

**REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE**  
**Ministère de l'enseignement supérieur et de la recherche scientifique**

**ECOLE NATIONALE POLYTECHNIQUE**  
**Département de Génie Mécanique**

**PROJET DE FIN D'ETUDES**

**En vue de l'obtention du diplôme d'ingénieur d'Etat en**  
**Génie Mécanique**

**Thème**

**Aspect bidimensionnel de transfert thermique**  
**dans les moteurs à combustion interne**

**Dirigé par:**

**Mr S. LARBI**

**Mr M.T.ATTOUCHI**

**Réalisé par :**

**YOUSFI Mohsen**

***Promotion 2010***

## ملخص

قما في هذه المذكرة بدراسة انتقال الحرارة عبر جدران اسطوانة محرك ذو احتراق داخلي لسيارة خفيفة الوزن, تتطلب النمذجة الرياضية لهذه الظاهرة استعمال معادلة انتقال الحرارة, و هي من المعادلات ذوات المشتقات الجزئية الغير خطية. استلزم حل هذه المعادلة تطبيق طريقة الحجم المنتهية, و في إطار هذا العمل قد طورنا برنامج عبر استخدام "ماتلاب" من اجل الحصول على نتائج تخص توزيع الحرارة عبر الاسطوانة, ثم قما بمقارنة هذه النتائج مع نظيرتها المتحصل عليها من خلال استخدام برنامج "فلوينت" و قد توصلنا إلى توافق كبير بين النتائج المتحصل عليها.

### كلمات المفاتيح

انتقال الحرارة-التوصيل الحراري-طريقة الحجم المنتهية-محرك ذو احتراق داخلي-أسطوانة.

## Résumé

Dans ce projet, nous avons étudié le problème de conduction de la chaleur, à travers les parois d'un cylindre à surface ailetée, d'un moteur à combustion interne, d'un véhicule léger. La modélisation mathématique de ce problème a donné lieu à une équation aux dérivées partielles non linéaire, dont la résolution a été faite par l'utilisation de la méthode des volumes finis. Un programme de calcul sous MATLAB a été développé pour résoudre ce problème. Les résultats obtenus sont relatifs à la distribution spatio-temporelle de la température dans le cylindre. Ces résultats ont été comparés à ceux du logiciel FLUENT. Un bon accord a été observé entre les différents résultats.

### Mots Clés :

Conduction de chaleur ; Volumes finis ; Moteur à combustion interne ; Surface ailetée.

## Abstract

In this project, we have studied the heat conduction problem, through cylinder's wall with a finned surface, of an internal combustion engine, of a lightweight vehicle. The mathematic modeling of this problem has given place to an equation to partials derived no-linear, in which the resolution has been done by the user of the finite volumes' method. A calculation program under MATLAB has been developed for the resolution of this problem. The obtained results are relative to the space-temporal distribution of the temperature in the cylinder. These results have been compared to those of FLUENT software. A good accord has been observed between different results.

### Keywords :

Heat conduction transfer; Finite volume method; Internal combustion engine; Finned surface.

# *REMERCIEMENT*

*Je tiens en premier lieu à remercier monsieur Salah LARBI de m'avoir guidé en tant qu'encadreur de mémoire. Sa compétence scientifique et son dynamisme m'ont été d'un grand secours pour finir mon travail.*

*Mes remerciements vont également à monsieur Mohamed Tarek ATTOUCHI, en sa qualité de Co-promoteur de ce projet.*

*Je remercie naturellement les membres du jury qui ont accepté d'évaluer mon travail.*

*Mes sentiments vont également à toutes les personnes qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail. Sans oublier tous mes enseignants du département de Génie Mécanique qui ont participé à ma formation.*

## *DEDICACES*

*Je dédie ce modeste travail avec ma profonde conviction à :*

*- Mes chers parents*

*- Mes frères et sœurs*

*- Tous mes enseignants à leur tête Dr S. LARBI*

*- A tous mes collègues et amis.*

*- A tous ce qui ont vécu avec moi les pires et heureux moments de ma vie.*

# ***NOMENCLATURE***

$A$	: Aire de la surface d'échange.....	[m <sup>2</sup> ]
$C_p$	: Chaleur spécifique à pression constante.....	[J/kg.K]
$D$	: Diamètre de l'alésage.....	[m]
$f_c$	: Partie constante de la linéarisation de flux à la limite .....	[W/m <sup>2</sup> ]
$f_p$	: Coefficient de Température dans la linéarisation de flux à la limite.....	[W/m <sup>2</sup> .K]
$h_g$	: Coefficient d'échange thermique du gaz .....	[W/m <sup>2</sup> .K]
$K$	: Conductivité thermique du solide.....	[W/m.K]
$P_g$	: Pression des gaz.....	[Pa]
$P_1$	: Pression de suralimentation.....	[Pa]
$P_0$	: Pression sans combustion.....	[Pa]
$Q$	: Quantité de chaleur.....	[J]
$q$	: Flux de chaleur .....	[W]
$S$	: Terme source.....	[J/m <sup>3</sup> ]
$\bar{S}$	: Terme source moyen.....	[ J/m <sup>3</sup> ]
$S_c$	: Partie constante de la linéarisation du terme source.....	[ J/m <sup>3</sup> ]
$S_p$	: Coefficient de T dans la linéarisation du terme source.....	[ J/m <sup>3</sup> ]
$T_g$	: Température des gaz.....	[K]
$T_p$	: Température de la paroi.....	[K]
$T_\infty$	: Température du fluide ambiant .....	[K]
$t$	: Temps.....	[s]
$V$	: Vitesse.....	[m/s]
$V$	: Volume.....	[m <sup>3</sup> ]

## Symboles Grecs

$\rho$	: Masse volumique.....	[Kg/m <sup>3</sup> ]
$\nu$	: Viscosité cinématique.....	[m <sup>2</sup> /s]
$\mu$	: Viscosité dynamique.....	[Kg/m.s]
$\delta x$	: Distance.....	[m]
$\phi$	: Variable générale dépendante qui peut être la température, la vitesse,.....	[K, m/s,..]
$\Delta t$	: Pas du temps.....	[s]

# ***SOMMAIRE***

<b>INTRODUCTION GENERALE</b> .....	1
------------------------------------	---

## ***CHAPITRE (I) : Moteurs à combustion interne et transferts thermiques***

I.1. Organes constituant les moteurs à combustion interne .....	2
I.1.1. Organes fixes.....	3
I.1.2. Organes mobiles.....	5
I.2. Définitions.....	9
I.2.1. Champ de température .....	9
I.2.2. Gradient de température.....	9
I.2.3. Flux de chaleur.....	9
I.2.4. Résistances thermiques .....	10
I.3. Modes de transferts thermiques .....	10
I.3.1. Conduction .....	11
I.3.2. Convection .....	11
I.3.3. Rayonnement .....	11
I.4. Sources de chaleur interne .....	12
I.4.1. Combustion .....	12
I.4.2. Frottements.....	12
I.5. Modélisation des transferts thermiques .....	13
I.5.1. Transfert de chaleur dans le cycle .....	14
I.5.2. Bilan thermique.....	14
I.6. Echanges thermiques dans les moteurs.....	15
I.6.1. Echanges thermiques gaz- parois internes .....	16
I.6.2. Mécanisme d'échanges aux parois.....	17
I.6.3. Transferts secondaires.....	18
I.6.4. Echanges thermiques avec le fluide de refroidissement.....	18
I.6.4.1. Effets thermiques sur le fonctionnement du moteur .....	19
I.6.4.2. Nécessité du Refroidissement .....	20
Conclusion.....	23

## ***CHAPITRE (II) : Contexte bibliographique***

II.1. Relations donnant l'expression du flux de chaleur .....	24
II .2. Relation donnant l'expression du coefficient d'échange .....	27
II.2.1. Relation basée sur nombre de Nusselt .....	27
II.2.2. Relations empiriques .....	28
II.3. Transferts thermiques entre les parois et le fluide de refroidissement.....	34

## ***CHAPITRE (III) : Modèle Mathématique et Présentation de la méthode de résolution numérique***

III.1. Modélisation du transfert thermique dans les parois .....	38
III.2. Modèle mathématique .....	38
III.3. Cylindre du moteur et conditions initiales et aux limites .....	40
III.3.1. Conditions initiales et aux limites .....	40
III.3.2. Conditions aux limites supérieures : .....	41
III.3.1.3. Condition à la limite inférieure.....	42
III.3.1.4. Conditions aux limites gauches .....	43
III.3.1.5. Conditions aux limites droites .....	43
III.4. Principe de la méthode des volumes finis .....	43
III.5. Maillage.....	45
III.6. Discrétisation de l'équation de la chaleur .....	46
III.6.1. Détermination de la conductivité thermique aux interfaces des volumes de contrôle.....	49
III.6.2. Conservation du flux aux interfaces .....	50
III.6.3. Traitement du terme source .....	51
III.7. Linéarisation du terme source .....	53
III.8. Règles de base et critère de convergence .....	54
III.9. Conditions aux limites.....	55
III.10. Linéarisation des conditions aux limites .....	58
III.11. Non-linéarité.....	59
<i>III.12. Conduction en régime transitoire .....</i>	<i>60</i>
<i>III.13. Problème à 2 et 3 dimensions .....</i>	<i>62</i>
<i>III.14. Equation de discrétisation en coordonnées polaires .....</i>	<i>63</i>



## **CHAPITRE (IV) : Résultats et interprétations**

<i>IV.1. Présentation de l'élément d'étude.....</i>	<i>Erreur ! Signet non défini.</i>
<i>IV.2. Présentation des résultats et discussions .....</i>	<i>Erreur ! Signet non défini.</i>
IV.2.1. Les résultats obtenus par le logiciel FLUENT .....	Erreur ! Signet non défini.
IV.2.2. Les résultats obtenus par le programme sous MATLAB .....	Erreur ! Signet non défini.
<i>IV.3. Comparaison entre les résultats obtenus par FLUENT et programme MATLAB.....</i>	<i>Erreur ! Signet non défini.</i>
<i>Conclusion.....</i>	<i>Erreur ! Signet non défini.</i>

<b>CONCLUSION GENERALE.....</b>	<b>84</b>
---------------------------------	-----------

**ANNEXE A**

**ANNEXE B**

**REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES**

## *Liste des figures*

Figure. I.1. <i>Photo de Bloc-cylindres</i> .....	3
Figure. I.2. <i>Photo de la culasse</i> .....	4
Figure. I. 3. <i>Photo montrant le carter</i> .....	5
Figure. I.4. <i>Photo montrant les joints</i> .....	5
Figure. I.5. <i>Représentation schématique d'un piston pour moteur à allumage commandé ou Moteur Diesel</i> .....	6
Figure. I.6. <i>Schéma d'une bielle</i> .....	7
Figure. I.7. <i>Vilebrequin d'un moteur à 6 cylindres</i> .....	8
Figure. I.8. <i>Vue en coupe montrant les soupapes</i> .....	8
Figure. I.9. <i>Zones d'échanges thermiques entre gaz de combustion et parois</i> .....	16
Figure. II.1. <i>Coefficient d'échange thermique calculé par la corrélation de Woschni à 4 000 tr/min pleine charge pour un moteur Diesel 2 L, 80 kW</i> .....	30
Figure.III.1. <i>Section du cylindre représentant le domaine à étudier</i> .....	40
Figure.III.2. <i>Discrétisation d'un domaine en volumes élémentaires</i> .....	44
Figure.III.3. <i>Discrétisation des interfaces placées à mi-distance des deux nœuds</i> .....	45
Figure.III.4. <i>Discrétisation des nœuds placés au centre des volumes</i> .....	45
Figure.III.5. <i>Maillage unidimensionnel</i> .....	47
Figure.III.6. <i>Choix du profil de température. a) Profil constant. b) Profil linéaire</i> .....	48
Figure.III.7. <i>la détermination de la conductivité thermique</i> .....	50
Figure.III.8. <i>Conductivité thermique à l'interface</i> .....	50
Figure.III.9. <i>Profil de deux parties entre les points de réseau</i> .....	51
Figure.III.10. <i>Ailette infinie</i> .....	51
Figure.III.11. <i>Domaine unidimensionnel</i> .....	56
Figure.III.12. <i>Demi-V.C à la limite gauche (Nœud frontalier)</i> .....	56
Figure. IV.1. <i>Section du cylindre représentant le domaine à étudier</i> .....	66

Figure. IV.2. <i>Evolution de la conductivité thermique en fonction de la température pour quelques matériaux.....</i>	67
Figure. IV.3. <i>Distributions d'isothermes en régime permanent pour une conductivité thermique variable. Résultats obtenus par le logiciel FLUENT.....</i>	68
Figure. IV.4. <i>Distributions d'isothermes en régime permanent pour une conductivité Thermique, <math>K=220</math> W/m.K. Résultats obtenus par le logiciel FLUENT.....</i>	69
Figure. IV.5. <i>Distributions de température, en régime permanent, dans le cylindre pour <math>K=260-0.05T</math>. Résultats obtenus par FLUENT.....</i>	70
Figure. IV.6. <i>Distributions de température, en régime permanent, dans le cylindre pour <math>K=220</math> W/m.K. Résultats obtenus par FLUENT.....</i>	70
Figure. IV.7. <i>Distribution de température en régime transitoire par apport la position X, par FLUENT après 5s.....</i>	77
Figure. IV.8. <i>Distribution de température en régime transitoire par apport la position X, par MATLAB après 5s.....</i>	77
Figure. IV.9. <i>Distribution de température en régime transitoire par apport la position X, par FLUENT après 25s.....</i>	78
Figure. IV.10. <i>Distribution de température en régime transitoire par apport la position X, par MATLAB après 25s.....</i>	78
Figure. IV.11. <i>Distribution de température en régime transitoire par apport la position X, par FLUENT après 50s.....</i>	79
Figure. IV.12. <i>Distribution de température en régime transitoire par apport la position X, par MATLAB après 50s.....</i>	79
Figure. IV.13. <i>Distribution de température en régime transitoire par apport la position X, par FLUENT après 90s.....</i>	80
Figure. IV.14. <i>Distribution de température en régime transitoire par apport la position X, par FLUENT après 90s.....</i>	80

Figure. IV.15. <i>Distribution de température en régime transitoire par apport la position X, par FLUENT après 120s</i> .....	81
Figure. IV.16. <i>Distribution de température en régime transitoire par apport la position X, par MATLAB après 120s</i> .....	81
Figure. IV.17. <i>Distribution de température en régime transitoire par apport la position X, par FLUENT après 150s</i> .....	82
Figure. IV.18. <i>Distribution de température en régime transitoire par apport la position X, par MATLAB après 150s</i> .....	82

## *Liste des tableaux*

Tableau.I.1. <i>Dimension du piston par rapport à son diamètre <math>D</math></i> .....	6
Tableau.I. 2. <i>Transfert de chaleur entre les gaz et les parois de cylindre au cours d'un cycle</i> .....	14
Tableau.I. 3. <i>Répartition de la chaleur transférée au cours d'un cycle</i> .....	14
Tableau.II.1. <i>Les valeurs de <math>b</math></i> .....	30
Tableau.II. 2. <i>Les coefficients <math>C_1</math> et <math>C_2</math> pour chaque phase</i> .....	32
Tableau.II. 3. <i>Coefficient d'échange calculé à partir de la corrélation de Colburn</i> .....	35

# *INTRODUCTION GENERALE*

# INTRODUCTION GENERALE

---

## INTRODUCTION GENERALE

Les moteurs à combustion interne sont parcourus par des gaz à des températures très élevées, suite aux produits de combustion dans ces moteurs. Les gaz chauds, confinés par les parois du moteur, peuvent entraîner des perturbations sur le bon fonctionnement du moteur, ainsi que des problèmes au niveau des matériaux comme le risque de fissuration de la culasse. Alors, Il est nécessaire, pour le bon fonctionnement, que les structures mécaniques du moteur soient maintenues à des températures modérées.

Les objectifs visés à travers ces études sont relatives à la détermination spatio- temporelle du champ de température, dans les parois du cylindre d'un moteur à combustion interne d'un véhicule léger pour des conditions de fonctionnement données. A cet effet, un programme de simulation sous l'environnement MATLAB a été élaboré, le logiciel CFD, FLUENT, a également été utilisé dans une perspective de comparaison entre résultats. Ces études devront permettre la mise en évidence des différents modes de transmission de la chaleur intervenant dans ces mécanismes. En effet, la complexité des processus de transfert ayant lieu dans ces problèmes, de point de vue expérimental (Techniques de mesures) et le coût relativement élevé des essais, la modélisation mathématique et la simulation numérique du phénomène en temps réel peuvent constituer une alternative forte et intéressante [1].

Ce mémoire est constitué de quatre chapitres. Dans le premier chapitre, on présentera une description des moteurs à combustion interne ainsi que des généralités sur les transferts thermiques dans les MCI. Le second chapitre concerne une étude de la détermination du coefficient de transfert thermique (paramètre important dans l'évaluation du flux de chaleur évacué). Le modèle mathématique et les conditions initiales et aux frontières ainsi que la présentation de la méthode numérique utilisée pour résoudre le problème, constituent le chapitre trois. Le chapitre quatre concerne la présentation des résultats obtenus ainsi que leur interprétation et comparaison. Notre travail se terminera par une conclusion générale.

*Chapitre I :*

*MOTEURS à Combustion interne et  
Transfert thermique*



Le moteur à combustion interne est un dispositif qui fournit de l'énergie mécanique par transformation de l'énergie calorifique, libérée par calcination d'un combustible.

Il existe quatre types principaux de moteurs à combustion interne : le moteur à allumage commandé, ou moteur à explosion, le moteur Diesel, le moteur à piston rotatif et la turbine à gaz. De nombreux types de moteurs utilisent le principe de la propulsion à réaction. Le moteur à allumage commandé, inventé par le technicien allemand Nikolaus August Otto, est le moteur classique à essence, utilisé pour la propulsion des automobiles et des avions ; le moteur Diesel, conçu par Rudolf Christian Karl Diesel, fonctionne suivant un principe différent et utilise du gazole ou de l'huile lourde comme carburant. Ce moteur est utilisé dans les générateurs électriques, la propulsion des navires, des camions et des bus, ainsi que dans certaines automobiles. Le moteur à allumage commandé et le moteur Diesel existent en deux temps ou quatre temps [2].

### **I.1. Organes constituant les moteurs à combustion interne**

Dans l'ensemble, les constituants des moteurs à allumage commandé sont semblables à ceux des moteurs Diesel. La chambre de combustion est constituée d'un cylindre, en général immobile, fermé à l'une de ses extrémités et dans lequel un piston coulisse. Le mouvement de va-et-vient du piston modifie le volume de la chambre située entre la face interne du piston et l'extrémité fermée du cylindre. La face externe du piston est couplée à un vilebrequin par une bielle. Le vilebrequin transforme le mouvement alternatif du piston en un mouvement rotatif.

Dans les moteurs multicylindres, le vilebrequin possède une partie coudée, le maneton associé à chaque bielle. Ainsi, la force de chaque cylindre s'applique sur le vilebrequin à moment approprié de sa rotation. Les vilebrequins sont munis de lourds volants et de contrepoids qui minimisent l'irrégularité du mouvement de l'arbre. Un moteur peut contenir jusqu'à 28 cylindres [3].

Dans un moteur à combustion interne on peut distinguer les organes fixes et les organes mobiles, et organes qu'on peut appeler organes annexes[4].

## I.1 .1. Organes fixes

### a)- Le Bloc-cylindre

C'est la partie inférieure du moteur, Le bloc est en fonte ou en alliage d'aluminium moulé. Il constitue le bâti du moteur dont la partie intérieure est usinée pour former les cylindres ou les logements de Chemises, s'il s'agit d'un moteur à chemises rapportées.

L'eau de refroidissement circule librement à l'intérieur du carter-moteur. Sa partie supérieure est dressée pour former plan un de joint : la culasse vient, en effet, s'appuyer sur le plan de joint supérieur pour coiffer les cylindres [5].

Le bloc- cylindre doit remplir plusieurs fonctions, parmi lesquelles on peut citer:

- Résister à la pression des gaz de l'explosion qui tendent à le dilater et à repousser la culasse ;
- Guider le piston, d'où la nécessité de diminuer le frottement et d'augmenter la résistance à l'usure tout en permettant un usinage et un polissage facile ;
- Évacuer la chaleur grâce à la conductibilité des parois ;
- Éventuellement, contenir l'eau de refroidissement tout en résistant à la corrosion qu'elle est susceptible de provoquer et qui peut, à la longue, gêner la circulation dans les chambres de refroidissement ;
- Supporter les organes de distribution.



Fig. I.1 photo de Bloc-cylindres.

**b)- La culasse**

Elle surmonte le bloc donc l'ensemble des cylindres. Elle supporte les bougies dans les moteurs à allumage commandé et les injecteurs dans les moteurs à allumages par compression et dans certains moteurs, les culbuteurs : des trous débouchant y sont prévus et servent de guides pour les tiges de soupapes ou de conduites pour le passage du fluide réfrigérant. La culasse enfin évacue la chaleur dégagée par la combustion des gaz. La géométrie de la culasse est très complexe, elle est fabriquée avec les mêmes matériaux utilisés pour la fabrication des chemises : à savoir des alliages d'aluminium d'acier ou de fonte[4].

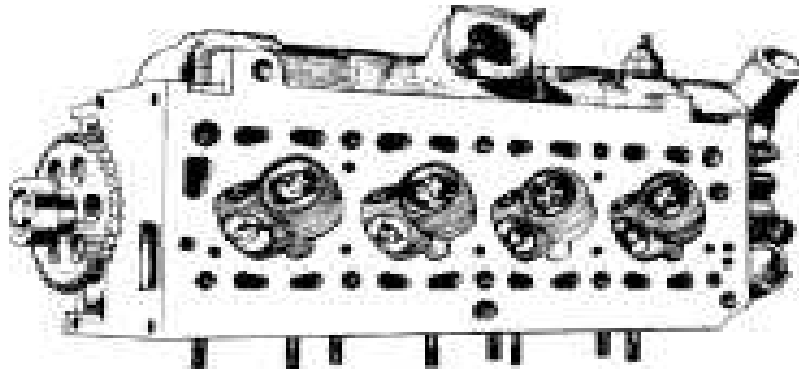


Fig. I.2 .photo de la culasse

La culasse doit présenter différentes qualités, qui sont, la résistance à la pression, une bonne conductibilité thermique, la résistance à la corrosion, les chambres de combustion ne doivent présenter aucune irrégularité, afin d'éviter les points chauds, et d'éliminer les risques d'auto-allumage [5].

**c)- La chemise :**

C'est un fût cylindrique dans lequel coulisse le piston, elle peut être rapportée ou alésée directement dans le bloc, selon le type de combustible utilisé ou la puissance du moteur.

La chemise peut être en fonte phosphoreuse (0,25 à 0,60% de phosphore) à structure Perlitique, en Acier Nickel – chrome auquel on additionne des traces de Molybdène et on fait subir un durcissement superficiel par nitruration ou en alliage d'aluminium [3].

d)- Le carter :

Il sert de réserve pour l'huile de graissage et participe également à son refroidissement [3].

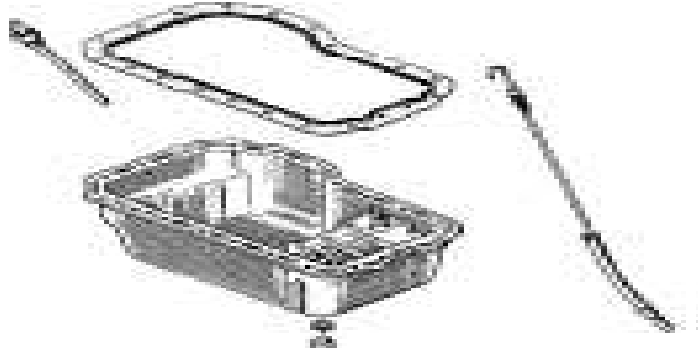


Fig. I. 3 Photo montrant le carter

e)-les joints :

Ils sont nombreux, le principal étant le joint de culasse [3].

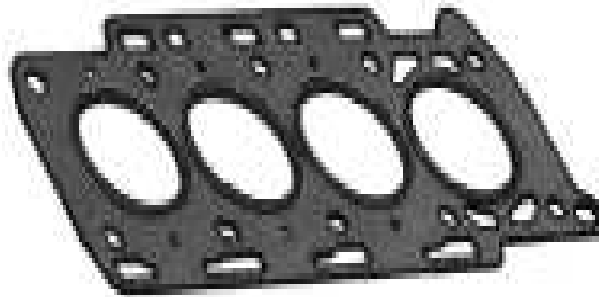


Fig. I.4 : photo montrant les joints

### I.1.2. Organes mobiles

a)- Le piston

Le piston transmet au vilebrequin, par l'intermédiaire de la bielle, l'énergie qui lui est fournie par la combustion des gaz pendant la détente. Au cours des autres temps du Cycle, c'est la bielle qui commande le mouvement du piston déterminant ainsi l'admission des gaz frais, leur compression et l'évacuation des gaz brûlés.

Le piston est soumis à des efforts engendrés par la combustion et à des températures élevées. Il est conçu en fonte GS, à laquelle on ajoute du Nickel, du Chrome et du Silicium en

faible proportion, en alliage d'acier et de Cuivre également ou en alliage d'Aluminium et de Silicium.

Le jeu de fonctionnement entre le cylindre et le culot du piston est, à froid, de l'ordre de 0,06 mm sur le diamètre pour un alésage de 80 mm. Pour obturer cet espace, des anneaux élastiques, en fonte douce, appelés segments, sont placés dans des gorges du piston.

Une des fonctions des segments, doit être d'assurer l'uniformité des pressions radiales sur la paroi du cylindre. Un revêtement dur, obtenu par des opérations de chromage successives assure un plus long service en conservant au cylindre l'étanchéité nécessaire.

Finalement il doit résister aux très fortes chaleurs et aux contraintes mécaniques ainsi qu'être le plus léger possible pour diminuer les masses en mouvement [6].

Les formes du piston sont définies dans le tableau (I.1).

