

## MODELISATION DE LA CONDUCTION A TRAVERS LES PAROIS DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION D'UN MOTEUR A COMBUSTION INTERNE

R. Zaâ mouche, M. Kadja, A. Merabet & O. Kolai

Laboratoire d'Energétique Appliquée et de Pollution, Faculté des Sciences de l'Ingénieur,  
Université Mentouri de Constantine, Route de Ain-El-Bey, Constantine.

### RESUME

Le présent article présente une étude numérique du transfert thermique à travers les parois de la chambre de combustion d'un moteur à combustion interne (moteur Diesel). La résolution des équations modélisant ce phénomène repose sur une méthode de discrétisation par différences finies. La méthode A.D.E. (Alternating-Direction Explicit), qui est une méthode explicite et inconditionnellement stable a été utilisée.

Au lieu d'une surface de forme plate du piston, comme pratiquement utilisé dans les moteurs à allumage commandé, les moteurs Diesel ont un bol dans le piston. Pour cela, les équations du modèle mathématique ont été transformées en coordonnées curvilignes permettant de résoudre ces équations avec une très grande précision, sans avoir recours aux interpolations lors de l'incorporation des conditions aux limites.

Mots clés : Chambre de combustion, conduction, méthodes des différences finies.

### NOMENCLATURE

d	distance entre deux points dans la direction axiale (m)
h	Distance radiale entre deux nœuds (m)
l	Distance axiale entre deux nœuds (m)
r	Direction radiale (m)
T	Température (K)
t	Temps (s)
u	Température intermédiaire calculé dans le sens positif des directions (K)
v	Température intermédiaire calculé dans le sens négatif des directions(K)
z	Direction axiale (m)
$\alpha$	Diffusivité thermique (m <sup>2</sup> /s)
$\xi$	Direction horizontale dans le système transformé
$\eta$	Direction verticale dans le système transformé

### INTRODUCTION

Le transfert thermique dans la chambre de combustion des moteurs à combustion interne, a été généralement identifié comme facteur important influant l'efficacité, les émissions d'échappement et les performances des moteurs. A cet effet, l'étude et l'analyse du transfert thermique à travers les parois de la chambre de combustion prend une très grande importance ces dernières années. Des résultats de divers efforts théoriques et expérimentaux de recherches à ce sujet ont été présentés pendant les dernières décennies dans la littérature [1-9]. Cependant, on identifie que le problème est tout à fait difficile.

Puisque le transfert affecte le rendement du moteur, donc son augmentation à travers les parois de la chambre abaissera la température et la pression des gaz dans le cylindre, et ceci réduit le travail par cycle transféré au piston. Généralement, une haute température dans le cylindre durant la combustion

peut causer l'émission du polluant NO<sub>2</sub>, mais une basse température peut procéder la formation des suies [1]. En ce qui concerne la performance, le refroidissement de la culasse, du cylindre et du piston est désiré à cause des problèmes tels que les contraintes thermiques dans les régions des importants flux de chaleur, la détérioration du film d'huile de lubrification, et le choc et le pré-allumage dans les moteurs à allumage commandé. Le paramètre température est donc important à connaître puisqu'il sert à expliquer ou prévoir le comportement thermique et les chargements thermiques aux endroits critiques dans les composants de la chambre de combustion.

La solution des problèmes de transfert thermique dans les moteurs à combustion interne est très compliquée pour différentes raisons, incluant, entre autres : la variation cyclique de la température des gaz à l'intérieur du moteur; la forme géométrique complexe des pièces entrant en jeu, comme les pistons. La chambre de combustion elle-même avec

ses frontières mobiles ajoute plus à cette complexité.

