminaire. Les aspects, thermique et hydrodynamique de l'écoulement ont été traités dans le cadre de cette étude, à travers la résolution des équations de la dynamique des fluides. Les résultats obtenus ont montré que le coefficient d'échange convectif est fortement influencé par ces effets d'interaction.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] N. K. Samria, 1976, Working process and heat transfer in the cylinder of auto-tractor diesel engine under unstationary regimes of operation, *PhD Thesis*, Polytechnical Institute of Leningrad.
- [2] Prasad et N. K. Samria, 1989, Investigation of heat transfer in oil cooled piston with and without ceramic insulation on crown face, *International journal of mechanical sciences*, Vol. 31.
- [3] P. Etienne, O. Giraud et F. Benyettou, 1989, Modélisation des transferts thermiques dans les moteurs, *Entropie*, Vol. 148, pp. 62- 68.
- [4] H. Wu et R. Knapp, A heat transfer analysis of automotive internal combustion gasoline engines, *Mc. Graw Hill*, New York, 1989.
- [5] M. Prakash, F. T. Özden, and R. T. Graham, 2006, Program NATCON: For the numerical solution of buoyancy-driven laminar and turbulent flows in differentially heated cavities, *Internal Report*, Victoria University, Canada.
- [6] S. C. Haldar, G. S. Kochhar, K. Manohar, and R. K. Sahoo, 2007, Numerical study of laminar free convection about a horizontal cylinder with longitudinal fins of finite thickness, *International Journal of Thermal Science*, Vol. 46, pp. 692–698.
- [7] S. V. Patankar, 1988, *Computation Conduct and Duct Flow Heat Transfer*. Hemisphere Publishing Corporation, 1st Edition, New York.