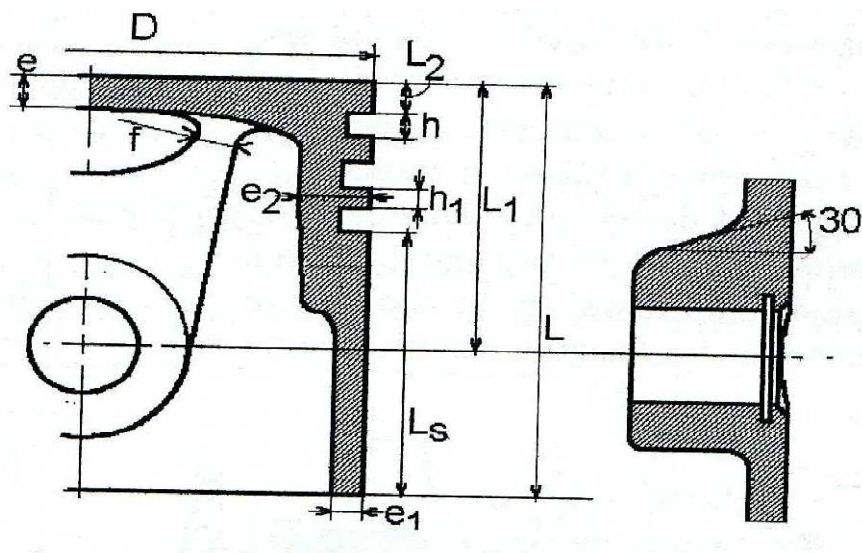


Fig. I.5. Représentation schématique d'un piston pour moteur à allumage commandé ou Moteur Diesel [6]

Tableau (I.1) : Dimension du piston par rapport à son diamètre D [6].

	L/D	L1/D	L2/D	e/D	e1/D	e2/D	h/D	h1/D
Essence	0.65	0.5	0.15-0.2	0.1	0.02	0.08	0.035	0.03
diesel	1.2-1.5	0.6	0.2	0.09-0.15	0.03	0.07-0.1	0.04	0.025-0.04

### b)- La bielle

C'est l'organe qui transmet au maneton du vilebrequin les efforts reçus par le piston Transformant le mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement circulaire continu.

En général plus longue est la bielle mieux elle transmet la force qui lui est appliquée, mais plus élevée est la vitesse de rotation du moteur plus légère, soit plus courte, doit être la bielle afin de limiter l'amplitude des effort d'inertie alternatifs et rotatifs [7] .

Une bielle est composée :

- d'une tête reliée au vilebrequin
- d'un pied relié à l'axe du piston
- d'un corps qui relie la tête et le pied

Ainsi que de coussinets ou de roulements situés dans la tête et le pied pour réduire les frottements et faciliter le mouvement rotatif.

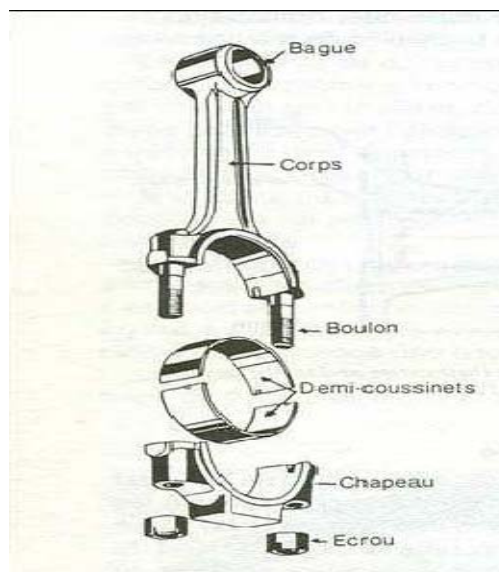


Fig. I.6. Schéma d'une bielle

### c)- Le Vilebrequin (ou arbre moteur)

Il permet d'achever la transformation, par l'intermédiaire de la bielle, du mouvement alternatif du piston en mouvement rotatif fournissant le couple utile. De plus, il commande le ou les arbres à cames, la pompe à eau, le ventilateur (dans le cas du refroidissement à eau) et l'alternateur alimentant la batterie d'accumulateur [4]. Il comprend :

- Les tourillons ;
- Les manetons ;
- Les manivelles ou flasques ;
- Un dispositif de fixation au volant ;
- Des canalisations intérieures pour le graissage sous pression des manetons et des tourillons ;
- Un dispositif de fixation de roues dentées pour la commande du ou des arbres à cames.



Fig.I.7. Vilebrequin d'un moteur à 6 cylindres

d-les soupapes :

Les soupapes sont indispensables au fonctionnement de certains moteurs. Elles sont généralement actionnées par un arbre à cames avec un ou plusieurs ressorts de rappel individuels, ou par une barre de torsion. Ils sont dits à soupape commandée. Dans le cas de certains moteurs à combustion interne, elles sont simplement commandées par la différence de pression entre leurs deux faces (soupapes automatiques).

Il ya deux types de soupapes:

- soupapes d'échappements.
- soupapes d'admissions.

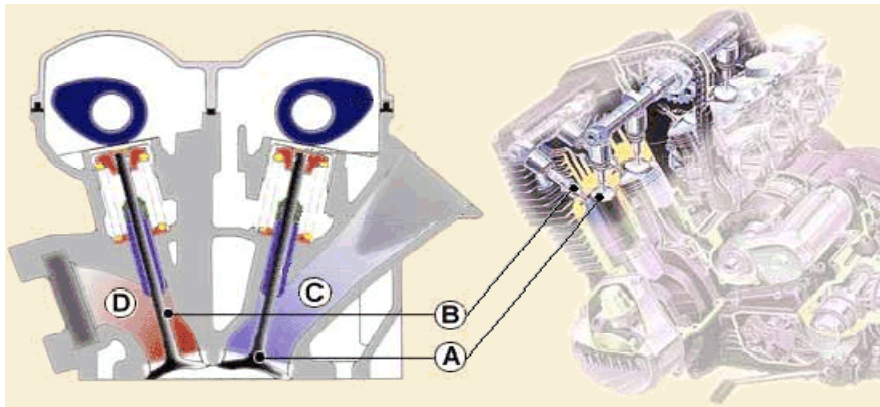


Fig. I.8. : Vue en coupe montrant les soupapes.

La soupape d'admission, A, permet aux gaz frais, C, (essence + air) de rentrer dans la chambre de combustion depuis le carburateur ou l'injecteur.

La soupape d'échappement, B, permet aux gaz brûlés, D, de sortir de la chambre de combustion vers l'échappement [4].

## **I.2. Définitions**

### **I.2.1. Champ de température**

Les transferts d'énergie sont déterminés à partir de l'évolution dans l'espace et dans le temps de la température :  $T = T(x,y,z,t)$ . La valeur instantanée de la température en tout point de l'espace est un scalaire appelé champ de température. Nous distinguerons deux cas :

- Champ de température indépendant du temps : le régime est dit permanent ou stationnaire.

- Evolution du champ de température avec le temps : le régime est dit variable ou instationnaire.

### **I.2.2. Gradient de température**

Si l'on réunit tous les points de l'espace qui ont la même température, on obtient une surface dite surface isotherme. La variation de température par unité de longueur est maximale le long de la normale à la surface isotherme. Cette variation est caractérisée par le gradient de température :

$$\overrightarrow{grad}(T) = \frac{\partial T}{\partial n} \vec{n}$$

Avec :

$\vec{n}$  : Vecteur unitaire normal à la paroi ;

$\frac{\partial T}{\partial n}$  : Dérivée de la température le long de la normale.



## I.2.3. Flux de chaleur

La chaleur s'écoule, dans le solide sous l'influence d'un gradient de température par conduction, des hautes vers les basses températures. La quantité de chaleur transmise par unité de temps et par unité d'aire de la surface isotherme est appelée densité de flux de chaleur elle

est donnée par :

$$\phi = \frac{1}{S} \frac{\delta Q}{\delta t}$$

Où : S, est l'aire de la surface (m<sup>2</sup>).

On appelle flux de chaleur la quantité de chaleur transmise par unité de temps :  $\phi = \frac{\delta Q}{\delta t}$

Q (J) : quantité de chaleur et  $\phi$  (W) : flux de chaleur.

## I.2.4. Les résistances thermiques

Par analogie avec l'électricité on définit les résistances thermiques comme suit :

$R_g = \frac{1}{h_g A}$  Résistance thermique convective intérieure ;

$R_p = \frac{x}{K.A}$  Résistance thermique conductive ;

$R_e = \frac{1}{h_e A}$  Résistance thermique convective extérieure.

A : la surface d'échange.

## I.3. Modes de transferts thermiques

Il y a transfert de chaleur entre deux points où règnent des températures différentes : le transfert s'effectue toujours de la température la plus élevée à la température la plus faible. La différence de température est la force motrice du transfert de chaleur. On distingue trois modes de transferts de chaleur :

## I.3.1. La conduction

C'est le transfert de chaleur au sein d'un milieu opaque, sans déplacement de matière, sous l'influence d'une différence de température. La propagation de la chaleur par conduction à l'intérieur d'un corps s'effectue selon deux mécanismes distincts : une transmission par les vibrations des atomes ou molécules et une transmission par les électrons libres dans le cas des métaux [8].

La théorie de la conduction repose sur l'hypothèse de Fourier : la densité de flux est proportionnelle au gradient de température :

$$\vec{\varphi} = -\lambda \overrightarrow{\text{grad}}(T)$$

Ou sous forme algébrique :  $\varphi = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x}$  [W/(m.K)]

Avec :  $\varphi$  , la densité de flux de chaleur transmis par conduction suivant une direction  $x$  ;  
 $\lambda$  , la conductivité thermique du milieu et  $x$  la variable d'espace dans la direction du flux.

## I.3.2. La convection

La convection est la propagation de la chaleur dans un fluide en mouvement. La transmission de chaleur s'effectue par l'action combinée de la conduction au sein de fluide et du mouvement de fluide. On parlera de convection forcée quand le mouvement du fluide s'effectue grâce à des forces externes (pompe, ventilateur, agitateur) et de convection naturelle quand le mouvement s'effectue sous l'influence de différences de densités dues à des différences de températures au sein du fluide [9].

## I.3.3. Le rayonnement

Le rayonnement est l'émission par un corps, d'ondes électromagnétiques, qui sont les vecteurs de ce transfert de chaleur. Les ondes sont émises dans toutes les directions et appartiennent au domaine de l'infrarouge et du visible. Aucun support matériel n'est nécessaire pour leur propagation.

Tous les corps, quel que soit leur état : solide, liquide ou gazeux, émettent un rayonnement de nature électromagnétique. Cette émission d'énergie s'effectue au détriment de l'énergie interne du corps émetteur.

Le rayonnement se propage de manière rectiligne à la vitesse de la lumière, il est constitué de radiations de différentes longueurs d'onde [10].

## I.4. Les sources de chaleur interne

L'énergie calorifique dégagée au sein des structures provient de deux sources :

- la combustion,
- les frottements.

### I.4.1. Combustion

Le terme combustion désigne une réaction chimique évoluant rapidement, réaction chimique accompagnée d'émission lumineuse et d'un important dégagement de chaleur : la flamme. La combustion comprend trois phases : l'inflammation, la propagation de la flamme et l'extinction [10].

La température maximale des gaz se situe, en général, 20° après le Point Mort Haut. Cette température est fonction principalement :

- de la température d'air admis au cycle ;
- de la quantité de combustible brûlée par gramme d'air.

### I.4.2. Les frottements

Le devenir de la puissance de frottement est la transformation en puissance calorifique. Les frottements constituent un apport de chaleur non négligeable dans un moteur. Cole et Alkilas [9]

ont ainsi constaté expérimentalement que les frottements de l'ensemble piston/segments/cylindre peuvent, dans certaines conditions de fonctionnement, représenter un tiers de l'apport total de chaleur au cylindre.

Le facteur thermique prédominant dans la génération des frottements est donc la température du lubrifiant. L'obtention rapide et le maintien d'une température d'huile optimisée (120 à 130°C ; au delà, la surchauffe risque d'entraîner une rupture des films de lubrification) permettent de réduire de manière significative les frottements, notamment durant les phases transitoires. Par contre, sur les points stabilisés, le potentiel maximal actuel de gain en consommation à 4 000 tr/min pleine charge n'est que de 3,5 % [9].

### **I.5. Modélisation des transferts thermiques**

La modélisation du transfert de chaleur dans les moteurs a commencé il y a environ 80 ans. Malgré que les analyses expérimentales et théoriques aient accompli des progrès considérables, un modèle prédictif satisfaisant n'est pas encore achevé.

Le problème rencontré dans les calculs des transferts convectifs est la valeur du coefficient de transfert  $h$ . Pas mal d'auteurs ont fourni des relations empiriques pour calculer sa valeur. Ces relations exigent la connaissance des propriétés du fluide en écoulement et des notions sur le processus des transferts thermiques.

I.5.1. Transfert de chaleur dans le cycle

Tableau (I. 2) : *transfert de chaleur entre les gaz et les parois de cylindre au cours d'un cycle [10].*

	Convection	Rayonnement des gaz	Rayonnement de la flamme
Admission	*		
Compression	*		
Combustion	*	*	*
Détente	*	*	*
Echappement	*	*	

Pour les deux types de moteur (Diesel et moteur à allumage commandé) la répartition de la chaleur transférée au cours d'un cycle est sous la forme suivante :

Tableau (I. 3) : *répartition de la chaleur transférée au cours d'un cycle [10].*

	Moteur à allumage commandé %	Diesel %
Compression	1 à 2	5 à 8
Combustion, détente	63 à 70	70 à 90
Echappement	29 à 35	5 à 22

I.5.2. Bilan thermique

Si on fait un bilan thermique dans un moteur à combustion interne:

$$\dot{Q}_t = \dot{Q}_N + \dot{Q}_r + \dot{Q}_{ra} + \dot{Q}_a + \dot{Q}_{res} + \dot{Q}_g \tag{I. 1}$$

Avec :

$\dot{Q}_t$  : Flux de chaleur dégagé si on brûle tout le combustible ;

$\dot{Q}_N$  : Flux de chaleur transformé en puissance effective ;

$\dot{Q}_r$  : Flux de chaleur évacué au liquide de refroidissement ;

$\dot{Q}_{ra}$  : Flux de chaleur perdu par rayonnement ;

$\dot{Q}_a$  : Flux de chaleur vers l'huile ;

$\dot{Q}_{res}$  : Flux de chaleur perdu à cause de la combustion incomplète;

$\dot{Q}_g$  : Flux de chaleur perdu avec les gaz d'échappement.

### **I.6.Echanges thermiques dans les moteurs**

Les différents processus d'échanges thermiques intervenant dans les moteurs à combustion interne sont les suivants :

- Échange thermique avec les gaz participants à la combustion ;
- Échange thermique avec le fluide de refroidissement ;
- Échange thermique avec le fluide de lubrification ;
- Échange thermique avec les éléments sous le capot (rayonnement) [le flux de chaleur échangé avec l'air sous le capot est supposé négligeable].

La solution du problème de transfert de chaleur dans les moteurs à combustion interne (M.C.I) est très compliquée pour les raisons ci- dessous :

- La température des gaz dans les cylindres varie cycliquement ;
- Les pièces du moteur comme le piston ont une forme cylindrique non régulière, et sont dépendantes de différentes températures et des coefficients de transfert de chaleur du haut, du bas et des cotés latéraux ;

- L'estimation des valeurs exactes des températures et des coefficients de transfert de chaleur constitue un problème assez complexe [7].

**I.6.1. Echange thermique gaz- parois internes**

Le métal constituant les parois du moteur, doit avoir des qualités thermiques et mécaniques, lui permettant ainsi de résister aux températures des gaz et des pressions de combustion. Les échanges thermiques entre les parois du moteur et les gaz de combustion, se font par le biais des surfaces d'échanges par des transferts conductifs, convectifs et radiatifs.

La figure (1.9) montre les différentes zones d'échanges thermiques entre le gaz de combustion et les parois en contact. Les zones I, II, III, IV et V, représentent respectivement, les Pipes d'admission, les pipes d'échappement, le fond de la culasse et des soupapes, le plat des pistons et enfin les chemises.

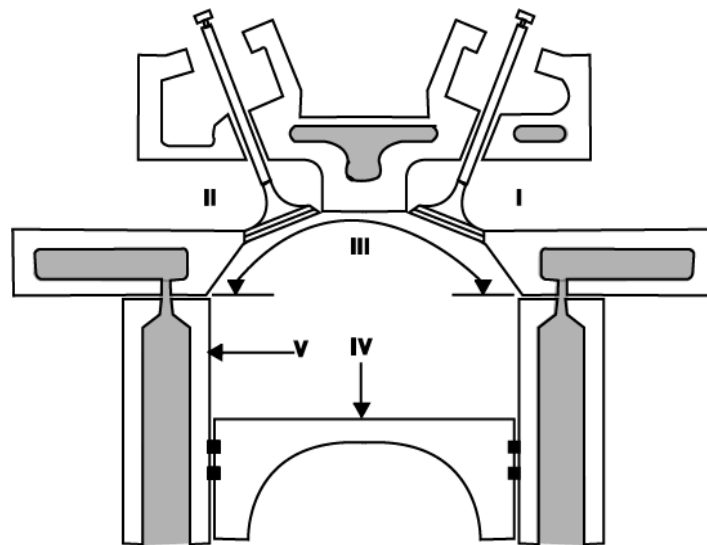


Fig.I.9. Zones d'échanges thermiques entre gaz de combustion et parois,[12]

Pour chacune des zones, la température des parois  $T_p$  et le coefficient d'échange  $h_g$  varient en chaque point de la surface d'échange « A » et à chaque instant « t » du cycle.

Pour un élément de surface infinitésimale, « dA », la quantité de chaleur «  $dQ_g$  » transmise aux parois est donnée par :

$$dQ_g = h_g dA(T_g - T_p)dt$$

La quantité de chaleur totale est bien entendu, pourra être obtenue par intégration sur l'aire « A » de chaque zone, sur un cycle complet et étendue à la somme des zones et au nombre de cycle par seconde.

Le transfert thermique entre fluide et parois se fait en général par convection et rayonnement. Différentes expressions du coefficient d'échange «  $h_g$  » ont été proposées dans la littérature. Parmi les travaux les plus connus, nous pouvons citer ceux d'ANNAND HOHENBERG et WOSCHNI [13] qui ont proposé des corrélations de ce coefficient en tenant compte : du régime d'écoulement des gaz, des caractéristiques de ces gaz et de l'énergie libérée par la combustion et la vitesse de propagation ces gaz.

### **I.6.2. Mécanisme d'échanges aux parois**

Les mécanismes d'échanges thermiques aux parois internes du moteur sont décrits par des grandeurs locales : Le débit, la température et la pression du liquide de refroidissement, le flux de chaleur surfacique et les températures des parois [14].

Le mode de transfert de chaleur véhiculé par les fluides de refroidissement et de lubrification est la convection forcée. La circulation d'eau de refroidissement est organisée de façon à avoir un coefficient d'échange le plus élevé possible dans les zones thermiquement les plus chargées. Cela conduit à des variations de températures générées par les fluctuations des flux de chaleur aux parois. Néanmoins, les fluctuations des flux de chaleurs sont très atténuées, du côté fluide, par la conduction à travers la paroi.

Les mécanismes de transfert de chaleur au niveau de la segmentation d'un moteur thermique sont très complexes. Les raisons de ces difficultés sont multiples [15].

- Stationnarité des températures (cycle moteur) ;
- Complexité des géométries du piston et des segments ;
- Mouvement alternatif de ces derniers ;



- Variation de la position des segmentations dans les gorges (phases ascendante et descendante).
- Frottement segments-chemises ;
- Présence du film d'huile et des gaz (frais ou brûlés) dans les interstices, etc...

### I.6.3. Transfert secondaire

Le flux de chaleur généré par les gaz et reçue par les pistons est transmis par conduction d'une part, aux jupes des pistons et s'ajoute à celui produit par les frottements sur les chemises pour être dissipée principalement dans le métal des cylindres et fractionnairement dans l'huile et d'autre part, aux fonds des pistons d'où elle se dissipe dans l'huile (en particulier lorsque les pistons sont refroidis). Un transfert secondaire de même nature se produit au niveau des soupapes.

On note que le flux thermique évacué par la culasse est de 3 à 5 fois plus élevé que le flux traversant respectivement le haut et le bas du cylindre. Le moteur peut être assimilé à un échangeur dont la résistance thermique est constituée approximativement de 70 % par les échanges gaz-parois internes, 10 % par la traversée des parois et 20 % par les échanges parois-liquide [12].

### I.6.4. Echange thermique avec le fluide de refroidissement

Afin d'évacuer la puissance thermique transmise aux parois par les gaz de combustion et ainsi garantir la bonne tenue aux contraintes thermomécaniques des organes mécaniques, un fluide de refroidissement circule au sein du carter-cylindre et de la culasse.

Le circuit interne au moteur, appelé noyau d'eau, est complexe et résulte de nombreux compromis tant fonctionnels qu'issus des techniques de fabrication.

Des architectures à circulation séparée entre carter et culasse (dites split cooling) font de plus en plus leur apparition, notamment sur les moteurs à essence, et permettent ainsi d'augmenter le

niveau de refroidissement de la culasse en la faisant traverser par un fluide de refroidissement à plus basse température.

Le choix de l'architecture dépend d'un compromis entre le niveau de puissance à évacuer, les niveaux de pertes de charge interne, qui dimensionnent la pompe à eau et l'ensemble de l'architecture du circuit externe de refroidissement, et les types d'architecture sous capot qui peuvent favoriser le choix d'une entrée et d'une sortie opposées ou pas.

Le fluide de refroidissement généralement utilisé est un mélange d'eau et de glycol dans des proportions en volume allant de 30 à 50 % et de plusieurs additifs inhibiteurs de corrosion.

De par la nature très déformée des noyaux d'eau et de l'état de surface des parois, généralement issues de fonderie fonte ou aluminium, la nature des échanges entre parois et fluide de refroidissement est généralement de type convectif turbulent.

### **I.7. Effets thermiques sur le fonctionnement du moteur**

La chaleur produite dans un moteur provient en général [12] de la combustion des gaz qui s'opère à haute température ainsi que les échanges thermiques qui ont eu lieu entre les gaz brûlés et les parois avec lesquelles ils sont en contact. La chaleur se transmet ainsi aux parois des cylindres, à la culasse aux pistons et aux soupapes et par suite de la conductibilité de ces organes à l'ensemble du bloc-moteur. A un degré moindre, le frottement des organes mobiles absorbe de l'énergie qui se transforme en chaleur.

Cette chaleur dégagée au sein des structures du moteur, provoque l'accroissement brusque des températures des gaz qui peuvent atteindre plus de  $2000\text{ }^{\circ}\text{C}$ , ce qui est généralement le cas dans les moteurs diesel à forte puissance. En contact avec ces gaz, les organes internes moteur celle de la culasse et du haut des chemises notamment, s'échauffent et atteignent des températures très élevées, sans oublier également l'organe mobile le plus thermiquement chargé à savoir : la soupape d'échappement.

Ces conditions de fonctionnement, peuvent engendrer des phénomènes qui sont à l'origine de la détérioration du moteur, parmi lesquelles on peut citer [16] :

- Des dilatations exagérées qui rendraient son fonctionnement impossible, et par suite une diminution des jeux ;
- Des contraintes d'origine thermiques qui provoquent des fissures destructrices des organes du moteur ;
- La modification des propriétés thermophysiques des matériaux avec la température atteinte et la durée de l'échauffement ;
- La Carbonisation et la destruction des propriétés lubrifiantes des huiles de graissages qui entraînerait le grippage du piston-cylindre ;
- Apparition du phénomène du cognement dû à l'augmentation de pression résultant de l'augmentation de température ;
- La diminution du taux de remplissage des cylindres par suite de la dilatation des gaz frais ;
- Des risques accrus d'auto-allumage.

### I.8. Nécessité du Refroidissement

Pour éviter ces phénomènes liés à l'élévation de la température, on procède toujours à un prélèvement optimale de calories : La chaleur provenant du frottement des pièces en mouvement est transmise en grande partie au lubrifiant, qui, nous l'avons vu, se refroidit au contact du carter soumis à l'action du courant d'air extérieur et la chaleur dégagée par la combustion des gaz, et transmise aux parois [17], Il apparaît ainsi indispensable d'utiliser une opération qu'on appelle « *refroidissement* ». Cette dernière permet un fonctionnement correct du moteur avec un bon rendement sans nuire aux propriétés thermophysiques des structures métalliques constituant les parois du moteur.

Le refroidissement pourra se faire : Soit par air, le cylindre étant muni d'ailettes qui viennent lécher l'air en mouvement par circulation naturelle ou forcée (ventilateur), Soit par eau (l'ensemble cylindre-culasse est à double paroi), par circulation d'eau naturelle ou forcée, les calories sont transmises à un radiateur qui les cède au courant d'air.

➤ Facteurs favorisant une bonne transmission de chaleur :

Pour obtenir une bonne transmission de chaleur au travers d'une paroi, certaines conditions doivent être satisfaites [17] :

- Le métal de la paroi doit être bon conducteur ;
- La paroi doit être mince et ayant une grande surface de contact avec le fluide réfrigérant ;
- Le fluide réfrigérant doit avoir une chaleur spécifique élevée et circuler à grande vitesse pour évacuer la chaleur générée par les gaz de combustion ;
- Le refroidissement est d'autant meilleur que la température extérieure est plus basse.

L'importance des pertes thermiques dans le bilan énergétique des moteurs à combustion interne est bien connue : on admet généralement qu'environ 30 % de l'énergie introduite dans la chambre est éliminée par le système de refroidissement. Cependant il est nécessaire de maintenir un niveau minimum de transfert thermique pour protéger le moteur de la surchauffe et du cliquetis [17].

On admet qu'un refroidissement est correct quand il est juste suffisant pour assurer un bon fonctionnement du moteur.

➤ La fonction refroidissement

Rappelons que le refroidissement du moteur a pour rôle d'évacuer les calories en évitant l'élévation excessive de la température des parois internes du moteur tout en assurant un bon rendement de ce dernier [12]. Cette fonction doit :

- Permettre un niveau et des gradients de températures dans les matériaux du bloc et de la culasse inférieure à la limite dictée par la résistance des matériaux ;
- Les niveaux de températures doivent être aussi tels que le film d'huile de lubrification ne soit pas détruit ;
- Utiliser la chaleur transférée des parois au liquide de refroidissement pour chauffer de manière satisfaisante l'habitacle et donc assurer un bon confort thermique ;
- Refroidir l'air d'admission afin que le remplissage volumétrique du moteur soit optimum et refroidir l'huile moteur en régime de fonctionnement extrême.

Pour que la fonction refroidissement soit bien assurée, certains paramètres doivent être préalablement définis, en particulier [12]:

- Le flux thermique ou la quantité de chaleur à évacuer par unité de temps ;
- La température de la paroi ou du fluide qui est à obtenir ou à contrôler ;
- La nature et la température du milieu dont on dispose pour évacuer la chaleur ;

En effet la fonction refroidissement est principalement conçue pour assurer la fiabilité du moteur et le confort thermique de l'habitacle.

Les échanges thermiques entre fluide de refroidissement et parois se fera par le biais de coefficient d'échanges, déterminés généralement à partir de relation empirique, au chapitre II, nous passerons en revue, les travaux de recherches concernant la détermination de ce coefficient.

**Conclusion**

Pour mieux comprendre le travail effectué, nous avons commencé par définir les différents organes du M.C.I. ainsi que les échanges thermiques qui se produisent au sein du moteur, il semble nécessaire de se tourner en étude de refroidissement qui assure le bon fonctionnement du moteur.