Notre étude vise à apporter une meilleure compréhension du mécanisme de conduction de chaleur dans les différentes parties constituant la chambre de combustion et aussi à fournir un outil de simulation permettant de prédire les niveaux thermiques atteints au cours des différentes phases du cycle du moteur

### MODELE MATHEMATIQUE

Le modèle mathématique est basé sur la résolution de l'équation de conduction bidimensionnelle en coordonnées cylindriques:

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (1)$$

Le problème a été abordé par une approche numérique basée sur la méthode des différences finies. A cet effet, nous avons utilisé la méthode A.D.E. (Alternating Direction Explicit), une méthode inconditionnellement stable et présente un bon degré de précision à cause du balayage simultané dans les deux sens [10].

La discrétisation de l'équation (1) par la méthode A.D.E. consiste à calculer deux ensembles de valeurs intermédiaires  $U_i^{n+1}$  et  $V_i^{n+1}$ , en utilisant les schémas :

$$\frac{U_{i,j}^{n+1} - U_{i,j}^n}{\alpha \cdot \Delta t} = \frac{1}{r_i \cdot h/2} \left[ r \frac{\partial U}{\partial r} \Big|_{i+\frac{1}{2},j}^n - r \frac{\partial U}{\partial r} \Big|_{i-\frac{1}{2},j}^{n+1} \right] + \frac{1}{l/2} \left[ \frac{\partial U}{\partial z} \Big|_{i,j+\frac{1}{2}}^n - \frac{\partial U}{\partial z} \Big|_{i,j-\frac{1}{2}}^{n+1} \right] \quad (2)$$

$$\frac{V_{i,j}^{n+1} - V_{i,j}^n}{\alpha \cdot \Delta t} = \frac{1}{r_i \cdot h/2} \left[ r \frac{\partial V}{\partial r} \Big|_{i+\frac{1}{2}}^{n+1} - r \frac{\partial V}{\partial r} \Big|_{i-\frac{1}{2}}^n \right] + \frac{1}{l/2} \left[ \frac{\partial V}{\partial z} \Big|_{i,j+\frac{1}{2}}^{n+1} - \frac{\partial V}{\partial z} \Big|_{i,j-\frac{1}{2}}^n \right] \quad (3)$$

Les dérivées sont approximées par des différences centrées, ce qui permet d'écrire :

$$U_{i,j}^{n+1} = \left\{ \left[ \frac{1}{2\alpha\Delta t} - \frac{1}{h_2 h} \left( 1 + \frac{h_2}{2r_i} \right) - \frac{1}{l_2 l} \right] U_{i,j}^n + \frac{1}{h_1 h_2 h} \left[ h_1 \left( 1 + \frac{h_2}{2r_i} \right) U_{i+1,j}^n + h_2 \left( 1 - \frac{h_1}{2r_i} \right) U_{i-1,j}^{n+1} \right] + \frac{1}{l_1 l_2 l} (l_1 U_{i,j+1}^n - l_2 U_{i,j-1}^{n+1}) \right\} / \left[ \frac{1}{2\alpha\Delta t} + \frac{1}{h_1 h} \left( 1 - \frac{h_1}{2r_i} \right) - \frac{1}{l_1 l} \right] \quad (4)$$

$$V_{i,j}^{n+1} = \left\{ \left[ \frac{1}{2\alpha\Delta t} - \frac{1}{h_1 h} \left( 1 - \frac{h_1}{2r_i} \right) - \frac{1}{l_1 l} \right] V_{i,j}^n + \frac{1}{h_1 h_2 h} \left[ h_1 \left( 1 + \frac{h_2}{2r_i} \right) V_{i+1,j}^{n+1} + h_2 \left( 1 - \frac{h_1}{2r_i} \right) V_{i-1,j}^{n+1} \right] + \frac{1}{l_1 l_2 l} (l_1 V_{i,j+1}^{n+1} - l_2 V_{i,j-1}^n) \right\} / \left[ \frac{1}{2\alpha\Delta t} + \frac{1}{h_2 h} \left( 1 + \frac{h_2}{2r_i} \right) + \frac{1}{l_2 l} \right] \quad (5)$$

Et enfin la température au nouveau temps sera :

$$T_{i,j}^{n+1} = \frac{1}{2} (U_{i,j}^{n+1} + V_{i,j}^n) \quad (6)$$

Les conditions aux limites nécessaires à la résolution de équations (4) et (5) ont été obtenues en écrivant le bilan thermique pour les éléments de

volume entourant les nœuds situés sur les frontières du domaine de calcul.