*Chapitre II :*

*Contexte bibliographique*

Dans le présent chapitre, nous allons nous intéresser à présenter les relations qui nous donne le coefficient d'échange entre un écoulement d'un fluide et les parois de la structure des moteurs. Notons que les relations présentées sont d'origines empiriques et sont spécifiques à chaque configuration géométrique de la structure. Les corrélations permettent soit de calculer le flux de chaleur échangé soit de déterminer le coefficient de transfert [7].

## II.1. Relations donnant l'expression du flux de chaleur

Dans le cas du moteur à gaz, la chaleur dissipée par rayonnement est calculée à l'aide de la formule ci- dessous [13]:

$$\begin{aligned} \dot{Q}^* &= \frac{dQ}{dt} = h_0 A (1 + b V_p) (T_p - T_g) + CA \left[ \left( \frac{T_p}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_g}{100} \right)^4 \right] \\ h_0 &= 0.54 * 10^{-3} \sqrt[3]{P_g^2 T_g} \end{aligned} \quad (\text{II.1})$$

où :

$b = 1.24$  [moteur à gaz, 50 Cv-160 tr/mn,  $V_p = 202$  m/s]

$C = 0.42$

$h_0$  : Coefficient de transfert de chaleur par convection

$C$  : Facteur d'émission du gaz ( $\varepsilon$ )

$V_p$  : Vitesse moyenne du piston [m/s]

$A$  : Surface d'échange [ $m^2$ ]

$P_g$  : Pression des gaz [Pa]

$T_p, T_g$  : Température de la paroi et des gaz respectivement [ $^{\circ}\text{K}$ ]

Le flux de chaleur ainsi obtenu ne dépasse pas 10 % du flux total. Dans le cas du moteur Diesel, Nusselt [13] est arrivé à la conclusion que la fraction correspondant au flux radiatif est pratiquement négligeable. Nous sommes donc loin des 5 % admis dans la littérature [13]. Les travaux des soviétiques [13], ont montré que la valeur du coefficient « b » est surestimée, mais ils conservent cette valeur pour tenir compte du rayonnement.

Nusselt [13] considère que cette formule est satisfaisante pour la phase de compression, mais elle est moins bonne pour le reste du cycle. Notons que cette expression est invalide dans le



cas des moteurs rapides. D'ailleurs, elle est maintenant peu utilisée, mais elle a servi de base à quelques formules utilisées en Russie, en particulier celle de BRILING [11].

De nombreux chercheurs ont utilisé la formule de BRILING [11] pour des moteurs de différents types en adaptant les coefficients « a » et « b » aux cas considérés. Ainsi B.G. LIBROVITCH et BRYZGOV [13] ont obtenu pour un moteur à quatre temps à préchambre d'alésage  $D=140$  mm, de course  $L=190$  mm et de nombre de tours,  $N=800$  tr/mn, les valeurs  $a=3,5$  et  $b=0,185$ . Pour un monocylindre à quatre temps à chambre de turbulence ayant les caractéristiques :  $D=100$  mm,  $L=140$  mm,  $N=1100$  tr/ mn, ils trouvent :  $a=4,2$  ,  $b=0,185$  . La détermination de « a » et « b » est cependant délicate : il faut déterminer la quantité de chaleur transmise à l'eau de refroidissement «  $Q_{eau}$  ». Ils ont proposé la formule :

$$Q^* = \frac{dQ}{dt} = h_0 A (1 + a + bV_p) (T_p - T_g) + CA \left[ \left( \frac{T_p}{100} \right)^4 - \left( \frac{T_g}{100} \right)^4 \right]$$

(II.2)

$$et \quad h_0 = 0.54 * 10^{-3} \sqrt[3]{P_g^2 T_g}$$

Avec :  $a=1.45$  ,  $b=0.185$  ,  $C=0.42$

L'expression de Briling a été déterminée sur un moteur lent, il est possible de l'ajuster sur un moteur plus rapide. La valeur de « C » est surestimée pour les mêmes raisons que dans le cas de la formule de Nusselt ( $\varepsilon_p = 1$  au lieu que  $\varepsilon_p < 1$ ).

G. EICHELBERG [3], a proposé une formule, d'ailleurs elle est la base des corrélations élaborées aux U.S.A. et en Europe. Elle est donnée par :

$$Q^* = \frac{dQ}{dt} = 7.78 * 10^{-3} \sqrt{P_g T_g} \sqrt[3]{V_p} (T_p - T_g) A$$

(II.3)

Les travaux de HUG [13] semblent confirmer la formule, mais les résultats sont dispersés ainsi que les mesures effectuées sur un moteur lent par K. ELSER et TOGURI [13]. Pour les moteurs plus rapides, la formule semble s'éloigner de la réalité. N. A. HENEIN [13] a remplacé

«  $V_p$  » par la vitesse instantanée tenant compte du mouvement axial et tourbillonnaire du mélange air-combustible contenu dans le cylindre.

La formule d'EICHELBERG [13] tient compte des deux phénomènes de transfert (convection et rayonnement) bien que ceux-ci varient différemment au cours du cycle.

Notons que les valeurs du coefficient de transfert obtenues par N.R. BRILING [13] sont plus faibles que celles de G.EICHELBERG [13].

W. PFLAUM [11] a proposé deux formules, la première est :

$$Q^* = \frac{dQ}{dt} = kf(V_p)A\sqrt{P_g T_g} (T_p - T_g)$$

avec :

$$f(V_p) = 3 \pm 2.57[1 - \exp\pm(1.5 - 0.416V_p)] \quad (\text{II.4})$$

Le Signe est « + » si  $V_p > 3.6$  m/s. Le terme « k » tient compte de la pression de suralimentation et varie suivant les parties du moteur.

$$k = 1.10 + 0.366 \frac{P_1 - P_0}{P_0} \quad \text{: pour la culasse}$$

$$k = 0.36 + 0.12 \frac{P_1 - P_0}{P_0} \quad \text{: pour la chemise}$$

La seconde formule est donnée par :

$$Q^* = \frac{dQ}{dt} = kf(V_p)A\sqrt{P_g T_g} (T_p - T_g)$$

Avec :

$$f(V_p) = 6.2 - 5.2(5.7)^{-(0.1007V_p)^2} + 0.025V_p$$

$$k = 0.145 * 10^{-3} P_1^{1/4} \quad (\text{II.5})$$

A la suite de ces travaux, nous pouvons noter que ces formules :

- Ne tiennent pas compte de la turbulence que d'une manière approchée par l'intermédiaire de la vitesse moyenne du piston ;

- Ne sont pas utilisables pour les moteurs qui s'écartent peu de ceux qui ont permis leur élaboration. Elles ne peuvent alors être étendues aux autres moteurs par suite de l'absence de paramètre de généralisation valable pour les moteurs de différents types et de différentes constructions.

## II .2.Relations donnant l'expression du coefficient d'échange

### II.2.1. Relation basée sur nombre de Nusselt [18].

➤ Formule de WOSCHNI (1967) :

En 1967 WOSCHNI propose une corrélation qui est largement utilisée pour évaluer la valeur du coefficient de transfert convectif  $h$ .

$$Nu = 0.035 R_e^{0.8} \quad (\text{II. 6})$$

➤ Formule de TAYLOR (1977) :

Parmi les relations les plus utilisées. On donne la relation de *TAYLOR* proposée en 1977

$$Nu = \frac{\overline{h_g} b}{\lambda_g} = 10.4 R_e^{0.75} \quad (\text{II. 7})$$

Cette formule est valable pour les moteurs à deux temps et à quatre temps, à allumage commandé ou à compression. Elle dépend du nombre de REYNOLDS. Ce dernier est calculé à partir de la formule suivante :

$$R_e = \frac{(m_a + m_c) b}{A_p \mu_g} \quad (\text{II. 7.a})$$

On posant :

$$f = \frac{m_e}{m_a} \quad (\text{II. 7.b})$$

L'équation de Reynolds devient :

$$R_e = \frac{D_r \rho_\infty U_{mp} b}{4 \mu_g} (1 + f) \quad \text{Pour un moteur à quatre temps.}$$

### II.2.2. Relations expérimentales [10]

Elles sont des relations basées sur la pression, la température et la vitesse moyenne du piston.

➤ Relation de NUSSELT (1923) :

La relation de NUSSELT a été développée sur trois types de machines différentes :

- Bombes calorimétriques de 300, 400 et 600 mm de diamètre.
- Moteur à gaz de puissance 60 KW tournant à la vitesse de rotation  $N = 150$  Tr/mn (données de CLARK)
- Moteur Diesel (données de NEUMN).

Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h(W / m^2 K) = 1.15 \sqrt[3]{P_g^2 T_g} (1 + 0.24 U_{mp}) + 0.0004206 \frac{\left[ \frac{T_g}{100} \right]^4 \left[ \frac{T_p}{100} \right]^4}{T_g - T_p} \quad (\text{II. 8})$$

Le premier terme représente le transfert de chaleur convectif et le second est le transfert de chaleur par rayonnement.

➤ Relation de JACLITCH (1929) :

La relation de JACLITCH est utilisée sur un moteur rapide. Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h = 0.2445 P_g^n T_g^{n-1} (1 + 1.24 U_{mp}) \quad (\text{II. 9})$$

Avec :  $n = 0.394 + 1.685 \cdot 10^{-6} T_g$

➤ Relation de Brilling-Nusselt (1931)

Pour un moteur de compresseur (50 KW), avec un alésage,  $D = 310$  mm, une course,  $C_0 = 410$  mm, Le coefficient d'échange thermo- convectif a pour expression :

$$h(W / m^2 K) = 1.15 \sqrt[3]{P_g^2 T_g} (3.5 + 0.185 U_{mp}) + 0.4206 \frac{\left[ \frac{T_g}{100} \right]^4 \left[ \frac{T_p}{100} \right]^4}{T_g - T_p} \quad (\text{II. 10})$$

➤ Relation de EICHELBERG (1939) :

Pour un moteur marin deux temps. Avec :  $D = 380$  mm,  $N = 400$  tr/mn,  $P_e = 7.76$  bars. Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h = 2.44 \sqrt{P_g^2 T_g} \sqrt[3]{U_{mp}} \quad (\text{II. 11})$$

La valeur moyenne au cours du cycle pour les moteurs quatre temps :

$$h_m = 1.162(4.4 + 0.35 P_e) \sqrt{T_g} \sqrt[3]{U_{mp}} \quad (\text{II. 11.a})$$

➤ Relation de PFLAUM (1961) :

Pour un moteur à préchambre avec  $D = 150$  mm,  $C_0 = 190$  mm,  $N$  compris entre 500 tr/mn et 1000 tr/mn. Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h = k \sqrt{P_g T_g} F(U_{mp}) \quad (\text{II. 12})$$

$$F(U_{mp}) = 3 \pm 2.57 \left[ 1 - \exp(\pm 1.5 - 0.416 U_{mp}) \right] \quad (\text{II. 12.a})$$

Le signe « + » si  $U_{mp} > 3.6$  m/s

- pour la culasse et le piston (surfaces noires) :  $k = 1.27 + 0.425 \frac{P_k - P_0}{P_0}$

- pour la chemise (surface brillante) :  $k = 0.418 + 0.14 \frac{P_k - P_0}{P_0}$

$P_0$  et  $P_k$  représentent la pression atmosphérique suralimentation moteur.

➤ Relation de KINEL :

Pour moteur monocylindre,  $D = 110$  mm,  $C_0 = 132$  mm,  $N = 1200$  tr/mn. Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h = 1.48 \sqrt{P_g T_g} \sqrt[3]{U_{mp}} \quad (\text{II. 13})$$

➤ Relation de Sitkey (1962-1968) :

La relation de Sitkey est calculée sur les données de résultant de l'expérimentation de trois moteurs. Moteur Diesel quatre temps,  $D = 115$  mm,  $C_0 = 140$  mm,  $N = 1035$  tr/mn. Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h = 1.182(1+b) \left[ \frac{P_g^{0.7} U_{mp}^{0.7}}{T_g^{0.2} d_e^{0.3}} \right] \varepsilon_g \sigma \frac{\left[ \frac{T_g}{100} \right]^4 - \left[ \frac{T_p}{100} \right]^4}{T_g - T_p} + \varepsilon_f \sigma \frac{\left[ \frac{T_g}{100} \right]^4 - \left[ \frac{T_p}{100} \right]^4}{T_g - T_p} \quad (\text{II. 14})$$

Pour les valeurs de  $b$ , données par le tableau ci- dessous :

Tableau II.1. Les valeurs de  $b$

	Valeur de $b$
Chambre ouverte	0.00 à 0.15
Chambre de turbulence	0.15 à 0.30
Préchambre	0.25 à 0.40

$d_e$ , est le diamètre équivalent donné par :  $d_e = \frac{4V}{S_e}$

➤ Relation de ANNAND (1962) :

ANNAND a aussi utilisé les données d'ELSER pour les moteurs. Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h = A_1 \left[ \frac{\lambda R_e^{0.7}}{D} \right] + C [T_g^4 - T_p^4] \quad (\text{II. 14.a})$$

Le nombre de RENOLDS est calculé sur la vitesse moyenne du piston et de diamètre du cylindre. La température déterminante est la température moyenne entre les gaz et la paroi. Le deuxième terme représente l'influence du rayonnement du gaz sur le transfert de chaleur.

$A_1 = 0.35$  à  $0.8$  selon l'intensité du mouvement de la charge.

Moteur Diesel :  $C = 3.3 \cdot 10^{-11} \text{ KW} / \text{m}^2 \text{K}^4$

Moteur à allumage commandé :  $C = 4.3 \cdot 10^{-12} \text{ KW} / \text{m}^2 \text{K}^4$  [11].

➤ Relation de WOSCHNI (1965\_1968) :

Le modèle de WOCHNI est très utilisé dans la modélisation des moteurs. Pour trouver le coefficient global instantané de transfert de chaleur  $h$ , WOCHNI utilise l'équation adimensionnelle suivante :

$$Nu = 0.035 R_e^{0.8} \quad (\text{II. 15})$$

Comme longueur caractéristique *WOSCHNI* utilise le diamètre du cylindre et comme vitesse caractéristique la vitesse moyenne du gaz, corrigée par le terme qui prend en compte l'influence de la combustion sur la vitesse moyenne des gaz dans le cylindre.

Le coefficient d'échange thermoconvectif a pour expression :

$$h = 130 D^{-0.2} T^{-0.53} P^{0.8} \left[ C_1 U_{mp} + C_2 \frac{V_s T_1}{V_1 P_1} (P - P_0) \right] \quad (\text{II. 16})$$

Les coefficients  $C_1$  et  $C_2$  sont données par le tableau ci-dessous :

Tableau II. 2. *Les coefficients  $C_1$  et  $C_2$  pour chaque phase.*

$C_1$	$C_2$ m/sec.K	Phase de cycle
$6.18 + 0.417 (C_u/U_{mp})$	0	Admission, échappement
$2.28 + 0.308 (C_u/U_{mp})$	0	Compression
	Injection directe $3.24 \cdot 10^{-3}$	Combustion, détente
	Chambre à préchambre $6.22 \cdot 10^{-3}$	Combustion, détente

Avec :  $C_u = \pi D n_d$  ;

$C_1$  : est un coefficient qui dépend du type de moteur et de la phase de cycle ;

$n_d$  : est le nombre de tours par seconde d'un anémomètre à ailettes de  $0.7D$  de diamètre (prise en compte de l'effet de « swirl » [19] ;

Pour la valeur de Reynolds on a besoin de la vitesse moyenne des gaz qui dépend de la phase de cycle et a pour expression :

$U_{mg} = 6.18 U_{mp}$  Pour les phases : admission, échappement et compression.

$U_{mg} = 2.28U_{mp} + 3.24 \cdot 10^{-3} \frac{V_s T_1}{P_1 V_1} (P_g - P_{g0})$  Phase : combustion et détente.

Plus récente, la relation de *Woschni* fait également intervenir la vitesse d'écoulement de charge dans la chambre d'un moteur Diesel à injection directe non suralimenté. Les caractéristiques du moteur permettant d'établir la relation empirique ci-dessous sont :

$D = 110$  mm,  $C_0 = 186$  mm,  $U_{mp} = 10.8$  m/s ;  $A=0.35$ . Le coefficient d'échange thermo-convectif a pour expression :

$$h = 5.173 \left[ \frac{P_g^{0.8} U_{mp}^{0.8}}{T_g^{0.53} D^{0.2}} \right] + \varepsilon \sigma A \frac{\left[ \frac{T_g}{100} \right]^4 - \left[ \frac{T_p}{100} \right]^4}{T_g - T_p} \quad (\text{II. 17})$$



La relation de *Woschni* s'applique bien aux moteurs modernes dans lesquels la turbulence et le transfert de chaleur par convection ne sont pas négligeables [20].

*Woschni* a complété par la suite sa corrélation en y incluant les effets du « *swirl* ». Ces effets sont traduits par l'intermédiaire du coefficient  $C_1$ , dont les nouvelles expressions sont présentées dans le tableau II.2.

Dans le tableau (II.2),  $v_u$ , vaut  $\frac{1}{2}D\omega_p$  dans lequel,  $\omega_p$ , représente la vitesse de rotation caractéristique du « *swirl* » et  $D$  le diamètre de l'alésage [21].

La figure II.1, représente l'évolution du coefficient d'échange calculé par la corrélation de *Woschni* pour une température de paroi de 250 °C. Globalement l'ordre de grandeur moyen du coefficient d'échange sur le cycle est de  $865 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  avec une pointe à  $5\,000 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$  pendant la phase de combustion.

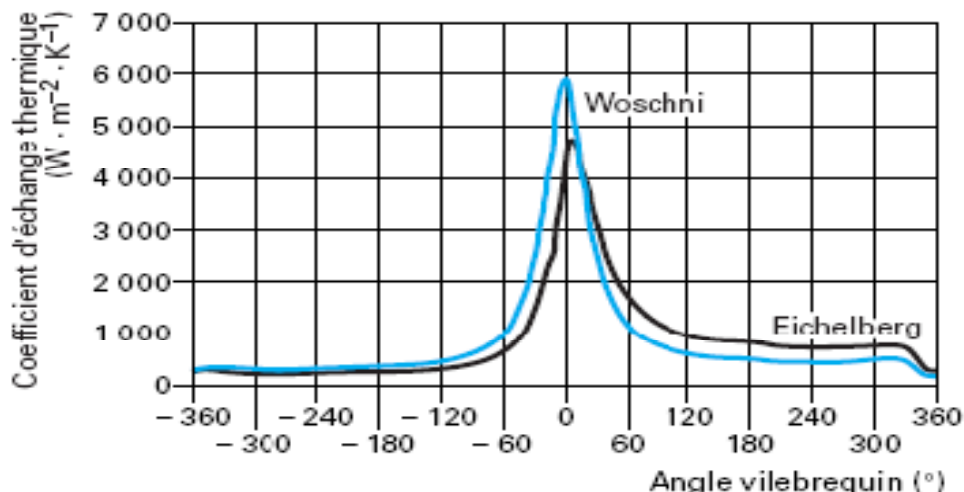


Figure II.1 – Coefficient d'échange thermique calculé par la corrélation de *Woschni* à 4 000 tr/min pleine charge pour un moteur Diesel 2 L 80 kW [23].

### II.3. Transferts thermiques entre les parois et le fluide de refroidissement

La plupart des auteurs, ayant modélisé les échanges thermiques dans les circuits de refroidissement du moteur, utilisent des corrélations établies pour des écoulements turbulents, stationnaires, monophasiques dans des conduites droites, avec ou sans prise en compte de l'effet d'entrée. La corrélation la plus couramment utilisée est la formulation proposée par Colburn :

$$Nu = 0,023 Re^{0.8} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu(T_e)}{\mu(T_p)} \right)^{0.14} \quad (\text{II.18})$$

Avec  $T_e$  température locale de l'eau.

La longueur caractéristique utilisée pour le calcul du nombre de Reynolds est le diamètre hydraulique du passage d'eau, défini par :

$$D_H = \frac{4.S_{pass}}{L_m} \quad (\text{II.19})$$

Avec :  $S_{pass}$ , l'aire de la surface de passage de l'écoulement,  
 $L_m$ , le longueur du périmètre mouillé.

Le coefficient d'échange convectif est calculé grâce à la relation de définition du nombre de Nusselt :

$$h = \frac{Nu.\lambda}{D_H} \quad (\text{II. 82})$$

Classiquement, dans un moteur à combustion interne moderne, les diamètres hydrauliques rencontrés sont de l'ordre de 10 mm. Le tableau II. 3 présente des valeurs types du coefficient d'échange entre parois et fluide de refroidissement pour une température des parois de 120 °C.

Tableau II. 3. Coefficient d'échange calculé à partir de la corrélation de Colburn [20] :

Régime	(tr/min)	780	2000	4000
Débit moteur	(L/min)	20	50	110
T <sub>fluide de refroidissement</sub>	(°C)	80	80	80
h <sub>c</sub>	(W.m <sup>-2</sup> .K <sup>-1</sup> )	530	5470	9230

La puissance thermique échangée est égale à :

$$\phi_{\text{paroi-eau}} = S_{p-e} \cdot h \cdot (T_p - T_e) \quad (\text{II. 83})$$

Avec  $S_{p-e}$  surface d'échange entre la paroi et le fluide de refroidissement.

Dans ces conditions, et avec une température de parois de 150 °C, le flux échangé, ramené par unité de surface, varie entre 25 et 900 kW · m<sup>-2</sup>. Les conditions de débits et de gradients de températures sont primordiales dans les niveaux de puissances obtenus. Dans les phases de montée en température, les gradients entre parois et fluide de refroidissement sont plus importants ; ils peuvent atteindre 30 à 50 K, alors qu'en phase établie ils sont de l'ordre de 20 à 30 K.

Cette corrélation ne prend pas en compte l'ébullition nucléée qui peut intervenir localement dès que la température de la paroi dépasse la température d'ébullition du fluide. L'ébullition apparaît lorsque la différence entre la température d'une paroi et la température de saturation du fluide avec lequel elle est en contact est supérieure au degré de surchauffe  $\Delta T_{\text{min}}$  défini selon Graham par :

$$\Delta T_{\text{min}} = T_p - T_{\text{sat}} = \frac{2\sigma_s T_{\text{sat}}}{R_{\text{moy}} L_v \rho_v} \quad (\text{II. 84})$$

Avec

$R_{\text{moy}}$  : le rayon moyen (m) des zones de nucléation qui s'apparente à la rugosité des parois (50 μm en moyenne pour des parois issues de fonderie) ;

$\sigma_s$  : la tension de vapeur saturante ( $\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$ ) ;

$L_v$  : la chaleur latente de vaporisation du fluide ( $\text{J} \cdot \text{kg}^{-1}$ ) ;

$\rho_v$  : la masse volumique de la vapeur ( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ ) ;

$T_{\text{sat}}$  : la température de saturation du fluide (K).

L'ensemble des paramètres physiques dépend à la fois de la nature du fluide (taux de glycol) et du niveau de pressurisation du circuit. L'action de la pressurisation du circuit de refroidissement est primordiale ; elle permet de repousser les points de fonctionnement vers les zones plus chaudes ce qui a un impact, nous l'avons vu, sur la consommation et les émissions polluantes [20].

Dans les conditions rencontrées dans un circuit de refroidissement automobile, le degré de surchauffe est de l'ordre de 0,5 K. On peut donc négliger son influence et considérer que l'ébullition apparaît dès que la température de surface excède la température de saturation. Le coefficient d'échange thermique s'exprime donc par la relation de Chen [22] :

$$h_{\text{ébullition}} = 0,000\ 122 \frac{\lambda_l^{0,79} c_{pl}^{0,45} \rho_l^{0,49}}{\sigma_s^{0,5} \mu_l^{0,29} L_v^{0,24} \rho_v^{0,24}} (T_p - T_{\text{sat}})^{0,24} f_s \Delta p^{0,75} \quad (\text{II. 85})$$

$\Delta p$  étant la différence de pression de saturation entre le fluide à  $T_{\text{sat}}$  et  $T_p$ , et  $f_s$  le facteur de surpression dépendant directement du nombre de Reynolds au point considéré.

La puissance thermique échangée est égale à :

$$\phi_{\text{paroi-eau}} = S_{p-e} \cdot h_{\text{ébullition}} \cdot (T_p - T_e) \quad (\text{II. 86})$$

Les architectures de circulation de fluide de refroidissement au sein du moteur, les paramètres de débit et de température du fluide, ainsi que la pressurisation du circuit sont généralement dimensionnés afin d'éviter l'apparition de l'ébullition nucléée. Celle-ci s'avère destructrice, l'ébullition locale ayant généralement pour conséquence l'érosion du carter ou de la culasse par corrosion due à la cavitation.

Durant les phases de montée en température du moteur, les parois de la chambre de combustion sont naturellement froides vis-à-vis de la température des gaz de combustion.

Ce gradient important est renforcé par une circulation de fluide froid dont le débit est dimensionné sur des points de fonctionnement à chaud.

Le fait même de refroidir de la même façon qu'en phase chaude un moteur durant les premières minutes de fonctionnement repousse d'autant l'obtention des conditions idéales de température du point de vue thermodynamique et thermochimique. En conséquence, le refroidissement des parois de chambre durant ces phases de montée en température est à associer à des pertes d'énergie plus importantes qui contribuent à la surconsommation et à l'augmentation des émissions polluantes constatées durant ces phases critiques [22].

## *Chapitre III :*

### *Modèle Mathématique et Présentation de la Méthode de Résolution Numérique*

L'objet de notre étude dans ce chapitre est de modéliser les transferts thermiques afin de déterminer la distribution des températures en tous points à travers les parois du cylindre d'un moteur à combustion interne; en vue de quantifier la quantité de chaleur évacuée par conduction à travers l'organe cité ci-dessus. Et d'appliquée la méthode de volume fini sur notre modèle.

### III.1. Modélisation du transfert thermique dans les parois

Les transferts thermiques dans le cylindre d'un moteur sont de type conductif. Les conditions aux limites aux interfaces sont de type convectif-radiatif (radiation négligée) et, la nature des écoulements dans les chambres de combustion est en général assez complexe (écoulement diphasiques ou polyphasique réactifs). Compte tenu de ces considérations, nous nous sommes intéressé, dans une première étude aux transferts thermiques purement conductifs.

Les équations résultantes sont données par :

$$\rho C_p \frac{DT}{Dt} = \nabla \cdot (K \nabla T) \quad (\text{III.1})$$

L'équation générale de la conduction ou loi de Fourier en coordonnées cartésiennes s'écrit sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial x} (K \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (K \frac{\partial T}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z} (K \frac{\partial T}{\partial z}) + S = \rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{III.2})$$

### III.2. Modèle mathématique

Dans les types de configuration de notre moteur, le transfert de chaleur se fait en deux directions privilégiées ; la direction radiale suivant le rayon R, et la direction longitudinale : le transfert dans la direction angulaire ou tangentielle est supposé négligeable, ce qui nous permet de considérer que le problème est bidimensionnel et axisymétrique.