La forme géométrique du domaine d'étude (le cas d'un piston creux) influe sur la solution numérique des équations différentielles partielles, dont les approximations des conditions aux limites aux surfaces courbées nécessitent un calcul rigoureux et long. De plus, des erreurs d'approximations de ces conditions peuvent influencer sur la solution globale.

De ce fait, une transformation du système de coordonnées, par une transformation algébrique simple, a permis de transformer le plan physique non rectangulaire du domaine d'étude, au plan de calcul rectangulaire (figures 1 et 2). Ainsi, on peut résoudre les équations de différences finies avec une bonne précision, sans avoir recours aux interpolations lors de l'incorporation des conditions aux limites.

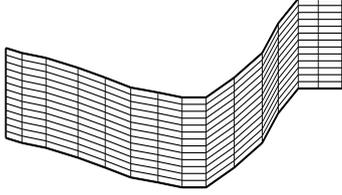


Figure 1 : domaine physique au plan  $(r, z)$

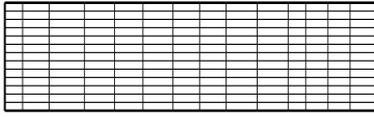


Figure 2 : domaine de calcul au plan  $(\xi, \eta)$

La transformation depuis le système de coordonnées  $(r, z)$  au système  $(\xi, \eta)$  est donnée par les formules [5] :

$$\xi = \xi(r, z) = r \quad (7)$$

$$\eta = \eta(r, z) = z - \left[ \frac{z_{i+1} - z_i}{r_{i+1} - r_i} (r - r_i) + z_i \right] \quad (r_i < r < r_{i+1}) \quad (8)$$

Une transformation des conditions aux limites est nécessaire, ainsi que l'équation de conduction qui doit être résolue dans le plan  $(\xi, \eta)$ , où certains termes apparaissent dans cette dernière, et ceci depuis les expressions :

$$\frac{\partial}{\partial r} = \xi_r \frac{\partial}{\partial \xi} + \eta_r \frac{\partial}{\partial \eta}, \quad \frac{\partial}{\partial z} = \xi_z \frac{\partial}{\partial \xi} + \eta_z \frac{\partial}{\partial \eta} \quad (9)$$

L'équation de conduction devient :

$$\frac{1}{\alpha} \left( \frac{\partial T}{\partial t} \right) = \frac{1}{\xi} \frac{\partial}{\partial \xi} \left( \xi \frac{\partial T}{\partial \xi} \right) + \frac{1}{\xi} \frac{\partial}{\partial \xi} \left( \xi \eta_r \frac{\partial T}{\partial \eta} \right) + \eta_r \frac{\partial}{\partial \xi} \left( \frac{\partial T}{\partial \eta} \right) + (1 + \eta_r^2) \frac{\partial^2 T}{\partial \eta^2} \quad (10)$$

L'application de l'algorithme A.D.E. sur cette équation donne :

$$U_{i,j}^{k+1} = \left\{ \left( \frac{1}{2\alpha\Delta t} \right) U_{i,j}^k + \frac{1}{h_1 h_2 h} \left[ h_1 \left( 1 + \frac{h_2}{2\xi_i} \right) \left( U_{i+1,j}^k - U_{i,j}^k - \frac{d_2}{l} (U_{i,j+1}^k - U_{i,j-1}^k) \right) + \right. \right. \\ \left. \left. h_2 \left( 1 - \frac{h_2}{2\xi_i} \right) \left( U_{i-1,j}^{k+1} + \frac{d_1}{l} (U_{i,j+1}^k - U_{i,j-1}^k) \right) \right] + \frac{1}{l_1 l_2 l} \left( 1 + \left( \frac{d}{h} \right)^2 \right) (l_1 (U_{i,j+1}^k - U_{i,j}^k) + l_2 U_{i,j-1}^{k+1}) \right\} / \\ \left[ \frac{1}{2\alpha\Delta t} + \frac{1}{h_1 h} \left( 1 - \frac{h_2}{2\xi_i} \right) + \frac{1}{l_1 l} \left( 1 + \left( \frac{d}{h} \right)^2 \right) \right]$$