L'équation de conduction de chaleur s'écrira d'une façon générale sous la forme donnée par la relation (III.1). Dans le cas d'un système axisymétrique, avec conductivité thermique constante, elle est donnée par :

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = K \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{K}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + S \quad (\text{III.3})$$

Pour  $S=0$ , l'équation (III.3) devient :

$$\rho C_p \frac{\partial T}{\partial t} = K \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{K}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (\text{III.4})$$

Alors l'équation qui régit le phénomène de conduction de la chaleur est une équation différentielle, aux dérivées partielles, non-linéaire et elliptique.

Vu sa complexité mathématique, on fait appel aux méthodes numériques pour la résoudre. Le modèle mathématique constitué par une équation différentielle aux dérivées partielles (EDP) ou par un système d'EDP est transformé, à l'aide d'une méthode de discrétisation dans un système d'équations algébriques.

Il y a deux grandes familles de méthodes de discrétisation:

- Les méthodes d'approximation des équations. Selon ces méthodes, on cherche une solution exacte des équations approchées car les opérateurs différentiels sont discrétisés sur un maillage (la méthode des différences finies et la méthode des volumes finis) ;
- Les méthodes d'approximation des solutions. Selon ces méthodes on cherche une solution approchée à partir des équations exactes. Les solutions sont écrites comme des séries de fonctions tronquées aux ordres de précisions désirées (les méthodes spectrales et la méthode des éléments finis) [23].

Pour notre cas, nous avons choisi la méthode des volumes finis qui a été développée la première fois en 1971 par Patankar et Spalding et publiée en 1980 par Patankar [4]. Compte tenu de son sens physique et son adaptation dans la résolution des problèmes de mécanique des fluides et de transfert de chaleur.



### III.3. Le cylindre du moteur et conditions initiales et aux limites

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. En ce qui concerne notre étude, nous avons opté pour un cylindre à surface ailettée. La figure (III.1), montre le schéma du cylindre étudié.

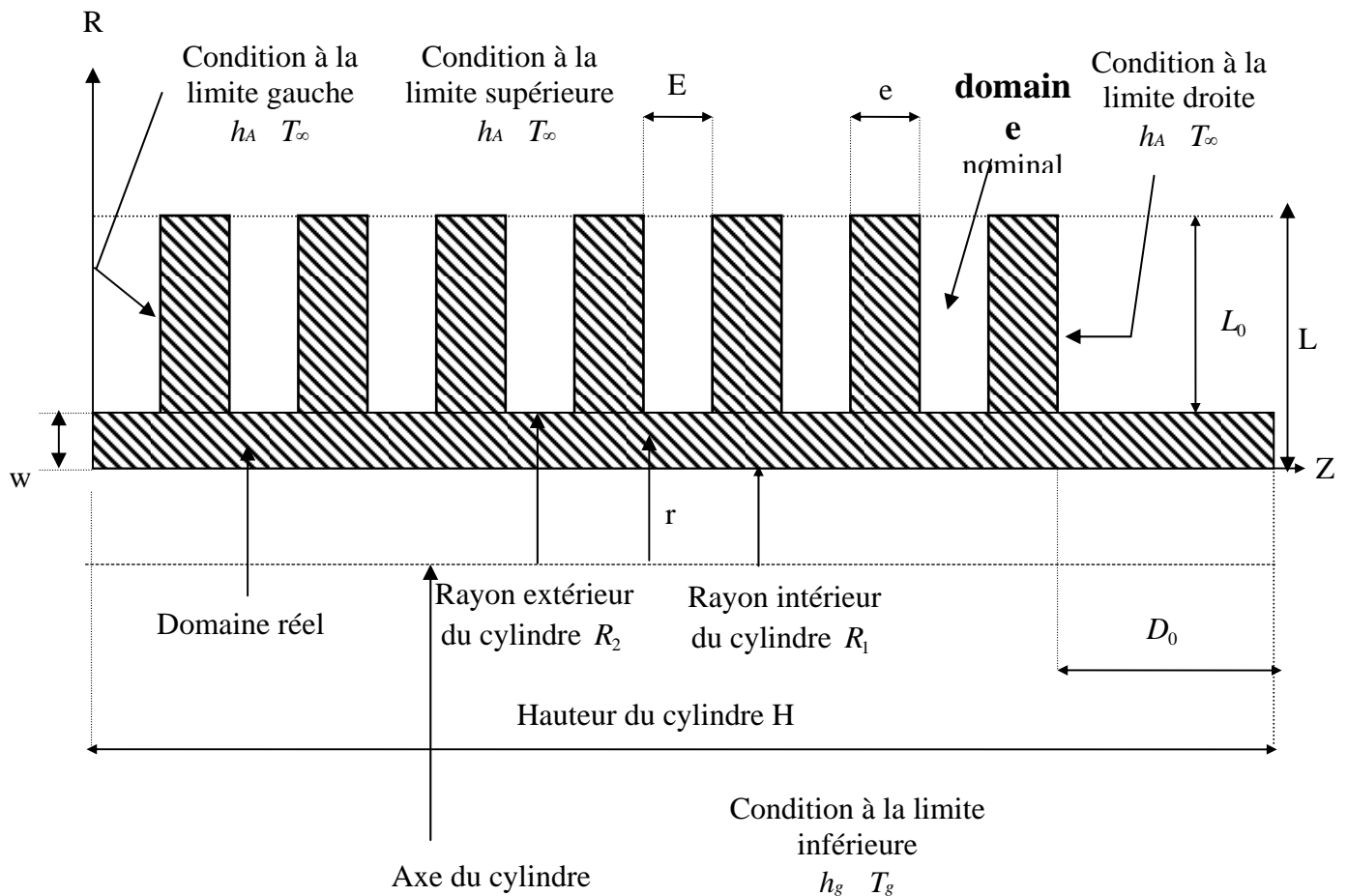


Fig.III.1. Section du cylindre représentant le domaine à étudier

#### III.3.1. Conditions initiales et aux limites

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 ailettée) est en contact avec l'air dont la température à l'infini  $T_{\infty} = 300^{\circ}K$  et dont le coefficient de transfert  $h_A$  est constant et égal à  $50 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

La limite inférieure correspond à la frontière avec la chambre de combustion, avec une température de gaz  $T_g$  et un coefficient de transfert  $h_g$ .

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.

Pour la condition à la limite droite le cylindre étant séparé de la culasse par un joint d'étanchéité isolant, la condition d'isolation est donc prévue.

### III.3.2. Conditions aux limites supérieures :

La présence des ailettes engendre une géométrie irrégulière sur cette frontière. On commencera par définir un domaine nominal qui comprend le domaine réel.

Le domaine nominal doit être rectangulaire et doit avoir le maximum de cotés communs possibles avec le domaine réel.

La partie externe de la chemise c'est à dire la paroi ailettée est en contact avec l'air en mouvement, nous avons supposé qu'il se déplace à une vitesse constante de 10 m/s dans la direction perpendiculaire à l'axe du cylindre et que par conséquent la température à l'infini  $T_\infty$  et le coefficient de transfert  $h_A$  sont constants.

Nous supposons qu'il règne sur la frontière du domaine nominal avec le milieu ambiant, une condition convective, ce qui se traduit par les équations suivantes :

$$\text{- Pour : } w \leq r \leq L_0 \quad \text{et} \quad 0 \leq z \leq H \quad q = h_A(T_\infty - T_p) \quad \text{(III.5)}$$

Avec :

$$f_C = h_A T_\infty \quad \text{et} \quad f_P = -h_A$$

$$q \text{ devient : } q = f_C + f_P T_p$$

avec :

$T_p$  : Température à la paroi considérée ;

$T_\infty$  : Température loin de la paroi.

Pour tenir compte de l'irrégularité géométrique, nous prendrons pour l'ensemble des nœuds appartenant au domaine nominal et n'appartenant pas au domaine réel, un coefficient de conductivité thermique égal à zéro [4].

### III.3.1.3. Condition à la limite inférieure

La limite inférieure correspond à la frontière avec la chambre de combustion, et la condition y prévalant est une condition de convection avec une température des gaz  $T_g$  et un coefficient de transfert variable  $h_g$  calculé comme suit [24]:

$$h_g = 0.23(1 + b) \left( \frac{P_g^{0.7}}{T_g^{0.2} * D^{0.3}} \right) \quad (III.6)$$

Où:

$$D = \frac{8 * 10^{-2} * L}{4 * 10^{-2} + L}; T_g = 2700 * \left( \frac{6 * 10^6}{P_g} \right)^{-0.22}; P_g = 6 * 10^6 * \left( \frac{0.01}{L} \right)^{1.28}; L = 0.01 + (14.4 * (iteration * \Delta t))$$

L : longueur du volume occupé par le gaz à un instant donné ;

D : diamètre équivalent ;

b : paramètre dépendant de la géométrie de la chambre (-0.3 < b < 0.2).

On introduira la condition à la limite en tenant compte de la position du piston c'est à dire la valeur de  $h_g$  qui dépend de l'une des phases (compression, détente, admission, échappement) et de la géométrie de la chambre de combustion (pour le cas b=0.1). Ce qui se traduit par les équations suivantes :

$$\text{- Pour : } r = 0 \quad \text{et} \quad 0 \leq z \leq H \quad q = h_g(T_g - T_p) \quad (III.7)$$

$$\text{Avec : } f_C = h_g T_g \quad \text{et} \quad f_P = -h_g$$

$$q \text{ devient : } q = f_C + f_P T_p$$

$T_p$  : Température à la paroi considérée.

### III.3.1.4. Conditions aux limites gauches

La frontière gauche est en contact avec le piston en mouvement; et la conduction radiale étant plus importante que la conduction longitudinale, nous négligeons le flux de chaleur le long du cylindre. Ce qui se traduit par les équations suivantes :

$$\text{- Pour : } \quad 0 \leq r \leq L \quad \text{et} \quad z = 0 \quad q = h_A(T_\infty - T_P) \quad (\text{III.8})$$

$$\text{Avec : } \quad f_C = h_A T_\infty \quad \text{et} \quad f_P = -h_A$$

$$q \text{ devient : } \quad q = f_C + f_P T_P$$

### III.3.1.5. Conditions aux limites droites

Le cylindre est séparé de la culasse par un joint d'étanchéité isolant, la condition d'isolation est donc prévue. Ce qui se traduit par les équations suivantes :

$$\text{- Pour : } 0 \leq r \leq w \quad \text{et} \quad z = H \quad q = h_A(T_\infty - T_P) \quad (\text{III.9-a})$$

$$w \leq r \leq L_0 \quad \text{et} \quad z = H - D_0 \quad q = h_A(T_\infty - T_P) \quad (\text{III.9-b})$$

$$\text{Avec : } \quad f_C = h_A T_\infty \quad \text{et} \quad f_P = -h_A$$

$$q \text{ devient : } \quad q = f_C + f_P T_P$$

## III.4. Principe de la méthode de volume fini

La méthode des volumes finis est une technique de discrétisation qui convertit les équations de conservation aux dérivées partielles en équations algébriques qui peuvent être résolues numériquement. La technique des volumes de contrôle consiste dans l'intégration des équations aux dérivées partielles sur chaque volume de contrôle pour obtenir les équations discrétisées qui conservent toutes les grandeurs physiques sur un volume de contrôle (VC).

Les différentes étapes de la mise en œuvre sont :

- Le domaine de calcul est discrétisé en un nombre fini de points (les nœuds du maillage), autour desquels on définit des volumes élémentaires (appelés volumes de contrôle) contigus, sans discontinuités aux interfaces ;

Les équations modèles, sous forme conservative, sont intégrées sur chaque volume de contrôle (VC) ;

- Les intégrales sur un volume de contrôle en un nœud donné sont évaluées en approchant la variation par des profils ou des lois d'interpolation entre les nœuds voisins du point considéré.

- Écriture des équations algébriques en fonction des valeurs de  $\Phi$  aux nœuds du maillage ;
- Résolution du système algébrique linéaire obtenu.

Cette propriété fondamentale va permettre la mise en évidence des propriétés de conservation des flux locaux et globaux au sein du volume de contrôle et du domaine.

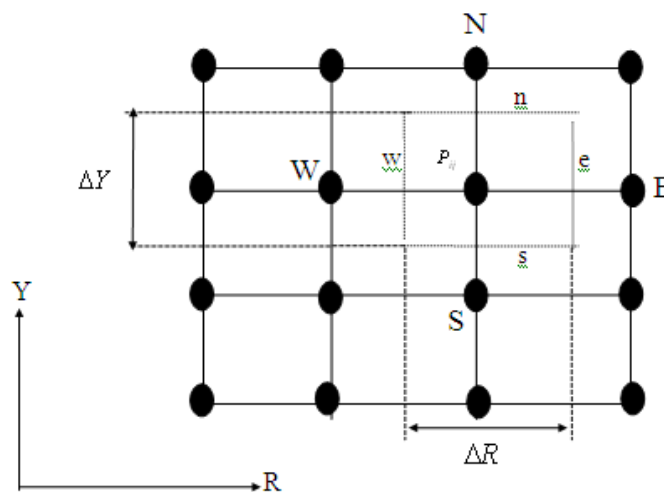


Fig.III.2. *Discrétisation d'un domaine en volumes élémentaires*

On rappelle que l'idée principale de cette méthode est d'intégrer les équations différentielles dans le volume de contrôle, afin d'obtenir l'équation algébrique qu'il faudra résoudre par des méthodes itératives.

### III.5. Maillage

La définition du maillage est une étape primordiale dans cette étude. Il existe deux méthodes pratiques pour placer le réseau de points ou maillage et leurs volumes de contrôle associés :

La première consiste à placer d'abord les nœuds, puis les interfaces seront placées à mi-distance de deux nœuds consécutifs, cette pratique exige des équations supplémentaires pour le traitement des nœuds frontières (Figure (III.3))

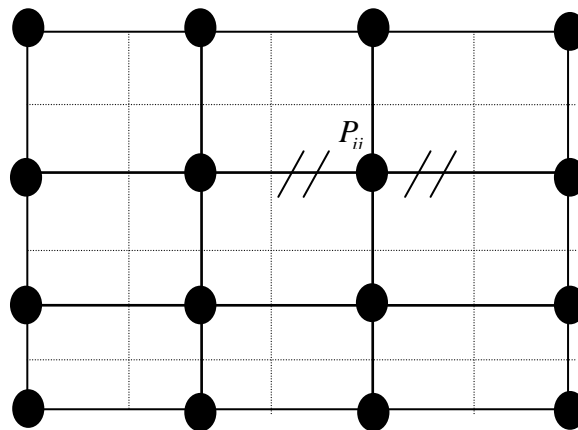


Fig.III.3. Discretisation des interfaces placées à mi-distance des deux nœuds

La deuxième consiste à partager le domaine en un ensemble de volume élémentaire, puis les nœuds sont placés au centre des volumes.

Cette pratique est souvent utilisée en raison de sa simplicité et ne nécessite pas un traitement spécial pour les nœuds frontières.( Figure(III.4))

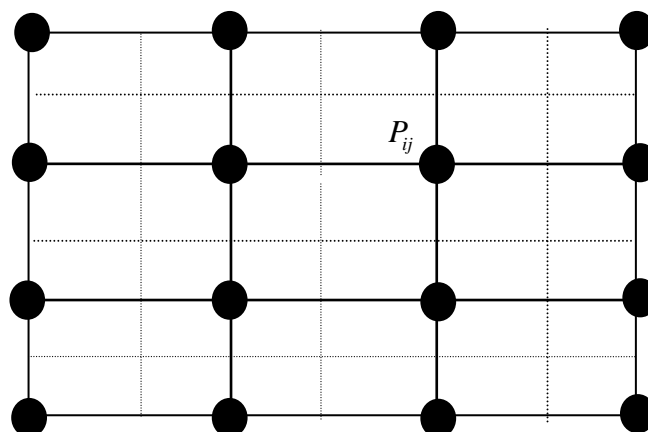


Fig.III.4. Discretisation des nœuds placés au centre des volumes

Ces deux pratiques sont identiques dans le cas d'un maillage uniforme.

➤ **Avantages**

Préservation du caractère conservatif des équations sur chaque volume de contrôle (continuité des flux aux interfaces), valable pour n'importe quelle finesse du maillage ;

Mise en oeuvre relativement facile ;

Applicable aux géométries complexes ;

Temps de calcul et stockage mémoire raisonnable (matrice de type bande).

➤ **Inconvénient**

Moins précis que les méthodes spectrales.

### III.6. Discrétisation de l'équation de chaleur

L'équation générale de la conduction ou loi de Fourier en coordonnées cartésiennes est donnée par :

$$\frac{\partial}{\partial x}(K \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(K \frac{\partial T}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(K \frac{\partial T}{\partial z}) + S = \rho C_P \frac{\partial T}{\partial t} \quad (\text{III.10})$$

Où :

$K$  : Conductivité thermique et aussi on peut le représenter par  $\lambda$  ;

$\rho$  : Masse volumique ;

$C_P$  : Chaleur spécifique à pression constante ;

$S$  : Terme source ;

➤ **Supposons l'équation de conduction thermique stationnaire unidimensionnelle**

$$\frac{d}{dx} \left( \lambda \frac{dT}{dx} \right) + S \quad (\text{III.11})$$

Les étapes qui doivent être parcourues, pour obtenir le système d'équations algébriques, sont les suivantes :

a. Discrétisation du domaine de calcul

La façon de discrétisation est présentée à la figure(III.5).

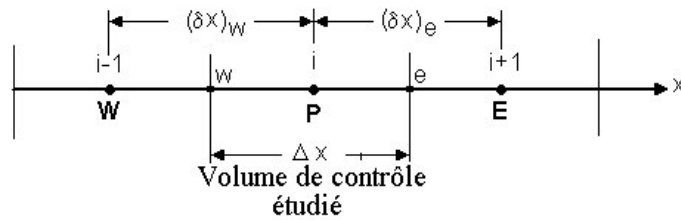


Fig.III.5. Maillage unidimensionnel.

où :

P – Noeud considéré ;

W – Noeud “West” ;

E – Noeud “East” ;

W – interface “West” du volume de contrôle (VC) ;

e – interface “East” du VC ;

x – largeur du VC étudié.

#### b. Intégration de l'équation de conduction 1D sur le VC en P

En intégrant l'équation (III.11) sur le volume de contrôle (fig.III.5) on obtient successivement :

$$\int_w^e \frac{d}{dx} \left( \lambda \frac{dT}{dx} \right) dx + \int_w^e S dx = 0 \quad (\text{III.12})$$

$$\left[ \lambda \frac{dT}{dx} \right]_w^e + \int_w^e S dx = 0 \quad (\text{III.13})$$

$$\lambda_e \left( \frac{dT}{dx} \right)_e - \lambda_w \left( \frac{dT}{dx} \right)_w + \bar{S}[x]_w^e = 0 \quad (\text{III.14})$$

où  $S$  est une valeur moyenne du terme source  $S$  sur le volume de contrôle. En tenant compte de la loi de Fourier ( $\vec{q} = -\lambda \text{grad}T$ ),  $\vec{q}$  étant la densité du flux thermique, l'équation (III.14) peut être écrite ainsi :

$$-q_e + q_w + \bar{S}\Delta x = 0 \quad (\text{III.15})$$

où  $q_e$  et  $q_w$  sont les densités du flux thermique aux interfaces du volume de contrôle.



C. Choix d'un profil de température (ou d'une formule d'interpolation) entre les nœuds voisins de P

Il y a deux types de profils qu'on peut envisager, l'un étant le profil constant (fig.III.6 a) et l'autre le profil linéaire (fig.III.6 b).

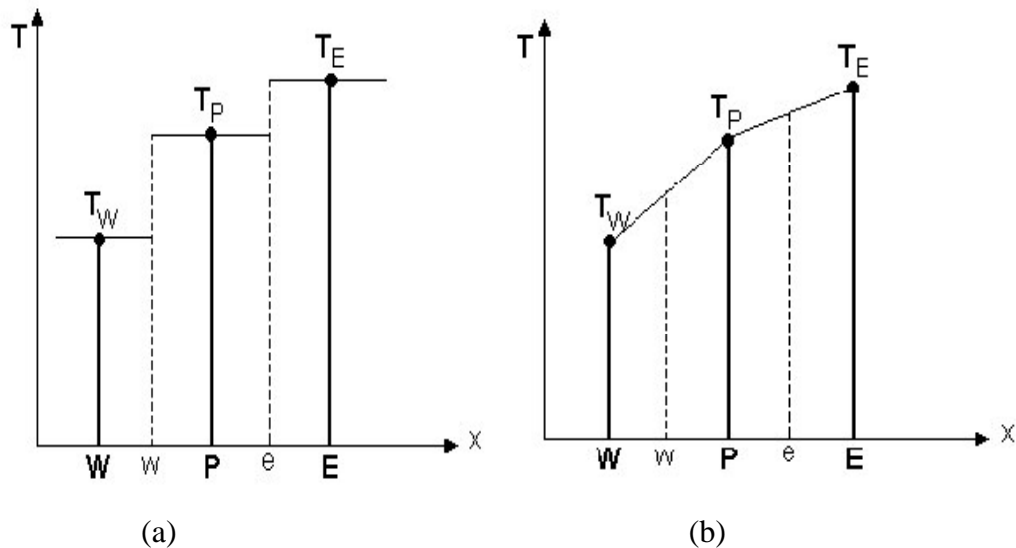


Fig.III.6 Choix du profil de température.  
a) Profil constant. b) Profil linéaire.

Dans le cas d'un profil constant de température (Fig.III.6 a), sur le volume de contrôle, on a une discontinuité de  $T$  aux interfaces  $w$  et  $e$  du volume de contrôle. De plus, la dérivée  $dT / dx$  n'est pas définie et donc ce profil de température ne convient pas.

Dans le cas d'un profil linéaire de température (Fig.III.6 b), entre les nœuds du maillage, la discontinuité de  $T$  n'existe plus et les dérivées aux interfaces sont définies :

$$\left(\frac{dT}{dx}\right)_e = \frac{T_E - T_P}{x_E - x_P} = \frac{T_E - T_P}{\delta x_e} \quad (\text{III.16})$$

$$\left(\frac{dT}{dx}\right)_w = \frac{T_P - T_W}{x_P - x_W} = \frac{T_P - T_W}{\delta x_w} \quad (\text{III.17})$$

d. Écriture de l'équation de conduction thermique sous la forme algébrique

L'équation (III.15) s'écrit ainsi :

$$\frac{\lambda_e(T_E - T_P)}{\delta x_e} - \frac{\lambda_w(T_P - T_W)}{\delta x_w} + \bar{S}\Delta x = 0 \quad (\text{III.18})$$

où  $\bar{S}$  est la valeur moyenne de  $S$  sur le volume de contrôle.

Finalement, après le regroupement des termes, l'équation algébrique s'écrit ainsi :

$$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + b \quad (\text{III.19})$$

où

$$a_E = \frac{\lambda_e}{(\delta x)_e}$$

$$a_W = \frac{\lambda_w}{(\delta x)_w}$$

➤ Principes à respecter

Même sur un maillage grossier, il faut que :

1. les variations des quantités  $\Phi$  aient un comportement physique réaliste ;
2. le bilan global soit conservatif.

➤ Traitement du terme source  $S$

Si le terme source  $S$  varie de façon non linéaire,  $S = S(T)$ , on écrit :

$$\bar{S} = S_c + S_P T_P ; \quad (\text{III.20})$$

où  $S_c$  est un terme constant (indépendant de la température). Il faut linéariser en  $T$  pour obtenir un système d'équations algébriques linéaires.

### III.6.1. Détermination de la conductivité thermique aux interfaces des volumes de contrôle

En général  $\lambda_e \neq \lambda_w$ , la conductivité thermique étant en fonction de la température,  $\lambda = \lambda(T)$ , ou même  $\lambda = \lambda(x)$  pour les matériaux composites.

La conductivité thermique à l'interface "e" peut être déterminée par l'interpolation linéaire entre les points  $P$  et  $E$  :

$$\lambda_e = f_e \lambda_P + (1 - f_e) \lambda_E \quad \text{avec} \quad f_e = \frac{\delta x_e^+}{\delta x_e} \quad \text{et} \quad 1 - f_e = \frac{\delta x_e^-}{\delta x_e} \quad (\text{III.21})$$

Si l'interface "e" (fig. III.7) est située à mi-distance de P et E, alors  $f_e = 1/2$  et on obtient :

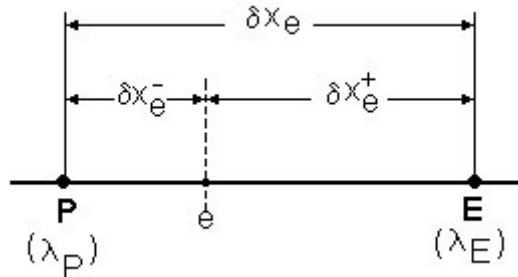


Fig.III.7. la détermination de la conductivité thermique.

$$\lambda_e = \frac{\lambda_P + \lambda_E}{2} \quad (\text{III.22})$$

### III.6.2. Conservation du flux aux interfaces

Si l'on considère le flux à l'interface "e" (voir fig.III.7) on peut écrire :

$$q_e = -\lambda_e \left( \frac{dT}{dx} \right)_e = \frac{\lambda_e (T_P - T_E)}{\delta x_e} = \frac{\lambda_P (T_P - T_e)}{\delta x_e^-} = \frac{\lambda_E (T_e - T_E)}{\delta x_e^+} \quad (\text{III.23})$$

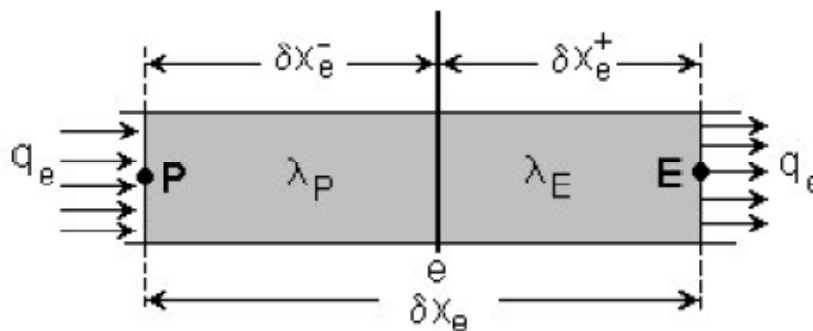


Fig.III.8 Conductivité thermique à l'interface.