$$V_{i,j}^{k+1} = \left\{ \left( \frac{1}{2\alpha\Delta t} \right) V_{i,j}^k + \frac{1}{h_1 h_2 h} \left[ h_1 \left( 1 + \frac{h_2}{2\xi_i} \right) \left( V_{i+1,j}^{k+1} - \frac{d_2}{l} (V_{i,j+1}^k - V_{i,j-1}^k) \right) - \right. \right. \\ \left. \left. h_2 \left( 1 - \frac{h_1}{2\xi_i} \right) \left( V_{i,j}^k - V_{i-1,j}^k - \frac{d_1}{l} (V_{i,j+1}^k - V_{i,j-1}^k) \right) \right] + \frac{1}{l_1 l_2 l} \left( 1 + \left( \frac{d}{h} \right)^2 \right) (l_1 V_{i,j+1}^k - l_2 (V_{i,j}^k - V_{i,j-1}^k)) \right\} / \\ \left[ \frac{1}{2\alpha\Delta t} + \frac{1}{h_2 h} \left( 1 + \frac{h_2}{2\xi_i} \right) + \frac{1}{l_2 l} \left( 1 + \left( \frac{d}{h} \right)^2 \right) \right]$$

$$\text{Avec } h_1 = r_i - r_{i-1} = \Delta r_{i-1} \quad ; \quad h_2 = r_{i+1} - r_i = \Delta r_i \quad ; \quad h = h_1 + h_2$$

$$l_1 = z_j - z_{j-1} = \Delta z_{j-1} \quad ; \quad l_2 = z_{j+1} - z_j = \Delta z_j \quad ; \quad l = l_1 + l_2$$

$$d_1 = z_i - z_{i-1} = \Delta z_{i-1} \quad ; \quad d_2 = z_{i+1} - z_i = \Delta z_i \quad ; \quad d = d_1 + d_2$$

Le domaine physique de la chambre de combustion est discrétisé en domaine de calcul suivant un maillage non uniforme dans les directions axiale et radiale. Le maillage sera raffiné davantage près des parois internes de la chambre de combustion, ceci est indispensable suite aux variations très importantes des gradients de température dans ces régions. La figure 3 montre un maillage bidimensionnel de la chambre de combustion à angle de rotation du vilebrequin de 0°.

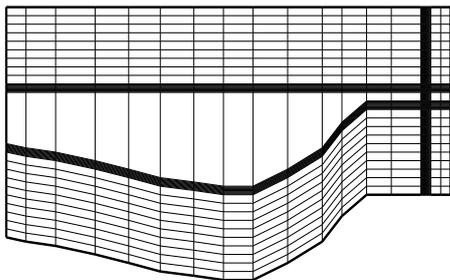


Figure 3 : maillage de la chambre de combustion à 0° angle de vilebrequin

### RESULTATS ET DISCUSSION

Cette étude concerne un moteur Diesel monocylindrique à injection directe, refroidi par eau. La chambre de combustion d'un tel moteur est constituée par les parois de cylindre (chemise), la culasse et la surface du piston. La culasse et le piston sont fabriqués en alliage d'aluminium et la chemise en fonte. Le joint entre la culasse et la chemise est très mince, sa résistance thermique est négligeable.