La densité du flux thermique à l'interface peut, également, être écrite ainsi :

$$q_e = \frac{T_P - T_E}{\frac{\delta x_e^-}{\lambda_P} + \frac{\delta x_e^+}{\lambda_E}} = \frac{T_P - T_E}{\frac{\delta x_e}{\lambda_e}} \quad (\text{III.24})$$

De la relation (III.24) on sort l'expression de la conductivité thermique à l'interface du volume de contrôle :

$$\lambda_e = \frac{\delta x_e}{\frac{\delta x_e^-}{\lambda_P} + \frac{\delta x_e^+}{\lambda_E}} \quad (III.25)$$

Si l'on tient compte de la définition du coefficient  $f_e$ , la relation (III.25) devient :

$$\lambda_e = \frac{2\lambda_P\lambda_E}{\lambda_P + \lambda_E} \quad (III.26)$$

qui est la moyenne harmonique des conductivités thermiques des noeuds voisins du maillage.

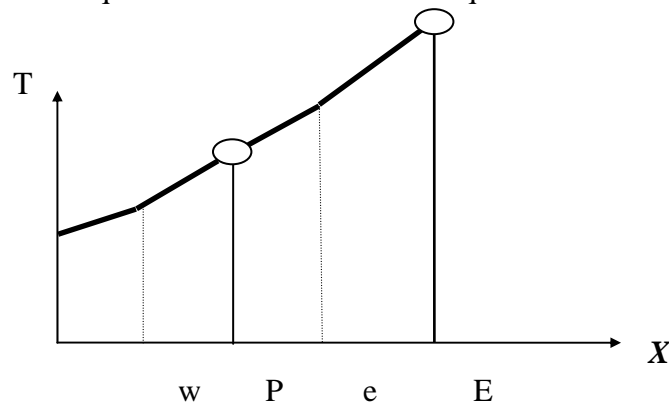


Figure: (III.9) Profil de deux parties entre les points de réseau

### III.6.3. Traitement du terme source

Considérons le cas d'une ailette isolée à son extrémité et maintenue à une température  $T_A$  à la base ( $x=0$ ) Cf. figure (III.10).

La figure (III.10) montre le schéma d'une ailette infinie [23].

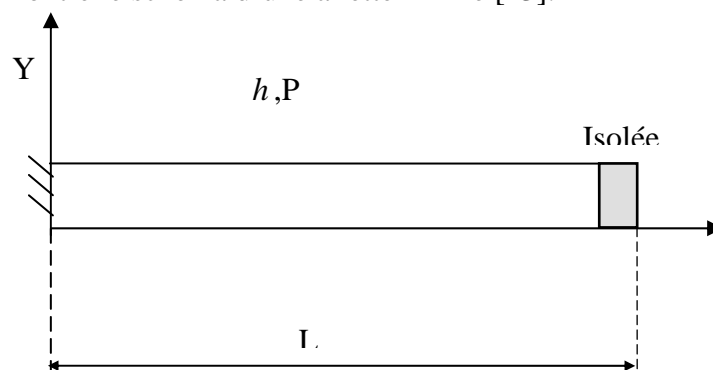


Fig.III.10. Ailette infinie

L'ailette échange de la chaleur avec le fluide environnant. Le problème peut être traité comme un problème de conduction unidimensionnel suivant la direction des « x ». L'ailette étant considérée comme étant de dimension infinie.

L'équation différentielle gouvernant le transfert est :

$$\frac{d}{dx} \left( K \frac{dT}{dx} \right) + \frac{hp}{A} (T_\infty - T) = 0 \quad (\text{III.27})$$

où:

-P : Périmètre de l'ailette.

-A : section transversale de l'ailette.

Le terme caractérisant le transfert de chaleur entre l'ailette et le fluide d'environnant est considéré comme source de chaleur ; la quantité  $\frac{hp}{A} (T_\infty - T)$  caractérise une quantité de chaleur par unité de volume qui peut être identifiée à un terme source S :

$$S = \frac{hp}{A} (T_\infty - T) \quad (\text{III.28})$$

S, peut dépendre de la température inconnue  $T$ .

$T_p$  Peut être prise comme la température inconnue pour le volume de contrôle.

Alors le terme source moyen  $\bar{S}$  peut dépendre de  $T_p$ .

Exprimons  $\bar{S}$  comme une fonction linéaire de  $T_p$  :

$$\bar{S} = S_C + S_p T_p \quad (\text{III.28})$$

où :

$S_C$  et  $S_p$  sont les constantes de l'expression linéaire.

Pour notre problème :

$$S_C = \frac{hp}{A} T_\infty \quad (\text{III.29-a})$$

et

$$S_p = -\frac{hp}{A} \quad (\text{III.29b})$$

Il faut noter qu'il est important que la valeur de  $S_p$  soit négative.

Avec ces coefficients, l'équation finale de discrétisation s'écrit sous forme :

$$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + b \quad (\text{III.30})$$

Avec :

$$a_E = \frac{K_e}{\delta x_e} \quad (\text{III.31-a})$$

$$a_W = \frac{K_w}{\delta x_w} \quad (\text{III.31-b})$$

$$a_P = a_E + a_W - S_P \Delta x \quad (\text{III.31-c})$$

$$b = S_C \Delta x \quad (\text{III.31-d})$$

Cette écriture est valable pour une source de chaleur linéairement dépendante de la température, dans le cas contraire, une linéarisation s'impose.

### III.7. Linéarisation du terme source

Quand le terme source est une fonction non-linéaire de la température, les quantités  $S_p$  et  $S_c$  eux-mêmes deviendraient des fonctions de la température et devraient être exprimées de façon itérative. Il y a plusieurs façons pour linéariser le terme source c'est à dire de trouver des expressions pour  $S_c$  et  $S_p$ .

$T_p^*$  et  $\bar{S}^*$  représentent respectivement les valeurs de la température et du terme source qui peuvent être les suppositions initiales ou les valeurs obtenues de l'itération précédente, si le terme source est une fonction de T, généralement on recommande la méthode de linéarisation proposée par PATANKAR [3] et donnée comme suit :

$$\bar{S} = \bar{S}^* + \left( \frac{d\bar{S}}{dT} \right)^* (T_p - T_p^*) \quad (\text{III.32})$$

Où:  $T_p$  est la valeur inconnue de la température.

Si nous comparons cela avec notre formule linéarisée donnée par :

$$\bar{S} = S_C + S_P T_P \quad (\text{III.33})$$

nous obtenons :

$$S_C = \bar{S}^* - \left( \frac{d\bar{S}}{dT} \right)^* T_p^* \quad (\text{III.34-a})$$

$$S_p = \overline{\left(\frac{dS}{dT}\right)^*} \quad (\text{III.34-b})$$

Ceci est valable dans le cas où nous obtenons  $S_p < 0$  dans le cas contraire nous prendrons :

$S_p = 0$ , et  $S_c = S$  car, comme nous le verrons plus loin  $S_p$  doit être négative ou nulle.

### III.8. Les règles de base et critère de convergence (règles de Patankar)

En vue d'assurer la stabilité et la convergence du système d'équations discrétisées, il est nécessaire de respecter les quatre règles de base suivantes énoncées par Patankar :

#### ***Règle 01 : Compatibilité aux frontières des volumes de contrôle***

Lorsqu'une face est commune à deux volumes de contrôle adjacents, le flux qui les traverse doit être représenté par la même expression dans les équations discrétisées pour chacun des deux volumes de contrôle.

#### ***Règle 02 : Coefficients positifs***

La valeur de la variable T en un point donné est influencée par les valeurs de T aux nœuds voisins. Dans les mêmes conditions, l'augmentation de la valeur T en un point doit provoquer une augmentation de T aux nœuds voisins. Pour cela les coefficients) doivent tous avoir le même signe (positif ou négatif).

#### ***Règle 03 : Linéarisation des termes sources***

Dans l'équation (III.31-c), le coefficient peut devenir négatif à travers le terme entraînant ainsi des instabilités numériques. C'est la raison pour laquelle le terme doit être négatif ou nul. Cette exigence n'est pas un choix arbitraire car, ces phénomènes physiques, la pente de l'équation reliant la source de chaleur aux variables dépendantes est négative.

#### ***Règle 04 : somme des coefficients voisins***

Les équations différentielles gouvernantes contiennent uniquement les dérivées de la variable dépendante T. Si c'est une constante arbitraire, la fonction (T+CTE) vérifie aussi les équations différentielles, c'est à dire:  $a_p = \sum a_{nb}$  est requise, lorsque l'équation différentielle reste valable quand on augmente la variable d'une constante arbitraire.

#### ➤ **Critère de convergence**

On dit qu'un processus itératif a atteint la convergence lorsque les itérations ultérieures ne produisent aucun changement significatif dans les valeurs de la variable T.

Pratiquement, on exprime cette convergence par un test d'arrêt du processus itératif appelé « critère de convergence » qui dépend de la nature du problème et des objectifs du calcul.

Un critère approprié est celui qui porte sur les résidus de quantité, de la masse et de la température. Ces résidus sont définis par :

$$R_T = \sum_{nb} a_{nb} T_{nb} + b - a_p T_p \quad (\text{III.35})$$

Evidement, quand l'équation discrétisée est satisfaite, tend vers zéro. Mathématiquement, cela se traduit par l'inégalité suivante :

$$\sum_{\Omega} \|R_T\| < \varepsilon_T \quad (\text{III.36})$$

$\Omega$  : étant le domaine de calcul ;

Où :

$\varepsilon_T$ : est la valeur infiniment petite caractérisant l'erreur sur la solution obtenue.

**Remarques finales :**

La linéarisation du terme source est une technique très utilisée pour les termes source dépendant de la température. Elle permet d'anticiper le changement dans le terme source dû au changement de la température. Néanmoins afin d'éviter la possibilité de divergence, nous n'utilisons pas la formulation qui conduit à une valeur positive de  $S_p$ .

En général la formulation basée sur l'équation (III.29-a,b)) converge plus rapidement [4].

De plus, pour utiliser la linéarisation du terme source ,des géométries irrégulières sont parfois utilisées.

**III.9. Conditions aux limites**

La solution du problème physique ne dépend pas seulement de l'équation différentielle mais aussi des conditions aux limites.

Si les températures aux frontières sont données, on aura suffisamment d'équations algébriques, C'est à dire nous avons autant d'équations que d'inconnues.

Quand les températures à la frontière ne sont pas données, un autre paramètre physique peut être introduit comme par exemple le flux de chaleur à la limite frontaliere (boundary face) est



considéré pour connaître les températures inconnues à l'intérieur du maillage, ainsi les équations supplémentaires qui en découlent vont servir à combler le déficit en équations.

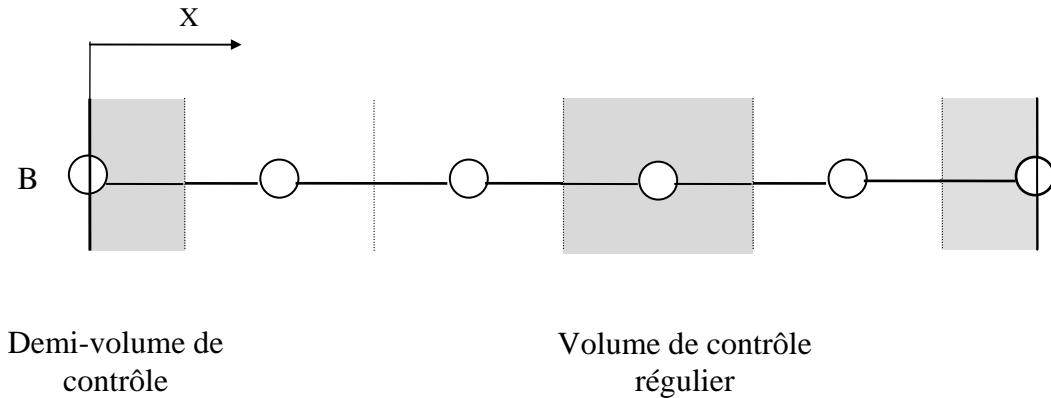


Fig.III.11. *Domaine unidimensionnel*

La figure (III.11) montre le domaine unidimensionnel à deux frontières. Le traitement des frontières est identique pour une raison de similitude, alors il suffit d'étudier l'une des deux, on choisit par exemple la frontière gauche et le flux de chaleur comme condition à la limite.

La figure (III.12) montre le nœud frontalier :

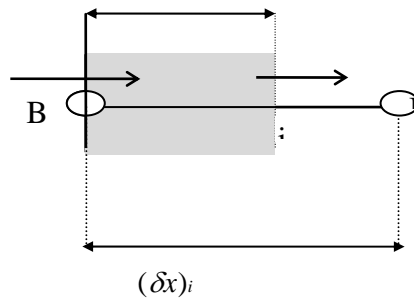


Fig.III.12. *Demi-V.C à la limite gauche (Nœud frontalier)*

Si on intègre l'équation  $-\frac{dq}{dx} + S = 0$  sur le volume de contrôle on obtient :

$$q_B - q_I + (S_C + S_P T_B) \Delta x = 0 \tag{III.37}$$

Où : la source de chaleur est exprimée comme une fonction linéaire.

Notons que la largeur  $\Delta x$  du demi-volume de contrôle n'est pas la même à celle du volume de contrôle régulier.

Le flux de chaleur  $q_i$  est donné par l'expression :

$$q_i = \frac{K_i}{\delta x_i} (T_B - T_I) \quad (\text{III.38})$$

En combinant les équations (III.37) et (III.38), on obtient l'équation de discrétisation :

$$a_B T_B = a_I T_I + b \quad (\text{III.39})$$

Où :

$$a_I = \frac{K_i}{(\delta x)_i} ; a_B = a_I - S_P \Delta x ; b = S_C \Delta x + f_C \quad (\text{III.40-a}) ; (\text{III.40-b}) ; (\text{III.40-c})$$

Le flux de chaleur à la limite  $q_B$  est donné comme une fonction linéaire de la température à la frontière. Cette expression s'écrit sous la forme:

$$q_B = f_C + f_P T_B \quad (\text{III.41})$$

Où :  $f_C$  et  $f_P$  sont des coefficients de l'expression linéaire (III.41)

Cette condition se rencontre souvent dans le cas où la frontière du domaine est un milieu convectif de température loin de la paroi égale à la température ambiante, tel que :

$$q_B = h(T_\infty - T_B) \quad (\text{III.42})$$

Ce qui implique :

$$f_C = h T_\infty \quad (\text{III.43-a})$$

et

$$f_P = -h \quad (\text{III.43-b})$$

Pour une frontière adiabatique ou une condition de symétrie,  $q_B$  est égale à zéro.

Il faut noter cependant qu'il y a une similarité des équations (III.33) et (III.41).

Le coefficient  $f_p$  doit être négatif au même titre que  $S_p$  de l'équation (III.33), condition vérifiée pour un transfert thermique convectif comme condition à la limite.

Après arrangement et combinaison des équations (III.37), (III.38) et (III.41) on obtient :

$$a_B T_B = a_I T_I + b \quad (\text{III.44})$$

Où :

$$a_I = \frac{K_i}{(\delta x)_i} \quad (\text{III.45-a})$$

$$a_B = a_I - S_P \Delta x - f_P \quad (\text{III.45-b})$$

$$b = S_C \Delta x + f_C \quad (\text{III.45-c})$$

*Pour résumer*, nous pouvons noter que :

Quand la température à la frontière est donnée, nous ne construisons pas l'équation du demi-volume de contrôle. Par contre, quand le flux de chaleur est spécifié ou les termes  $S_p$  fonction de la température, nous créons une équation supplémentaire comme les équations (III.39) ou (III.44) vues précédemment pour résoudre le problème de l'inconnu supplémentaire.

L'équation du demi-volume de contrôle est utile même quand la température à la frontière est donnée.

Dans cette situation, après la résolution des températures des points de grille, nous pouvons utiliser les équations (III.37) et (III.38) pour obtenir le flux de chaleur  $q_B$ , donnée par :

$$q_B = \frac{K_i}{(\delta x)_i} (T_B - T_I) - (S_C + S_P T_B) \Delta x \quad (\text{III.46})$$

### III.10. Linéarisation des conditions aux limites

Lors du traitement des conditions aux limites, nous avons exprimé dans l'équation (III.41) le flux  $q_B$  comme une fonction linéaire de la température à la frontière. Les coefficients  $f_C$  et  $f_P$  jouent le même rôle que  $S_C$  et  $S_P$  dans l'équation (III.33).

Pour traiter un problème non-linéaire, on passe à la linéarisation du flux de chaleur, on procède de la même façon que pour la linéarisation du terme source : on considère  $T_B^*, q_B^*$  l'estimation calculée au cours de l'itération précédente, et on note aussi que  $f_p \leq 0$ .

La méthode utilisée pour linéariser la relation  $q_B = f(T_B)$  est :

$$q_B = q_B^* + \left(\frac{dq_B}{dT_B}\right)^* (T_B - T_B^*) \quad (\text{III.47})$$

En comparant avec l'équation (III.40) nous obtenons :

$$f_C = q_B^* - \left(\frac{dq_B}{dT_B}\right)^* T_B^* \quad (\text{III.48-a})$$

et

$$f_P = \left(\frac{dq_B}{dT_B}\right)^* \quad (\text{III.48-b})$$

### III.11. Non-linéarité

Il est assez courant de rencontrer des situations non-linéaires dans les problèmes de conduction de chaleur. A titre d'exemple, la conductivité thermique  $K$  peut dépendre de la température et le terme caractérisant la génération de la chaleur  $S$ , peut être une fonction non-linéaire de la température  $T$ . Les conditions aux limites elle-mêmes peuvent être aussi non-linéaires.

Dans ces situations, les coefficients  $a_P, a_E, a_W$  et  $b$  dans l'équation de discrétisation dépendent de la température  $T$ , et par conséquent elle ne sera plus une équation linéaire.

Pour résoudre les problèmes non-linéaires, on utilise un calcul itératif. Nous commençons par supposer ou estimer la température à tous les points de grille. Nous traitons le problème comme un domaine connu de la température, nous calculons les valeurs tentatives des coefficients dans l'équation de discrétisation, et nous résolvons ainsi les équations pour obtenir un nouveau domaine de température. Après, nous recalculons les coefficients et nous résolvons les équations de nouveau. Ce processus est répété jusqu'à ce que la solution cesse de changer d'une itération à une autre. La solution inchangée s'appelle la solution convergée.

On rappelle que les coefficients dans l'équation de discrétisation doivent être positifs et que  $S_p < 0$  et  $f_p < 0$

### III.12. Conduction en régime transitoire

L'équation différentielle gouvernant la conduction de chaleur pour un régime transitoire unidimensionnel est :

$$\rho C \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + S \quad (\text{III.49})$$

Dans cette équation, il y a deux variables indépendantes, la distance « x » et le temps « t ». Dans le problème transitoire, la distribution initiale de la température à l'instant  $t=0$  est connue.

Notre objectif est de trouver la distribution de température à tout instant  $t$ .

On donne une distribution de température à l'instant  $t$ , et on trouve une distribution de température à l'instant  $\Delta t$ .

Où  $\Delta t$ , est l'incrément du temps.

On dénote les valeurs connues (anciennes) de  $T_p, T_E, T_W$  à l'instant  $t$  par  $T_p^\circ, T_E^\circ, T_W^\circ$  et par  $T_p, T_E, T_W$  les nouvelles valeurs inconnues à l'instant  $t + \Delta t$ .

L'équation aux variables discrètes sera déduite en intégrant l'équation donnée par (III.49) à travers le volume de contrôle entourant le nœud P et sur l'intervalle du temps :

$$\rho C \int_w^e \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial t} dt dx = \int_t^{t+\Delta t} \int_w^e \left[ \frac{\partial}{\partial x} \left( K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + S \right] dx dt \quad (\text{III.50})$$

Nous supposons que  $T_p$  prévaut sur l'ensemble du volume de contrôle, nous obtenons :

$$\rho C \int_w^e \int_t^{t+\Delta t} \frac{\partial T}{\partial t} dt dx = \rho C \Delta x (T_p^1 - T_p^\circ) \quad (\text{III.51})$$

Ce qui nous donne :

$$\rho C \Delta x (T_P^1 - T_P^0) = \int_t^{t+\Delta t} \left[ \frac{K_e (T_E - T_P)}{(\partial x)_e} - \frac{K_w (T_P - T_w)}{(\partial x)_w} \right] dt \quad (\text{III.52})$$

Avec :

$$\int_t^{t+\Delta t} T_P dt = [f T_P^1 + (1-f) T_P^0] \Delta t \quad (\text{III.53})$$

où :  $f$  représente un facteur de pondération compris entre 0 et 1.

L'équation (III.49) peut être écrite sous la forme :

$$\begin{aligned} \rho C \frac{\Delta x}{\Delta t} (T_P^1 - T_P^0) = & f \left[ \frac{K_e (T_E^1 - T_P^1)}{(\partial x)_e} - \frac{K_w (T_P^1 - T_w^1)}{(\partial x)_w} \right] + \\ & (1-f) \left[ \frac{K_e (T_E^0 - T_P^0)}{(\partial x)_e} - \frac{K_w (T_P^0 - T_w^0)}{(\partial x)_w} \right] + b^* \end{aligned} \quad (\text{III.54})$$

En réarrangeant et en supprimant l'indice 1 nous obtenons :

$$\begin{aligned} a_P T_P = & a_E [f T_E + (1-f) T_E^0] + a_w [f T_w + (1-f) T_w^0] + \\ & [a_P^0 - (1-f) a_E - (1-f) a_w] T_P^0 + b \end{aligned} \quad (\text{III.55})$$

Où :

$$a_E = \frac{K_e}{(\partial x)_e} \quad (\text{III.56-a})$$

$$a_w = \frac{K_w}{(\partial x)_w} \quad (\text{III.56-b})$$

Et

$$a_P^0 = \frac{(\rho C)_P \Delta x}{\Delta t} \quad (\text{III.56-a})$$

$$a_P = f a_E + f a_w + a_P^0 - S_P \Delta x \quad (\text{III.56-b})$$

$$b = S_C \Delta x + a_P^0 T_P^0 \quad (\text{III.56-c})$$

Le développement d'un schéma numérique peut se faire de trois manières, selon la valeur du facteur  $f$  :

- Si  $f = 0$  : Le schéma est dit explicite, et la solution recherchée est exprimée de manière non itérative en fonction des termes précédents connus des conditions aux limites et initiales ;
- Si  $f \neq 0$  : le schéma est dit implicite, et la solution recherchée n'est obtenue qu'avec la résolution simultanée d'une série d'équations.
- Si  $f = 1$  : le schéma est totalement implicite ;
- Si  $f = 0.5$  : le schéma est dit de Crank-Nicholson .

Le schéma totalement implicite a été préféré pour sa grande stabilité et parcequ'il tient compte des nouvelles valeurs calculées.

### III.13. Problème a 2 et 3 dimensions

En régime transitoire, les équations régissant le transfert de chaleur bidimensionnel et tridimensionnel en coordonnées cartésiennes sont données par :

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( K \frac{\partial T}{\partial y} \right) + S \quad \text{(III.57-a)}$$

et

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial x} \left( K \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( K \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( K \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S \quad \text{(III.57-b)}$$

Pour les coordonnées axisymétriques, l'équation s'écrit :

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial r} \left( Kr \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( K \frac{\partial T}{\partial z} \right) + S \quad \text{(III.57-c)}$$

Les équations de discrétisation correspondantes sont :

$$a_p T_p = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + b \quad (\text{III.58-a})$$

$$a_p T_p = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + a_T T_T + a_B T_B + b \quad (\text{III.58-b})$$

Avec:

$$a_E = \frac{K_e \Delta y}{(\partial x)_e}; a_E = \frac{K_e \Delta y \Delta z}{(\partial x)_e} \quad (\text{III.59-a}), (\text{III.59-b})$$

$$a_W = \frac{K_w \Delta y}{(\partial x)_w}; a_W = \frac{K_w \Delta y \Delta z}{(\partial x)_w} \quad (\text{III.60-a}), (\text{III.60-b})$$

$$a_N = \frac{K_n \Delta x}{(\partial y)_n}; a_N = \frac{K_n \Delta x \Delta z}{(\partial y)_n} \quad (\text{III.61-a}), (\text{III.61-b})$$

$$a_S = \frac{K_s \Delta x}{(\partial y)_s}; a_S = \frac{K_s \Delta x \Delta z}{(\partial y)_s} \quad (\text{III.62-a}), (\text{III.62-b})$$

$$a_B = \frac{K_b \Delta x \Delta y}{(\partial z)_b}; a_T = \frac{K_t \Delta x \Delta y}{(\partial z)_t} \quad (\text{III.63-a}), (\text{III.63-b})$$

$$a_p^\circ = \frac{\rho C \Delta x \Delta y}{\Delta t} \quad a_p^\circ = \frac{\rho C \Delta x \Delta y \Delta z}{\Delta t} \quad (\text{III.64-a}), (\text{III.64-b})$$

$$b = S_C \Delta x \Delta y + a_p^\circ T_p^\circ; \quad b = S_C \Delta x \Delta y \Delta z + a_p^\circ T_p^\circ \quad (\text{III.65-a}), (\text{III.65-b})$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_p^\circ - S_p \Delta x \Delta y \quad (\text{III.66-a})$$

$$a_p = a_E + a_W + a_N + a_S + a_T + a_B + a_p^\circ - S_p \Delta x \Delta y \Delta z \quad (\text{III.67-b})$$

### III.14. Les équation de discrétisation en coordonnées polaires

Pour un système de coordonnées polaires, l'équation de conduction de chaleur s'écrit :

$$\rho c \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} (rK \frac{\partial T}{\partial r}) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} (\frac{K}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta}) + S \quad (\text{III.68})$$



En utilisant la même procédure que précédemment, nous obtenons l'équation de discrétisation:

$$a_P T_P = a_E T_E + a_W T_W + a_N T_N + a_S T_S + b \quad (\text{III.69})$$

Avec:

$$a_E = \frac{K_e \Delta r}{r_e (\partial \theta)_e}$$

$$a_W = \frac{K_w \Delta r}{r_w (\partial \theta)_w}$$

$$a_N = \frac{K_n r_n \Delta \theta}{(\partial r)_n}$$

$$a_S = \frac{K_s r_s \Delta \theta}{(\partial r)_s}$$

$$a_P^\circ = \frac{\rho C \Delta V}{\Delta t}$$

$$b = S_C \Delta V + a_P^\circ T_P^\circ;$$

$$a_P = a_E + a_W + a_N + a_S + a_P^\circ - S_P \Delta V$$

Où :  $\Delta V$ , est le volume du volume de contrôle. Il est égal à  $0.5 * (r_n + r_s) \Delta \theta \Delta r$ .

*Chapitre IV :*

*Résultats et Interprétation*

Dans ce travail, nous nous sommes intéressés à la résolution de l'équation de conduction de la chaleur en régime transitoire, avec conductivité thermique variable, dans un cylindre à surface ailetée d'un moteur à combustion interne d'un véhicule léger.

Les résultats présentés sont relatifs à l'évolution spatio- temporelle de la température dans ce cylindre. Un programme de calcul a été développé, sous l'environnement MATLAB, pour résoudre ce problème. Les résultats issus de la simulation numérique ont été comparés à ceux obtenus par le logiciel FLUENT.

### IV.1. Présentation de l'élément d'étude

L'organe d'étude est le cylindre du moteur. Il peut se présenter sous 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. En ce qui concerne notre étude, nous avons opté pour les cylindres d'un moteur de faible puissance.

Nous avons considéré la surface externe ailetée et nous admettons six ailettes annulaires sur toute la paroi du cylindre.

Nous considérons que les ailettes ont une longueur constante de 12 mm et une épaisseur de 6 mm.

Pour des raisons purement pratiques nous admettons que l'axe du cylindre est horizontal voir figure (IV.1), avec les dimensions et les caractéristiques suivantes [3] :

- Diamètre intérieur 80 mm ;
- Diamètre extérieur 86 mm ;
- Hauteur 100 mm ;
- La course  $C=90$  mm ;
- Valeur initiale de la pression  $P_0 = 6$  Mpa ;
- Valeur initiale de la température  $T_0 = 1000^{\circ}K$  ;
- Valeur polytropique  $n= 0.28$
- Longueur initiale occupée par le gaz  $L_0 = 10mm$  ;

- Le coefficient de transfert  $h_A = 50 \text{ W/m}^2.\text{K}$  ;
- La température à l'infini  $T_\infty = 300 \text{ K}$  ;
- Les valeurs de  $h_g$  ,  $T_g$  sont variables, elles sont calculées par les équations (III.3).

On a choisit l'alliage d'aluminium comme matériau utilisé pour le cylindre. Il possède les caractéristiques suivantes :

- Masse volumique  $\rho = 2620 \text{ Kg/m}^3$  ;
- La conductivité thermique  $K = 220 \text{ W/m.K}$  ;
- La chaleur spécifique  $C_p = 1000 \text{ J/Kg.K}$ .

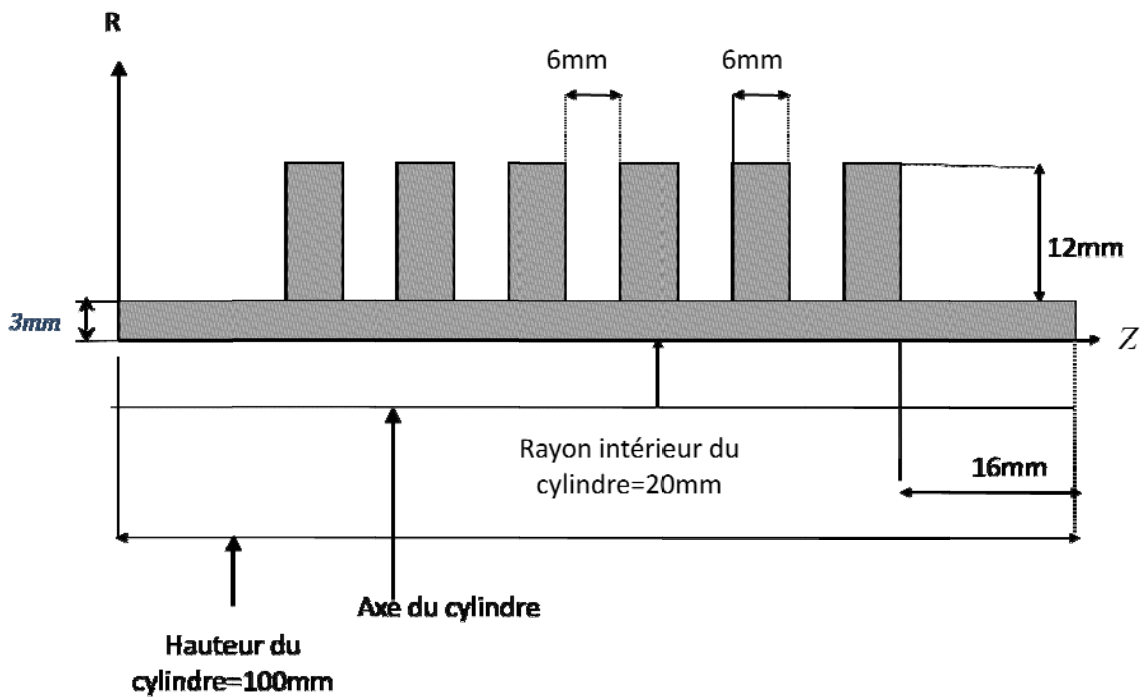


Fig.IV.1. Section du cylindre représentant le domaine à étudier.

Pour la condition initiale du cylindre, nous avons considéré une distribution de température logarithmique en régime de transfert quasi-permanent comme conditions initiales :

$$T(I, J) = T(I, J1) + \left( \frac{T(I, M1) - T(I, J1)}{\text{LOG}\left(\frac{R_2}{R_1}\right)} \right) * \text{LOG}(R) \tag{IV.1}$$

Où :  $J1 + 1 \leq J \leq M1 - 1$

- M1 dernier point selon l'axe des ordonnées ;
- J1 premier point selon l'axe des abscisses ;
- $R_1 = 40$  mm: Rayon intérieur ;
- $R_2 = 43$  mm: Rayon extérieur.

Pour l'application numérique du cas étudié:

$$T(I, J) = 915. - 1614.8 * (\text{LOG}(0.04 + J + \Delta y) + 3.22)$$

Tel que :

(IV.2)

$$\Delta y = \frac{y(J + 1) - y(J)}{2}$$

- La figure au-dessous représente l'évolution de la conductivité thermique en fonction de la température pour quelques matériaux, nous intéressons à l'évolution de conductivité de l'aluminium.

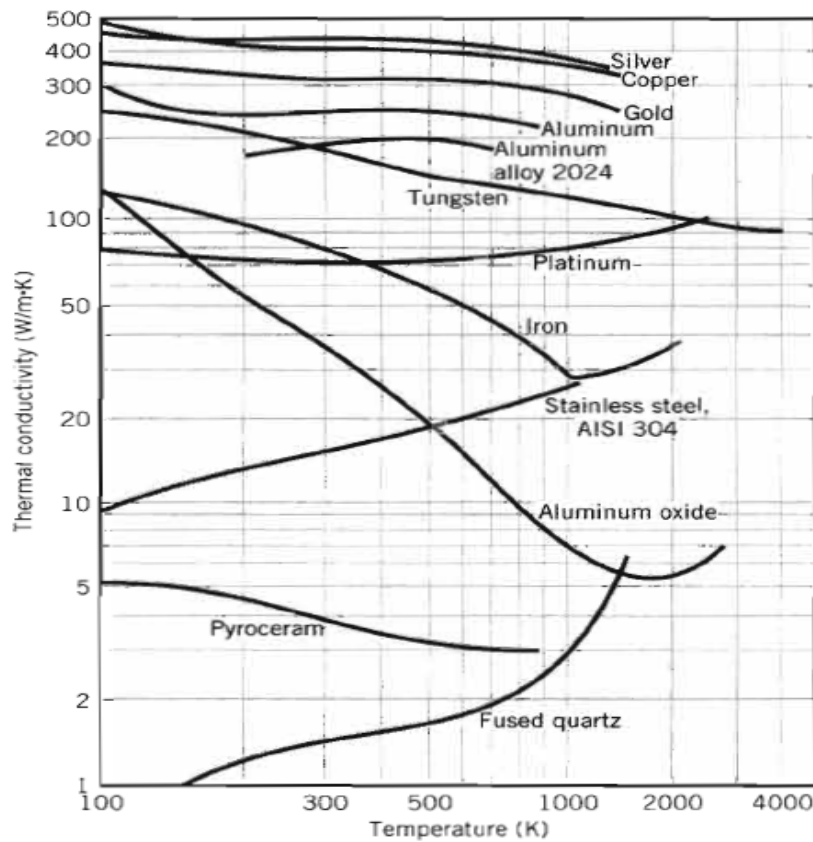


Fig.IV.2. Evolution de la conductivité thermique en fonction de la température pour quelques matériaux[8].

## IV.2.Présentation des Résultats et Discussions

Les résultats obtenus par le logiciel FLUENT ou par notre programme MATLAB représentent la distribution des températures ainsi que la répartition des isothermes en régime transitoire sur la section longitudinale du cylindre d'un MCI à différentes itérations de temps  $t$ .

Avant de présenter nos résultats. Il faut montrer que la variation de la conductivité thermique en fonction de la température n'est pas importante pour simplifier le problème. Et pour ça, on a fait une comparaison entre les deux distributions de température en régime permanent pour une conductivité thermique constante et variable, à l'aide du logiciel FLUENT. Les résultats sont présentés dans les figures IV.3 et IV.4, et figures IV.5 et IV.6, sont obtenus pour une température des gaz de combustion constante  $T_g=1000K$ ,  $K=220W/m-K$  pour le premier cas et  $K=260-0.05T$  pour le deuxième cas, cette dernière fonction de la conductivité thermique est déterminée par l'allure de l'aluminium dans le graphique présenté dans la figure. IV.2 au-dessus [8] :

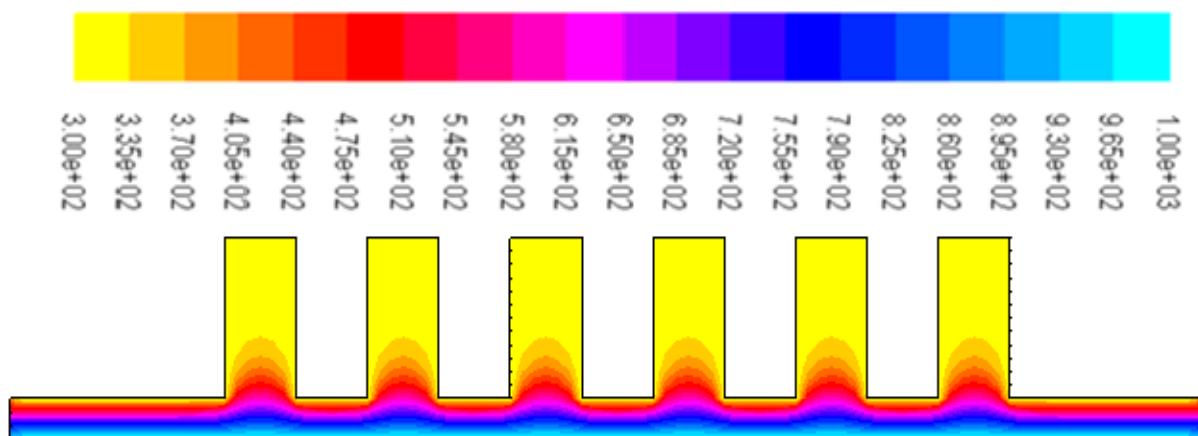


Fig.IV.3. Distributions d'isothermes en régime permanent pour une conductivité thermique variable. Résultats obtenus par le logiciel FLUENT.

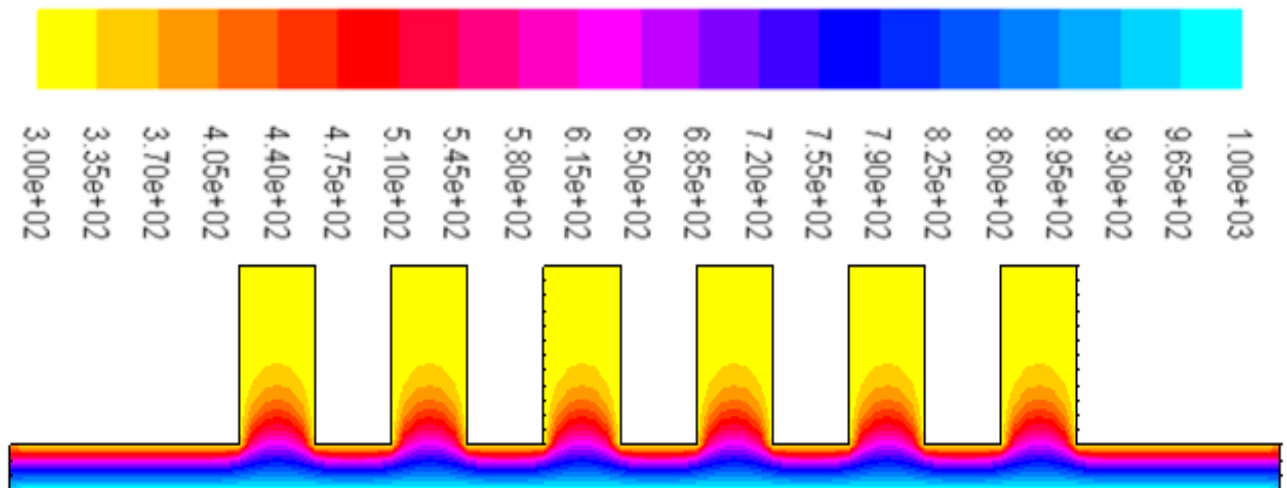


Fig ;IV.4. Distributions d'isothermes en régime permanent pour une conductivité

Thermique,  $K=220 \text{ W/m.K}$ . Résultats obtenus par le logiciel FLUENT.

➤ D'après la comparaison des résultats présentés dans les figures (IV.3 et IV.4), on remarque qu'il n'y a pas différence entre les deux résultats pour la conductivité variable et constante. Et pour plus de précision on va présenter la répartition des isothermes dans des graphes en 2D.

➤ Les figures au-dessous (IV.5 et IV.6) présentant la répartition des isothermes qui sont relativement parallèle à l'axe du cylindre.

Par exemple la première ligne représente la première isotherme en  $Y=1\text{mm}$  et la deuxième en  $Y=2\text{mm}$  et comme ça pour les autres lignes jusqu'à  $Y=15\text{mm}$ .

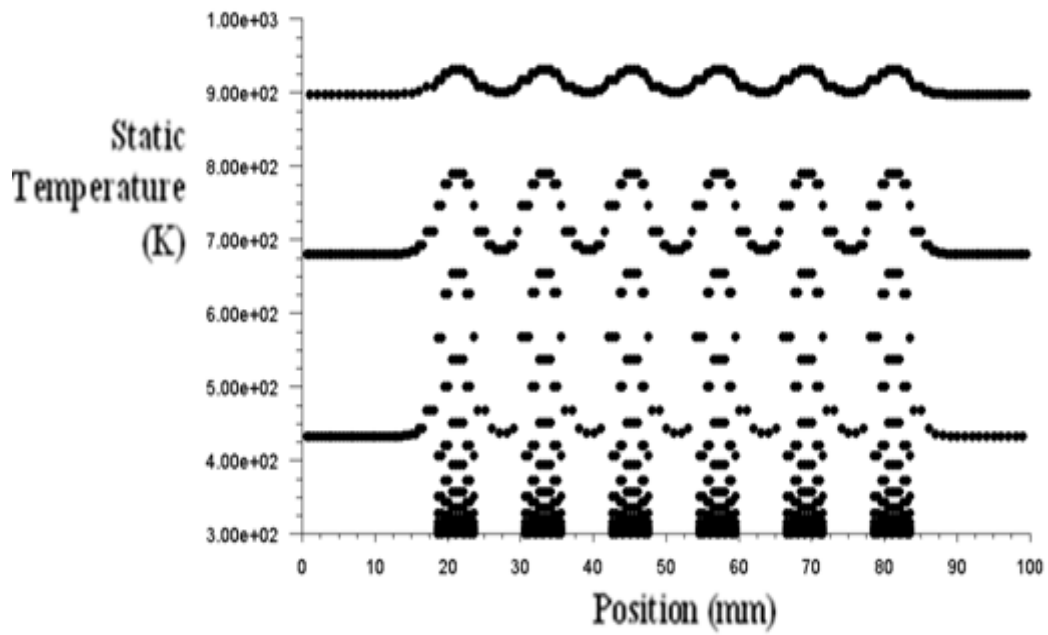


Fig.IV.5. Distributions de température, en régime permanent, dans le cylindre pour  $K=260-0.05T$ . Résultats obtenus par FLUENT.

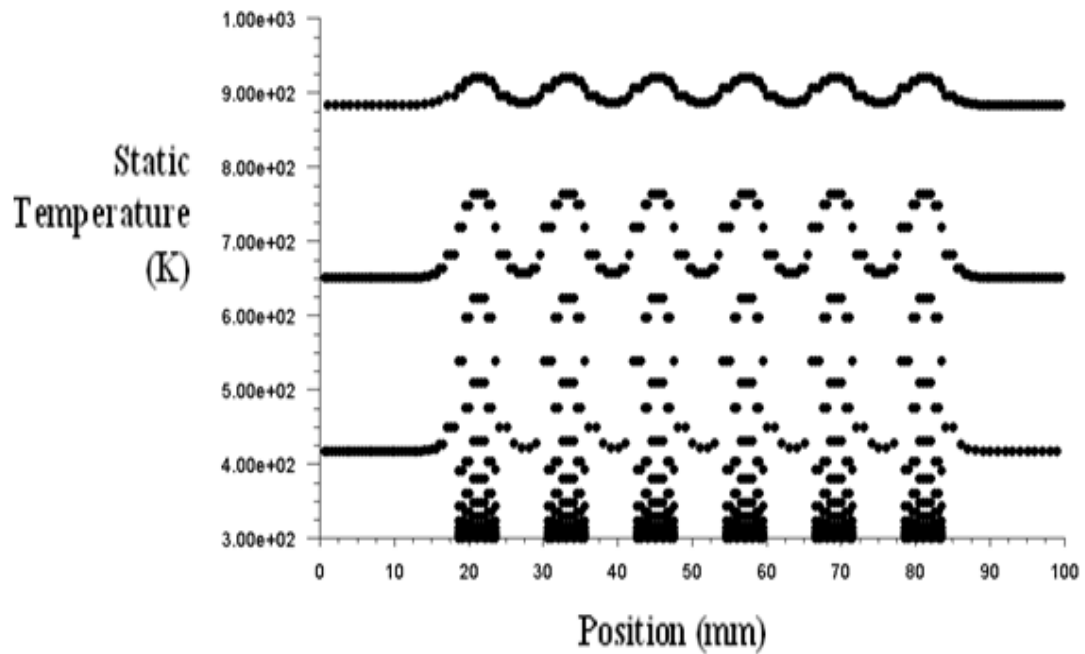


Fig.IV.6. Distributions de température, en régime permanent, dans le cylindre pour  $K=220 \text{ W/m.K}$ . Résultats obtenus par FLUENT.



- On peut noter après la comparaison entre les résultats présentées dans les deux figures (IV.5 et IV.6) que:
  - Dans la première ligne d'isotherme qui correspondent à  $Y=1\text{mm}$ , la température maximal est environ  $920\text{K}$  pour les deux cas. Mais la température minimal dans cette ligne pour une conductivité variable est  $900\text{K}$  (figure.IV.5), par contre pour une conductivité constante est environ  $898\text{K}$  (figure.IV.6), et cette différence de  $2\text{K}$  est négligeable.
  - Pour la deuxième ligne d'isotherme qui correspondent à  $Y=2\text{mm}$ , la température maximal est environ  $780\text{K}$  pour les deux cas avec une petite différence négligeable.

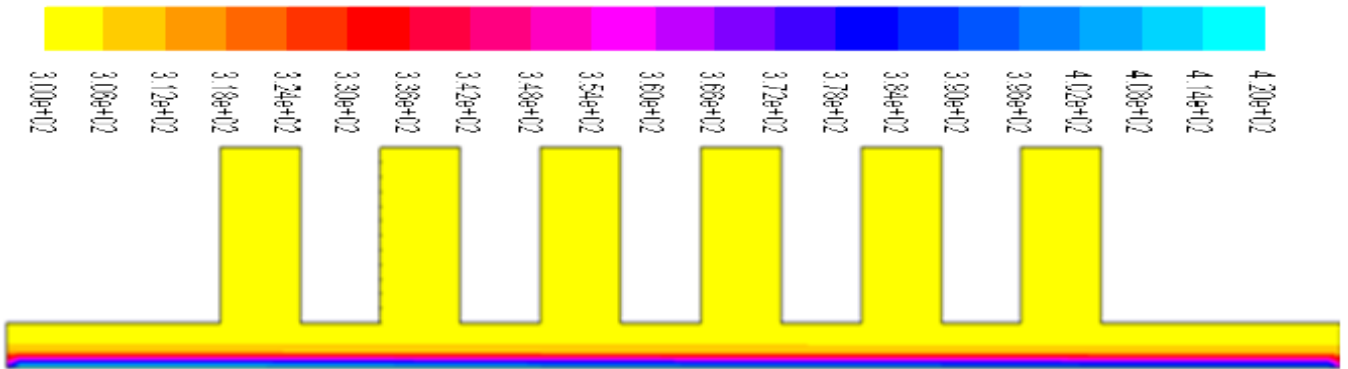
Les mêmes remarques sont notées pour les autres lignes des isothermes, alors on peut dire que l'utilisation d'une conductivité thermique en fonction de la température dans un cylindre de MCI ne joue pas un grand rôle sur la distribution de température dans le cylindre.

Et pour ça, on à utilisé une conductivité thermique constante égale à  $220\text{W/m-K}$  dans notre étude de la détermination de température dans le cylindre.

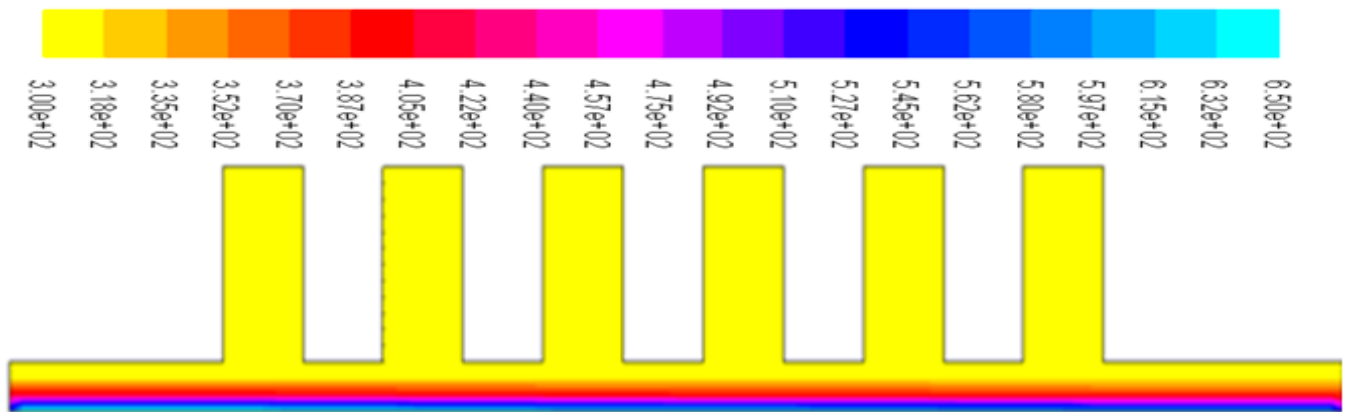
#### **IV.2.1. Les résultats obtenus par le logiciel FLUENT**

Ces résultats sont obtenus en régime transitoire, donnés par les distributions successives de température dans le cylindre au cours de l'échauffement progressif du moteur à combustion interne d'un véhicule léger.