Le champ thermique dans les composants est présenté par les isothermes et est illustré par les figures (4,5,6) à des différentes positions du vilebrequin. Les conditions aux limites utilisées sont estimées à partir des mesures expérimentales effectuées sur un moteur de mêmes dimensions [5]

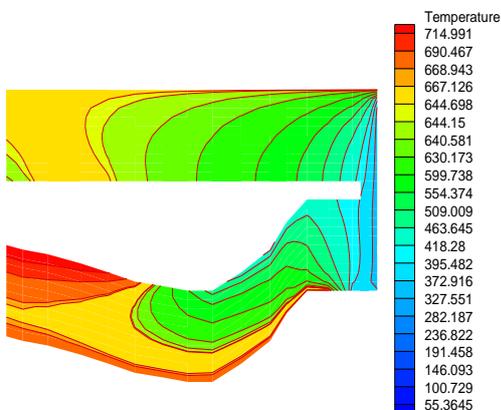


Figure 4 : distribution de température à 0° angle du vilebrequin

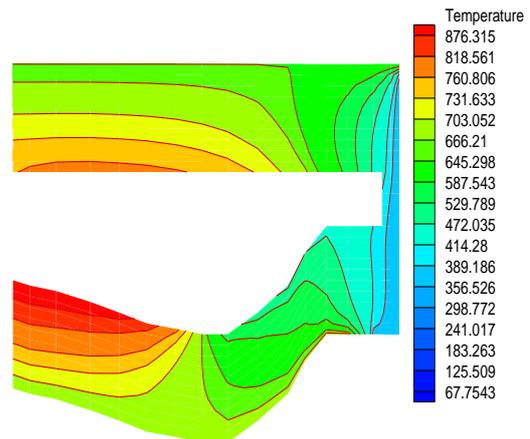


Figure 5 : distribution de température à 0° angle du vilebrequin

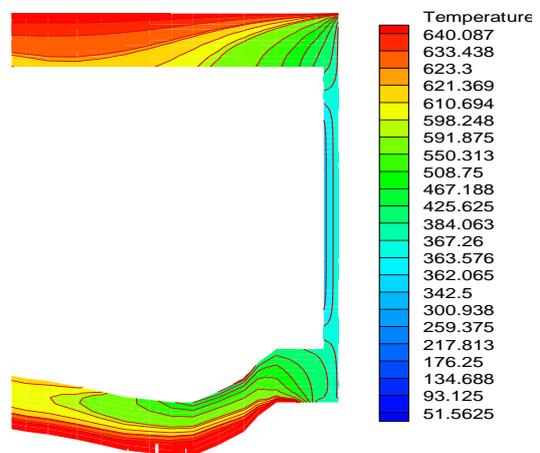


Figure 6 : distribution de température à 0° angle du vilebrequin

La figure 4 présente la distribution de température en régime permanent, lorsque le piston est au PMH avec une densité de flux égale à 1MW /m<sup>2</sup>. On remarque que les niveaux élevés de la température sont localisés au piston, et plus exactement au centre de la tête du piston. On remarque aussi que les niveaux de température dans la culasse sont plus élevés que celles dans la chemise, au sein de laquelle la variation de température n'est pas importante. Ceci peut être aussi remarqué dans la figure 7, où la température augmente quand on se rapproche du haut de la chemise.

La position du piston correspondant à 20° angle du vilebrequin est illustrée dans la figure 5. on peut noter les hauts niveaux de température car cet angle indique la pleine combustion, dont la densité de flux est égale à 3MW/m<sup>2</sup>.

La phase d'admission correspondant à -190° angle du vilebrequin et est illustrée par la figure 6, la température des parois est supérieure à celle de l'air, on se trouve en présence de l'inversement du sens des échanges.

L'ordre de grandeur des résultats obtenus par cette étude est satisfaisant quant aux mesures expérimentales déjà effectuées [5].

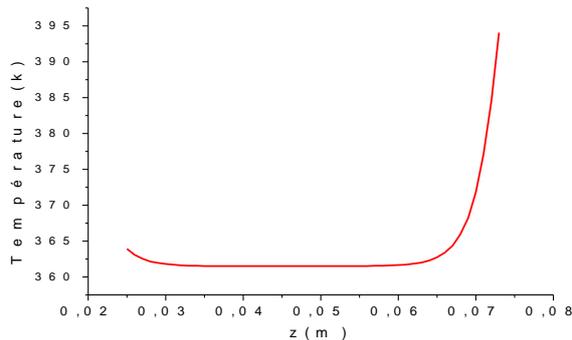


Figure 7 : température sur la paroi interne de la chemise

La variation des températures des pièces est liée surtout à la variation de la résistance thermique qui est elle-même liée à la conductivité du matériau choisi, comme l'indiquent les figures 8 et 9.