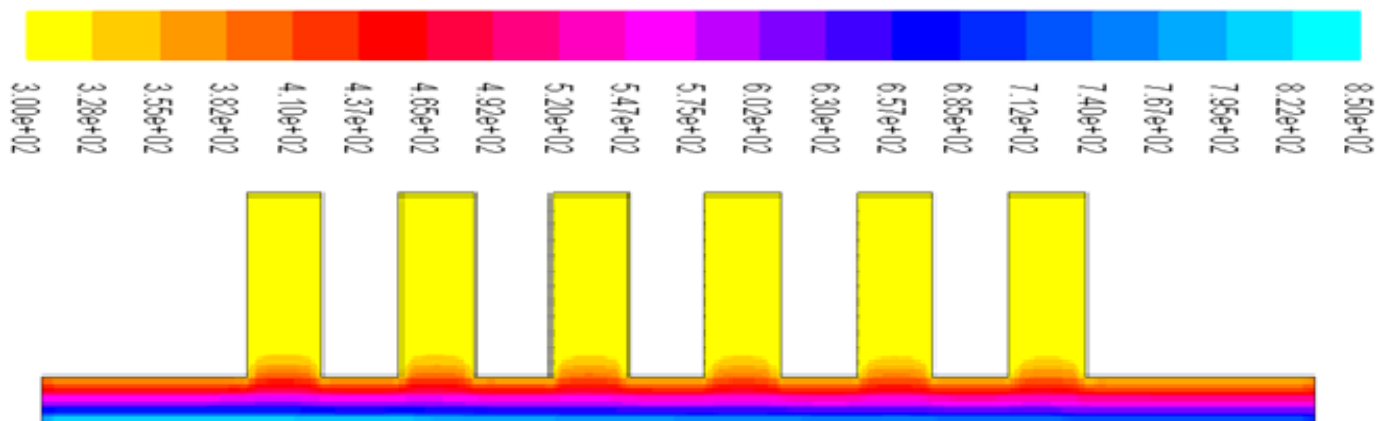
➤ A l'instant  $t=5$  s



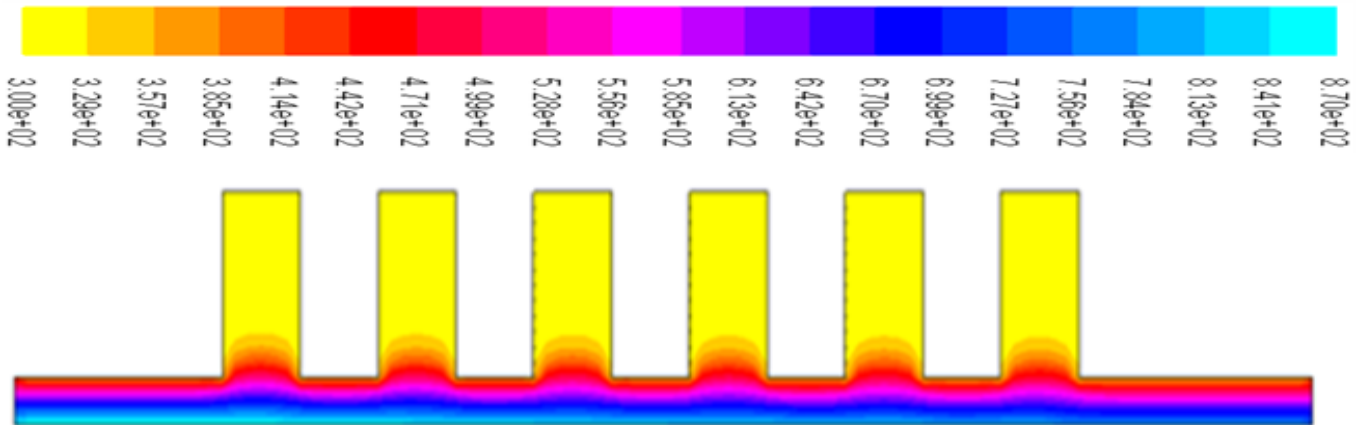
➤ A l'instant  $t=25$ s



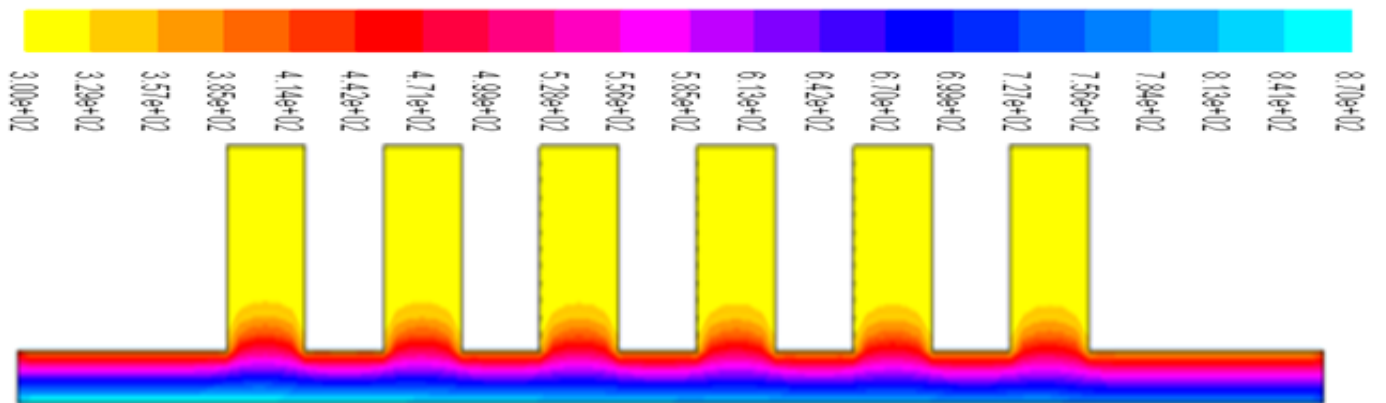
➤ A l'instant  $t=50$ s



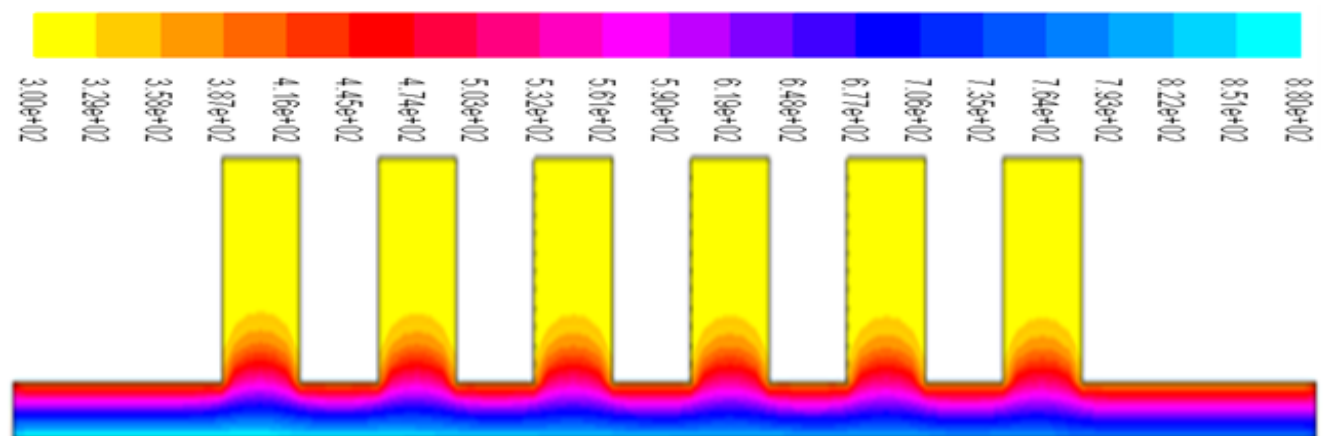
➤ A l'instant  $t=90s$



➤ A l'instant  $t=120s$

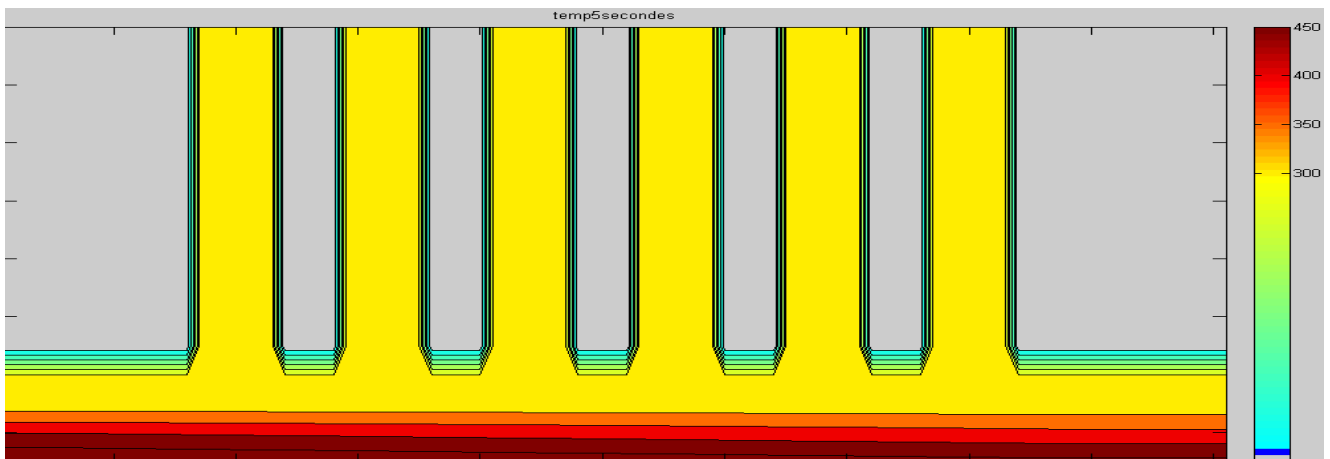


➤ A l'instant  $t=150s$

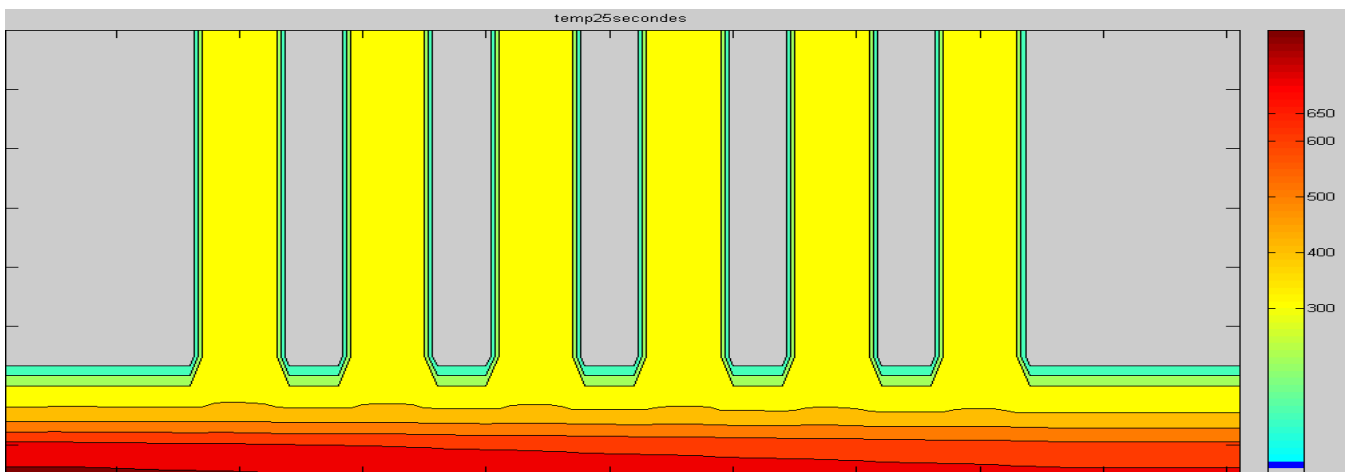


IV.2.2. Les résultats obtenus par le programme sous MATLAB

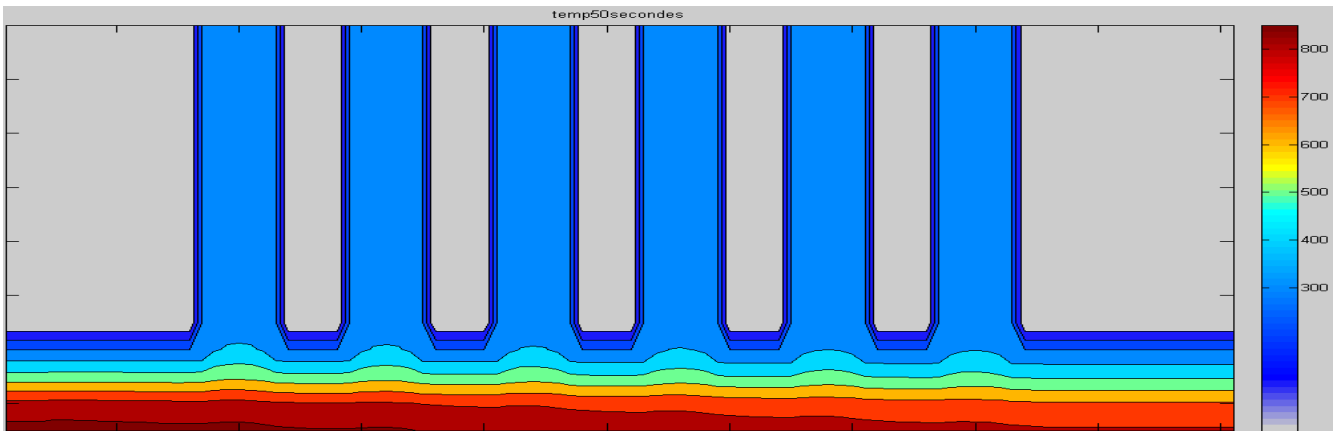
➤ A l'instant  $t=5$  s



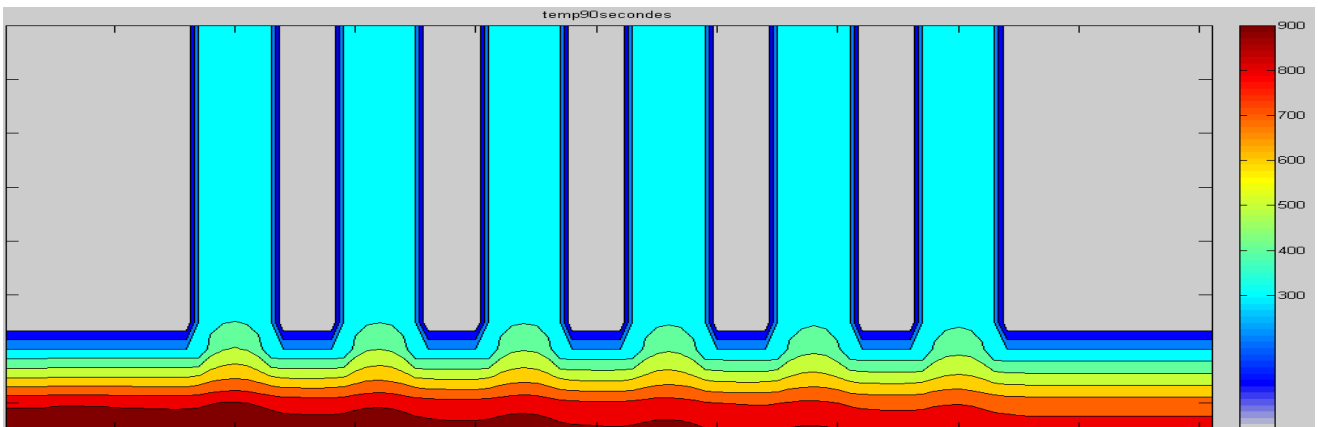
➤ A l'instant  $t=25$  s



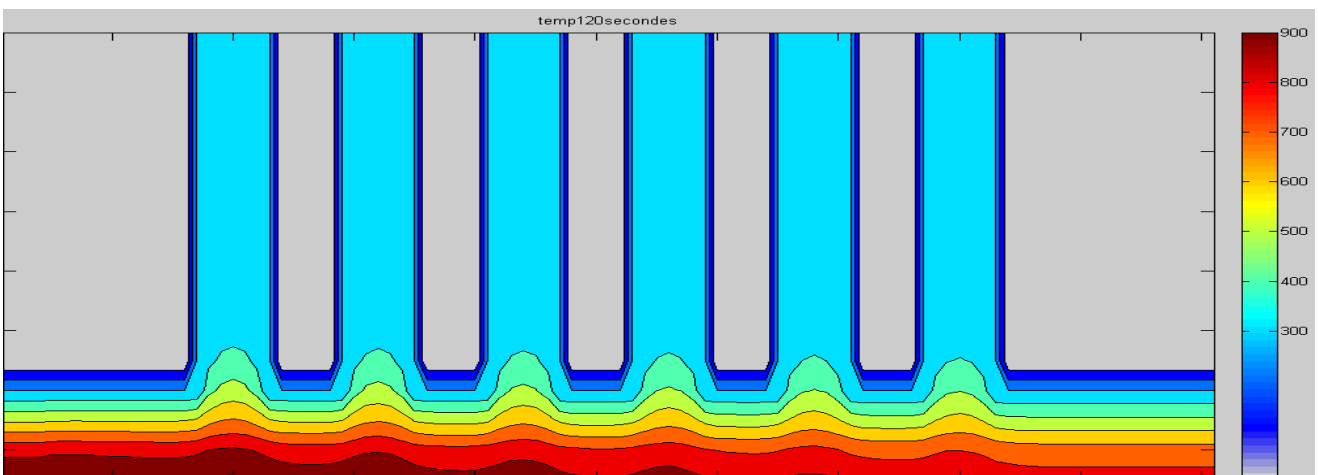
➤ A l'instant t=50 s



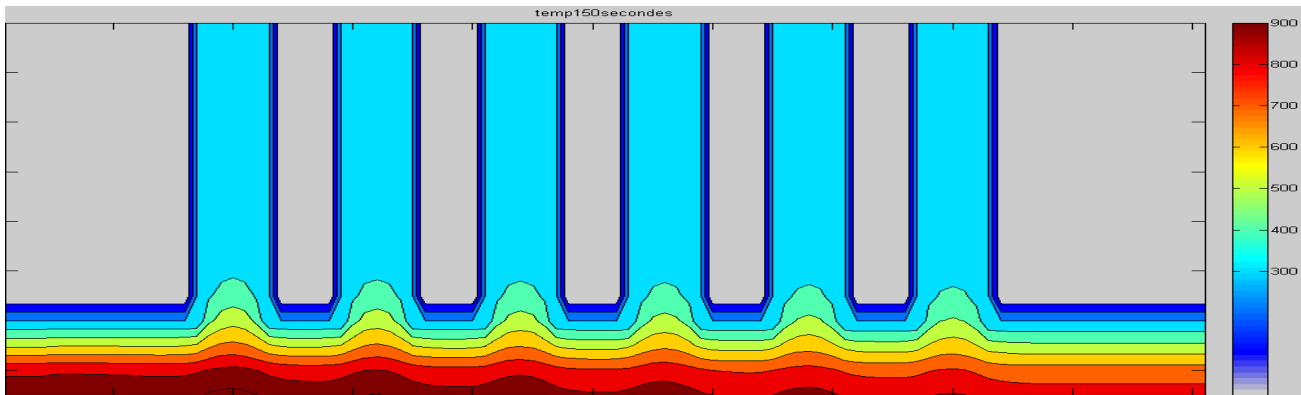
➤ A l'instant t=90 s



➤ A l'instant t=120 s



➤ A l'instant  $t=150$  s



Les figures ci-dessus présentées dans (IV.2.1 et IV.2.2), représentent la distribution de température sur la surface du cylindre en régime transitoire.

On remarque que, pour les deux simulations, par le programme que nous avons développé, et par le logiciel FLUENT, que les zones de l'extrémité du cylindre en bas sont très chaudes, ceci est dû à la température des gaz de combustion. Par contre l'extrémité en haut est froide, ceci est dû à la température du fluide de refroidissement.

Nous pouvons noter aussi que les isothermes sont relativement parallèles entre elles, et à l'axe du cylindre mais elles sont inclinées. Chaque fois qu'on s'éloigne du PMH (la température est maximale) sur l'axe longitudinal du cylindre, au PMB (la température est minimale), les isothermes se rapprochent à l'extrémité en bas du cylindre, ceci est dû à la variation du volume occupé par les gaz de combustion, ce qui implique une variation de température sur l'axe du cylindre.

Dans les deux cas, le régime permanent pour le cylindre est atteint après un temps d'environ 150 secondes.

### **IV.3. Comparaison entre les résultats obtenus par FLUENT et le programme MATLAB**

Pour comparer les résultats obtenus à l'aide d'une simulation par le logiciel FLUENT et les résultats obtenus par notre programme, on a présenté les résultats dans des graphes en 2D pour les deux simulations en régime transitoire dans les mêmes itérations du temps.

➤ A l'instant  $t=5s$  :

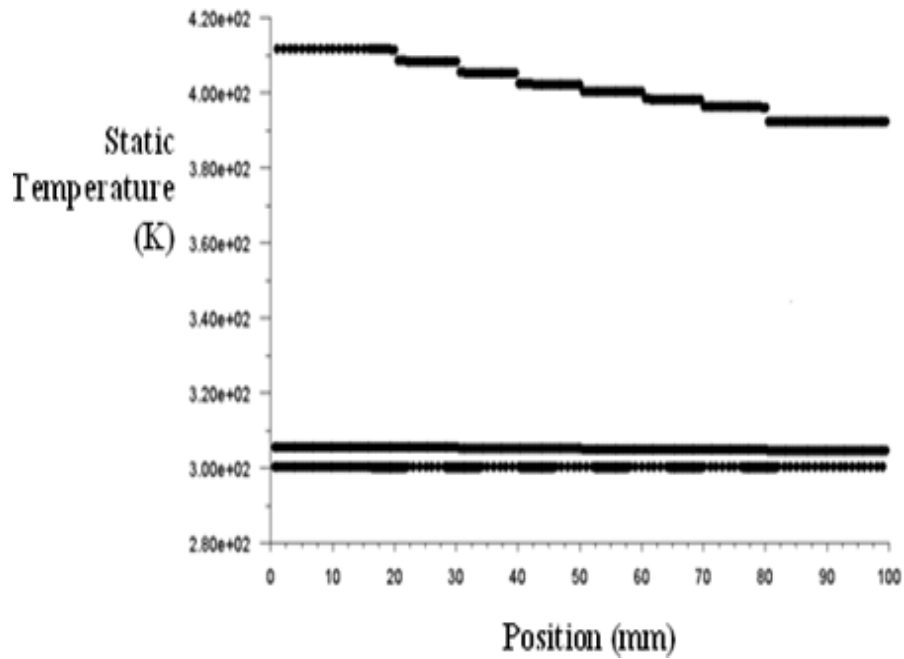


Fig.IV.7. Distributions de température en régime transitoire par rapport la position X. Résultats obtenus par FLUENT.

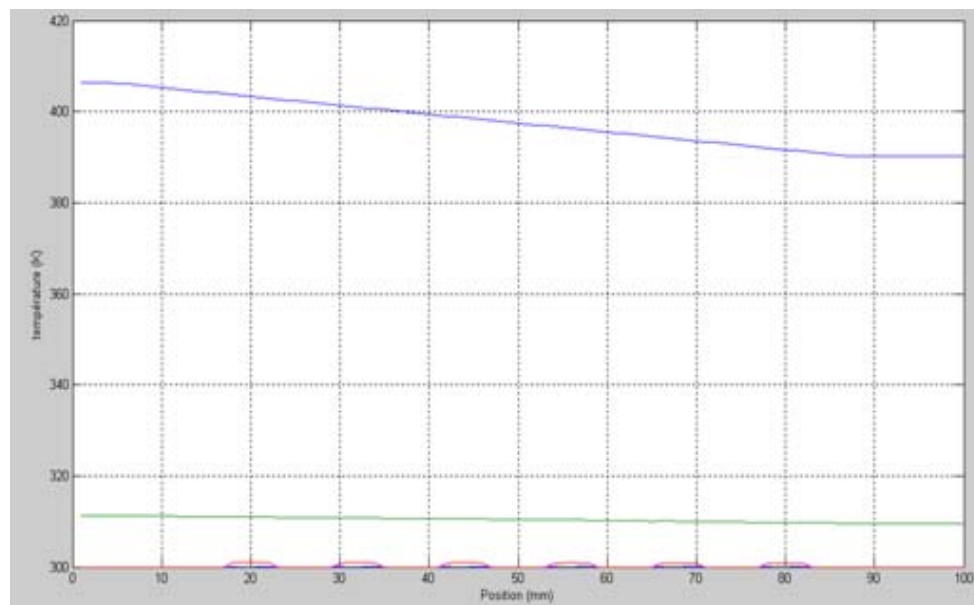


Fig.IV.8. Distributions de température en régime transitoire par rapport la position X. Résultats obtenus par MATLAB.

- Les résultats présentés dans la figure IV.7 sont en accord avec les résultats présentés dans la figure IV.8 en régime transitoire dans le temps=5s.
- A l'instant t=25s :

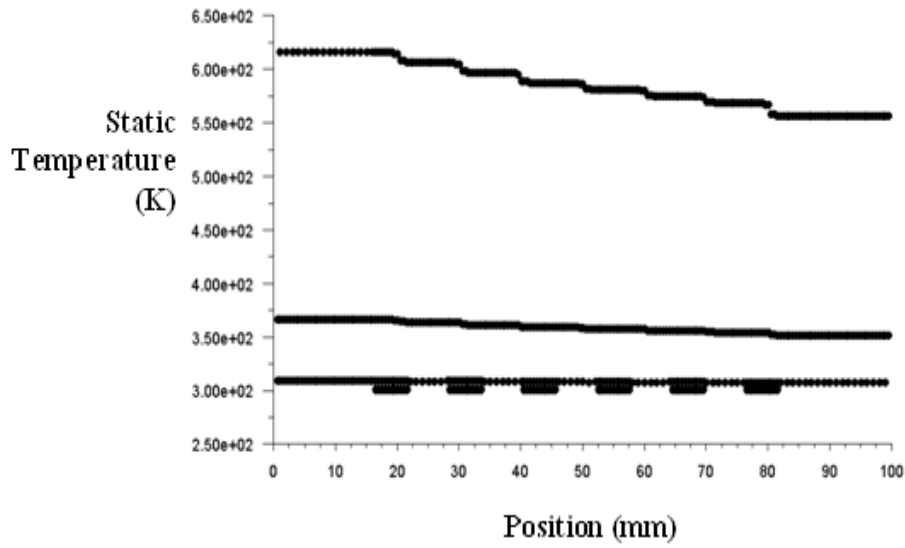


Fig.IV.9. Distributions de température en régime transitoire par rapport la position X. Résultats obtenus par FLUENT.

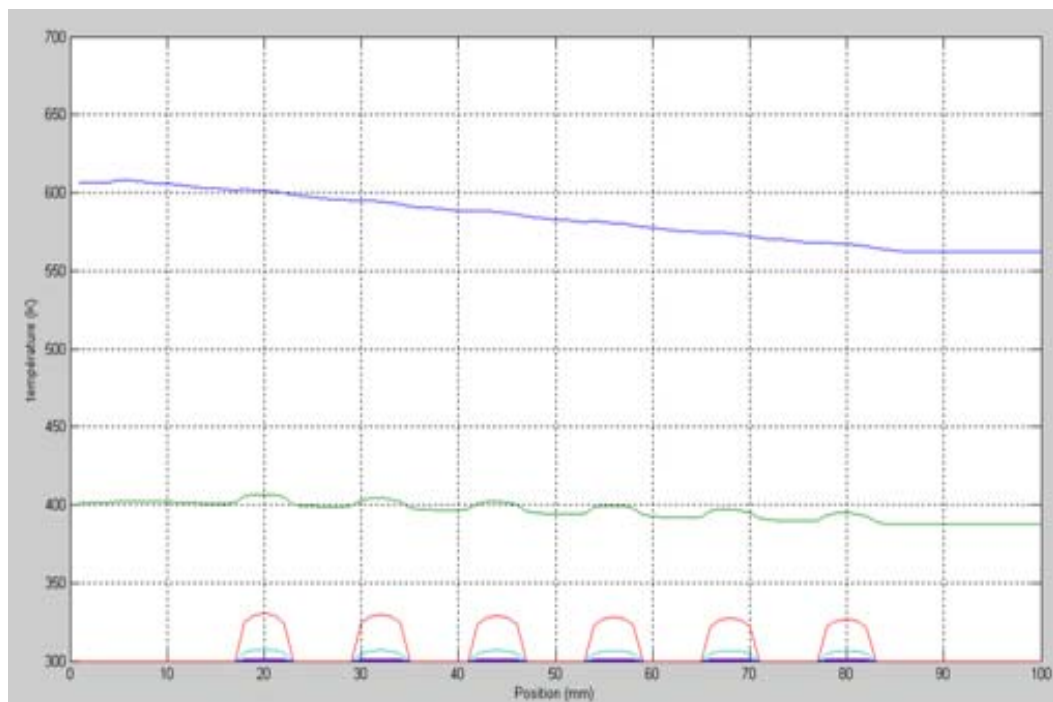


Fig.IV.10. Distributions de température en régime transitoire par rapport la position X. Résultats obtenus par MATLAB.



- En remarque d’après les figure (IV.9 et IV.10) qu’il y a un petit décalage entre la répartition des isothermes obtenus par FLUENT, et celles obtenus par notre programme dans l’itération du temps 25s, qui implique que les résultats obtenus dans l’itération correspond a le temps de 25s par notre programme sont légèrement avancer a les résultats obtenus par FLUENT par quelques secondes, le deuxième isotherme montre cet avancement (370K par FLUENT et 400K par le programme sous MATLAB).
- A l’instant t=50s :

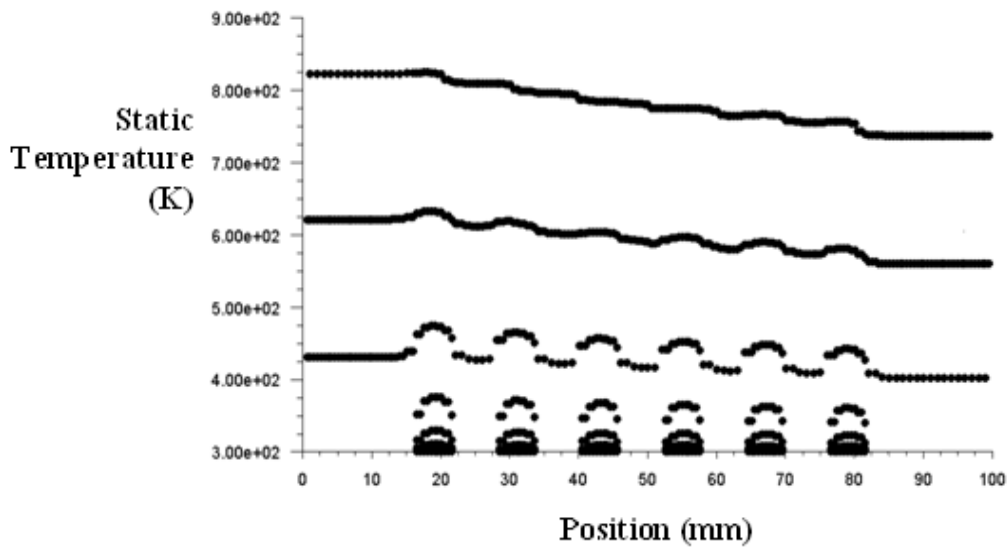


Fig.IV.11. Distributions de température en régime transitoire par rapport la position X. Résultats obtenus par FLUENT.