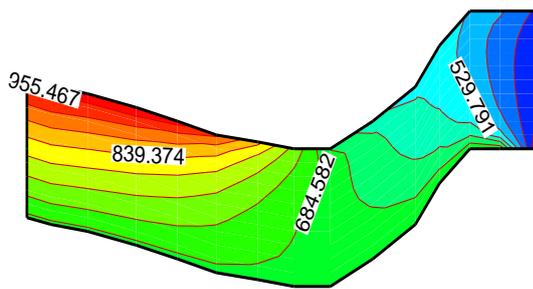


Figure 8 : Tête de piston en céramique

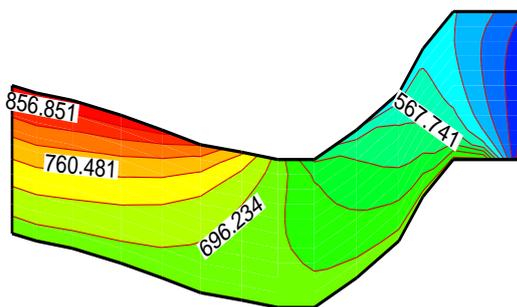


Figure 9 : Tête de piston en aluminium

les parois des composants constituant la chambre, pour des différentes phases de fonctionnement du moteur. Les résultats obtenus ont permis de donner une idée générale sur le comportement thermique des différentes parties constituant la chambre de combustion ; ainsi nous avons pu tracer les courbes représentant les isothermes des parois de la chambre de combustion pour les différentes phases de fonctionnement du moteur.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] P. Popp, M. Baum: Heat transfer and pollutant formation mechanisms in insulated combustion chambers, SAE paper, 952387, 1995.
- [2] D.R. Tree, D.C. Oren, T.M. Yonushonis, P.D. Wiezyski: Effect of insulated pistons on engine performance and heat transfer, SAE paper 970215, 1997.
- [3] M. Syrimis, D.N. Assanis: Piston heat transfer measurements under varying knock intensity in a spark-ignition engine, SAE paper, 971667, 1997.
- [4] C.D. Rakopoulos, G.C. Mavropoulos: Components heat transfer studies in a low heat rejection D.I. Diesel engine using a hybride thermostructural finit element model, Applied thermal Engineering, vol. 38, No 3.pp 301-316, 1998.
- [5] Y.LIU, R.D.REITZ: Modeling of heat conduction within chamber walls for multidimensional internal combustion engine simulation. Int. J. Heat Mass Transfer. Vol.41, no 6-7, pp. 859-896, 1998.
- [6] J.F. Wiedenhofer, R.D. Reitz: Modelling the effect of E.G.R and multiple injection shemes on I.C. engine component temperature, Numerical heat transfer, part A, 37:673-694, 2000.
- [7] C.D. Rakopoulos, G.C. Mavropoulos: Experimental instantaneous heat fluxes in the cylinder heat and exhaust manifold of an air-cooled Diesel engine, Energy conversion & Management 41, 1265-1281, 2000.
- [8] N. Lawrence, H.Y.P. Kortekaas: DECSIM-A.P.C. Based diesel engine cycle and cooling system simulation program, Mathematical and computer modelling 33, 565-575, 2001.
- [9] H. Kajiwara, Y. Fujioka, T. Suzuki, H. Negishi: An analytical approach for prediction of piston temperature distribution in Diesel engines, JSAE Review 23,420-434, 2002.

## CONCLUSION

Une simulation numérique de la conduction par la méthode des différences finies d'un modèle simplifié de la chambre de combustion a permis de déterminer la distribution de température à travers