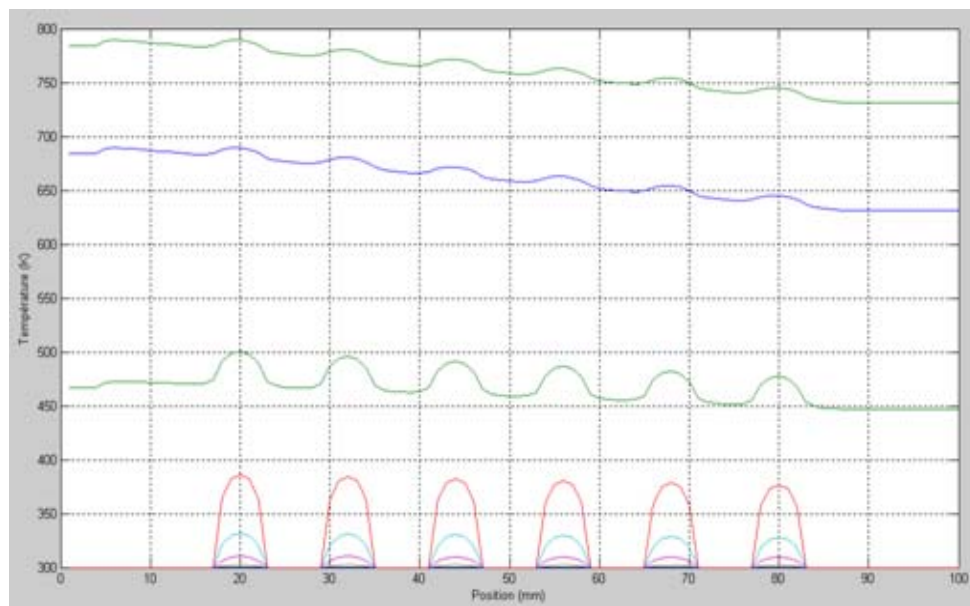


Fig.IV.12. Distribution de température en régime transitoire par rapport la position X, Résultats obtenus par MATLAB.

- La même remarque qu'on a notée dans l'itération du temps 25s.

➤ A l'instant t=90s :

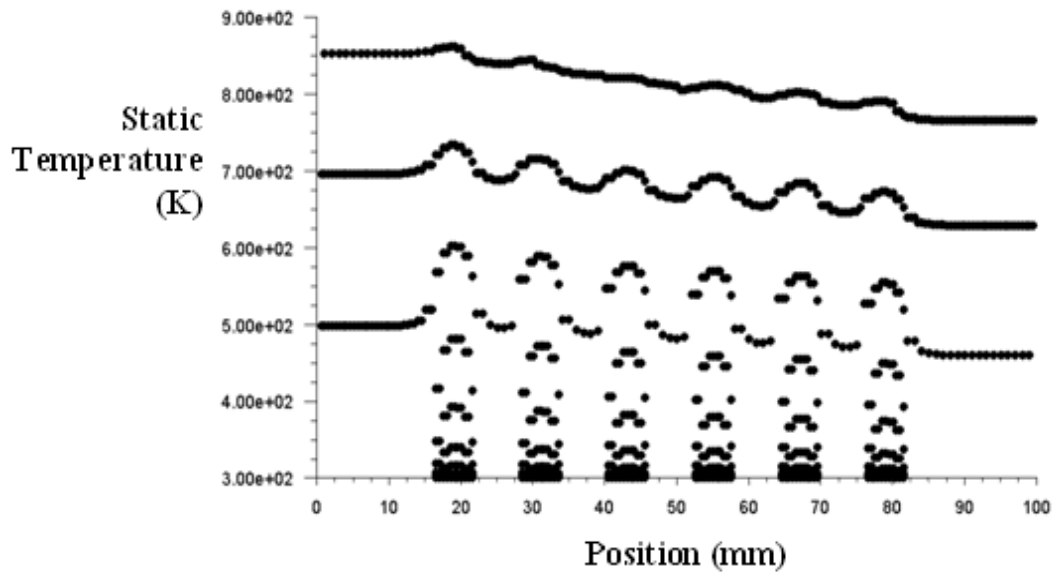


Fig.IV.13. Distributions de température en régime transitoire par rapport la position X. Résultats obtenus par FLUENT.

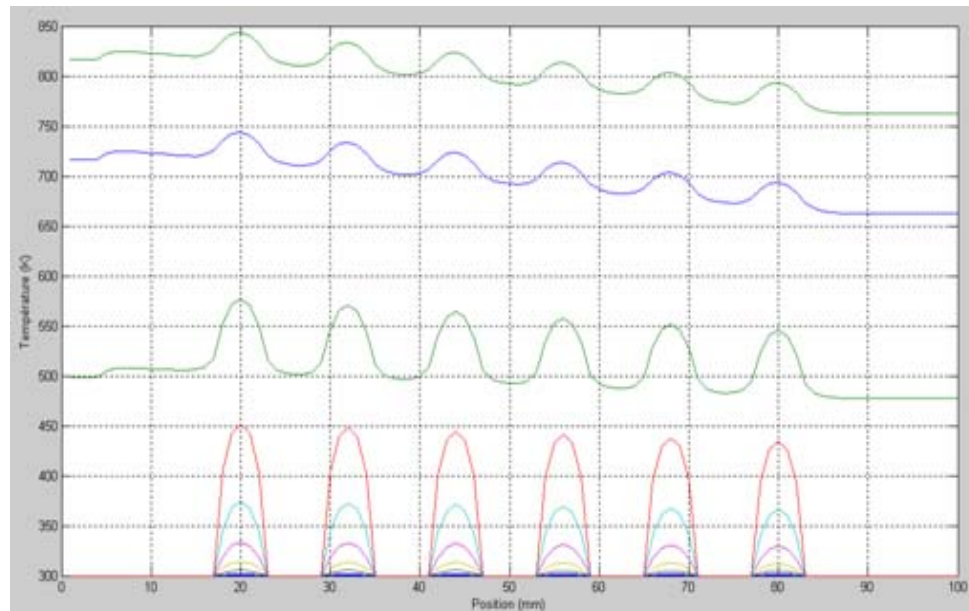


Fig.IV.14. Distributions de température en régime transitoire par rapport la position X. Résultats obtenus par MATLAB.

- Les résultats obtenus par les deux codes de calcul dans le temps 90 s d'après les figures IV.13 et IV.14 sont en accord et le décalage qui on est vu dans les temps 25s et 50s disparue.

➤ A l'instant  $t=120s$  :

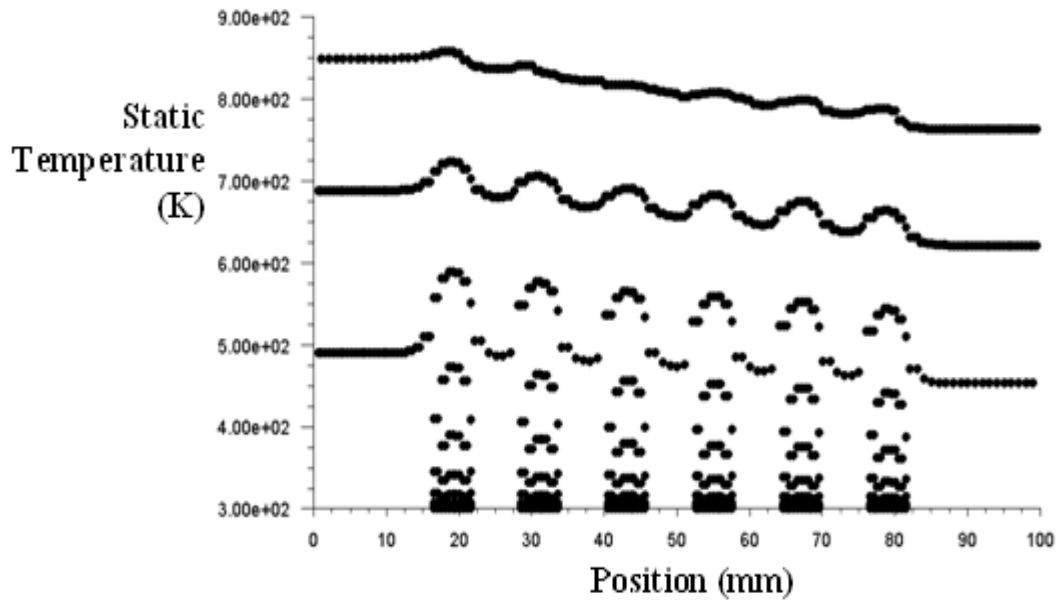


Fig.IV.15. Distributions de température en régime transitoire par rapport la position X. Résultats obtenus par FLUENT.

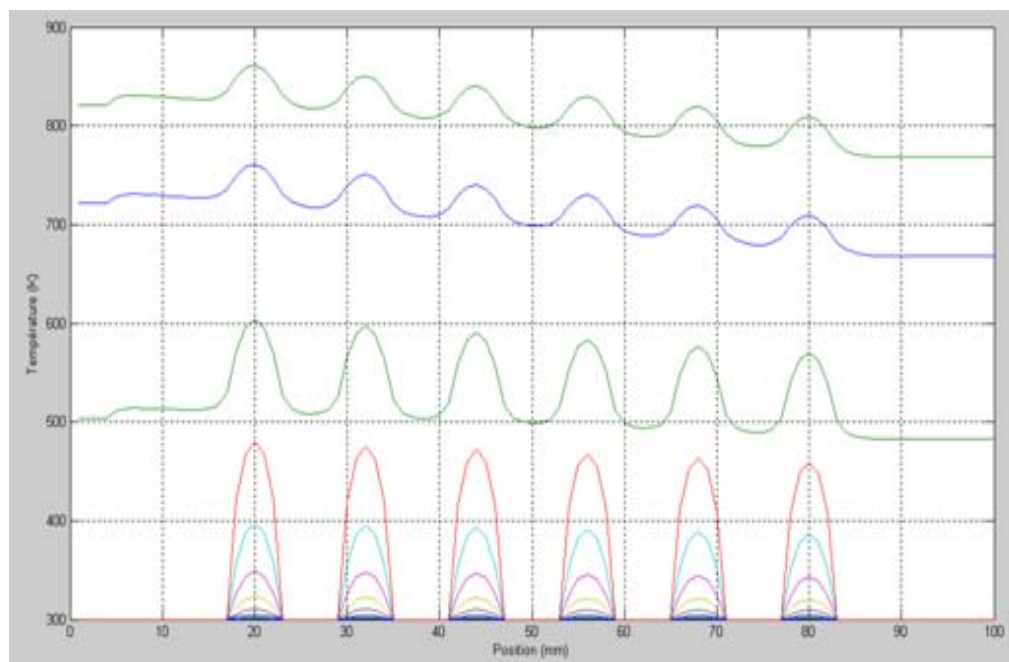


Fig.IV.16. Distributions de température en régime transitoire par rapport la position X. Résultats obtenus par MATLAB.

➤ A l'instant  $t=150s$  :

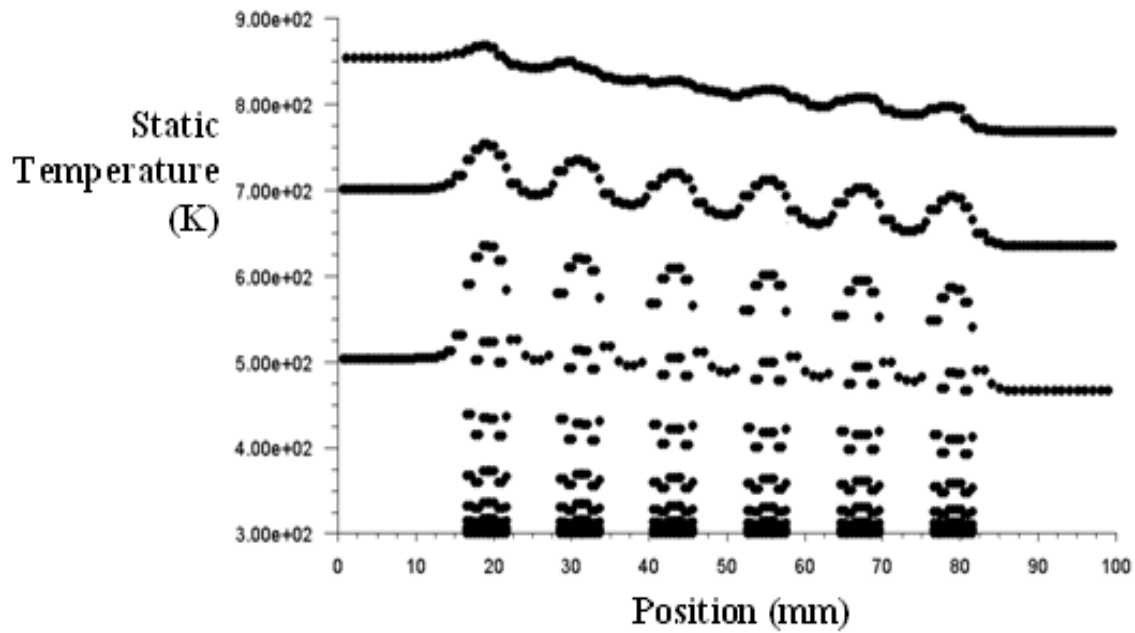


Fig.IV.17. Distributions de température en régime transitoire par rapport la position X. Résultats obtenus par FLUENT.

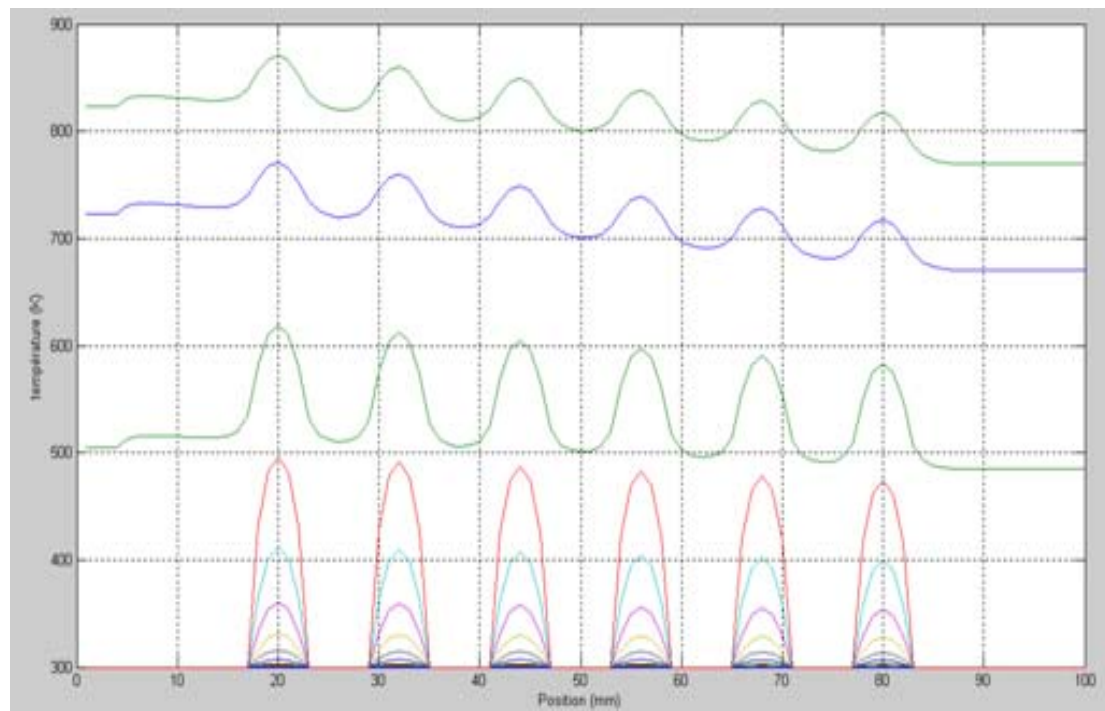


Fig.IV.18. Distributions de température en régime transitoire par rapport la position X. Résultats obtenus par FLUENT.

- Les résultats présentés par les deux codes dans les figures (IV.15 et IV.16) et (IV.17 et IV.18) dans les temps 120s et 150s respectivement sont bien accord.

La comparaison entre les résultats obtenus par la simulation par FLUENT et ceux obtenus à l'aide de notre programme développé par MATLAB confirme la bonne approche de nos résultats, on peut dire alors que le régime permanent pour le cylindre d'un MCI est atteint après un temps d'environ 150 secondes.

### **Conclusion**

Les résultats obtenus dans le cadre de ce chapitre, ont montré qu'il y a un bon accord entre les résultats numériques obtenus par MATLAB et les résultats de FLUENT. Il nous est permis également de noter que les isothermes sont relativement parallèles entre elles, exception faite dans certaines zones, où elles sont relativement inclinées, compte tenu de la répartition non uniforme de la température du gaz de combustion. Le régime permanent est atteint après quasiment 150s. La résolution de l'équation de conduction a permis de montrer la présence de pics au niveau des ailettes, ce résultat a été confirmé par le logiciel Fluent. L'utilisation du code conduct [4] n'a pas permis, hélas, de montrer cette structure de pics [ 17].

## *CONCLUSION GENERALE*

# CONCLUSION GENERALE

---

## CONCLUSION GENERALE

Malgré l'évolution dans la conception des moteurs, certaines zones d'ombre qui ont de l'importance sur l'étude des moteurs restent difficilement accessibles à ce jour, notamment l'étude des écoulements avec transfert de chaleur dans les moteurs à combustion interne, particulièrement, dans les cylindres, sièges des processus de combustion et de transferts thermiques.

Bien évidemment, aborder une telle étude est assez complexe. Nous nous sommes intéressés, dans le cadre de cette étude, à donner les distributions de température dans le cylindre d'un moteur à combustion interne d'un véhicule léger, afin d'estimer le temps correspondant à l'établissement du régime thermique. La modélisation mathématique du problème a donné lieu à des équations aux dérivées partielles non linéaires dont la résolution a été faite en utilisant la méthode des volumes finis. Le contrôle de température dans cet élément est d'une importance capitale pour le bon fonctionnement des moteurs.

Si les résultats obtenus dans le cadre de cette étude, restent dépendants des hypothèses de travail, souvent simplificatrices. L'étude présentée a permis, néanmoins, de contribuer à la compréhension de certains phénomènes liés aux transferts thermiques dans les parois et particulièrement dans les parois solides du cylindre à surface ailetée.

Comme perspectives à prévoir, pour la suite de ce travail, nous suggérons à court terme, de tenir compte de la géométrie du cylindre en 3D, et de compléter ce travail avec une étude complémentaire sur les transferts thermiques dans les autres organes (piston, soupape, culasse), du fluide de refroidissement et de la nature du carburant. A long terme, nous proposons de mener des études à caractère fondamental sur les écoulements dans les chambres de combustion afin d'avoir une meilleure connaissance des différents phénomènes physiques qui interviennent dans ces processus.

## REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- [1] **J. JULIEN**, « L'influence des échanges de chaleur sur la performance des moteurs à combustion Interne », Thèse doctorat PARIS IV 1976, l'ingénieur, B2830-20 Novembre 1986.
- [2] **R. BRUN**, « Sciences et technique du moteur diesel à combustion interne industriel et de Transport », - tome 2 – Edition technique, Paris, 1984.
- [3] **F. RAHALI**, « Contribution à l'étude des écoulements avec transfert de chaleur dans le banc d'essai TD 43 », Projet de fin d'étude, Ecole Nationale Polytechnique d'Alger, 2006.
- [4] **S. V.PATANKAR**, “Computation of conduction and duct flow heat transfer”, Innovative Research 1991.
- [5] **J. L. PEUBE**, « Physique des écoulements et des transferts, 2.éléments de Mécanique des fluides et des thermique », Thème science publications, édition 2006.
- [6] **C. CLOS**, «Technologie des moteur alternatifs à combustion interne», technique de l'ingénieur, Doc.BM 2800.
- [7] **M. T. ATTOUCHI**, « étude numérique des transferts thermiques conductifs a travers les parois d'un moteur a combustion interne », Mémoire de magister, Ecole Nationale Polytechnique d'Alger, 2005.
- [8] **F. P.INCROPERA, D. WITT** , «Fundamentals of heat and mass transfer», Edition Mc Graw Hill, 1981.
- [9] **A.C. ALKILAS, R.M. COLE**, «Transient heat flux measurements in a divided chamber Diesel engine», Journal of heat transfer, Vol. 107,1985.



- [10] **P. ARQUES**, «Moteurs alternatifs à combustion interne», de la théorie à la compétition, Edition Ellipses ,1999.
- [11] **F. KREITH, F. BOEHM**, « Heat and Mass Transfer », Mechanical Engineering Handbook , Edition Frank Kreith Boca Raton, 1999.
- [12] **J.P. MORANNE**, « Refroidissement des moteurs à combustion interne », Techniques de l'ingénieur B2830-20.
- [13] **W.J.D. ANNAND et T.H.MA**, « Instantaneous heat transfer rates to the cylinder head surface of a small compression ignition engine », Proc. Inst. Mech. Eng, Vol.185, 1971.
- [14] **S. SCHUCK, S. ZIDAT, D. GENTILE**, « Refroidissement et lubrification des moteurs. Influence sur la consommation et la pollution », 1991, France.
- [15] **N. LARAQUI, F.HABCHI**, « Transfert de chaleur aux interfaces piston-segments-chemise d'un moteur thermique. Influence du frottement lubrifié », *Entropie N° 162*, 1991, Université P. et M. Curie Paris VI France.
- [16] **M.DÉSBOIS, F.TOUACHE, J.TOURANCHEAU, R.TORRI**, « L'AUTOMOBILE. Technologie professionnelle générale. Les moteurs à quatre temps et à deux Temps », Tome 1 et 2, Editions FOUCHER, 1979.
- [17] **S. LARBI, M. T. ATTOUCHI, B. BENKOUSSAS**, « Modélisation des échanges thermiques dans les moteurs à combustion interne », Congrès de la Société Française de Thermique, pp. 759- 764, 2004.
- [18] **C. R. FERGUSON**, « Internal combustion engines », Edition Wiley & Sons, 1986.
- [19] **G. WOSCHNI W.SPRINDLER**, « Heat transfer with insulated combustion chamber walls and its influence on the performance of diesel engines », Journal of engineering for gas turbines and power, Vol.110, pp 483-550, 1988.

[20] **A. ALEXANDRE et L. TOMASELLI**, «Analyse des transferts énergétiques dans les moteurs automobiles », technique de l'ingénieur, BM 2900.

[21] **G. WOSCHNI**, « A universally applicable equation for the instantaneous heat transfer coefficient in the internal combustion engine », SAE, 1967.

[22] **J. C. CHEN**, « Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective Flows ». I & EC Process design and development, Vol. 5, 1966.

[23] **LOAN C.POPA**, «Modélisation numérique du transfert thermique par la méthode des volumes finis », Edition Ellipses , 2002.

## ANNEXE A

## L'algorithme de Thomas (TDMA)

Nous considérons un système d'équation tri-diagonal :

$$\phi_1 = C_1 \quad (1a)$$

$$-\beta_2\phi_1 + D_2\phi_2 - \alpha_2\phi_3 = C_2 \quad (1b)$$

$$-\beta_3\phi_2 + D_3\phi_3 - \alpha_3\phi_4 = C_3 \quad (1c)$$

$$-\beta_4\phi_3 + D_4\phi_4 - \alpha_4\phi_5 = C_4$$

$$\dots \dots \dots = \dots \dots \dots$$

$$-\beta_n\phi_{n-1} + D_n\phi_n - \alpha_n\phi_{n+1} = C_n \quad (1n)$$

$$\phi_{n+1} = C_{n+1} \quad (1n+1)$$

Les valeurs des variables  $\phi_1$  et  $\phi_{n+1}$  ci dessus sont des valeurs aux limites connues. La forme générale de chacune des équations est :

$$-\beta_j\phi_{j-1} + D_j\phi_j - \alpha_j\phi_{j+1} = C_j \quad (2)$$

Les équations de (.1b – n) sont réécrites comme suit :

$$\phi_2 = \frac{\alpha_2}{D_2}\phi_3 + \frac{\beta_2}{D_2}\phi_1 + \frac{C_2}{D_2} \quad (3a)$$

$$\phi_3 = \frac{\alpha_3}{D_3}\phi_4 + \frac{\beta_3}{D_3}\phi_2 + \frac{C_3}{D_3} \quad (3b)$$

$$\phi_4 = \frac{\alpha_4}{D_4}\phi_5 + \frac{\beta_4}{D_4}\phi_3 + \frac{C_4}{D_4} \quad (3c)$$

.....

$$\phi_n = \frac{\alpha_n}{D_n}\phi_{n+1} + \frac{\beta_n}{D_n}\phi_{n-1} + \frac{C_n}{D_n}$$

Ces équations peuvent être résolues par une élimination en avant et une substitution en arrière. **L'élimination en avant** consiste à éliminer  $\phi_2$  de (.3b) par une substitution à partir de (.3a) pour trouver :

$$\phi_3 = \left( \frac{\alpha_3}{D_3 - \beta_3 \frac{\alpha_2}{D_2}} \right) \phi_4 + \left( \frac{\beta_3 \left( \frac{\beta_2}{D_2} \phi_1 + \frac{C_2}{D_2} \right) + C_3}{D_3 - \beta_3 \frac{\alpha_2}{D_2}} \right) \quad (4a)$$

Si on adopte la notation suivante :

$$A_2 = \frac{\alpha_2}{D_2} \text{ et } C'_2 = \frac{\beta_2}{D_2} \phi_1 + \frac{C_2}{D_2} \quad (.4b)$$

l'équation (4a) peut être écrite comme suit :

$$\phi_3 = \left( \frac{\alpha_3}{D_3 - \beta_3 A_2} \right) \phi_4 + \left( \frac{\beta_3 C'_2 + C_3}{D_3 - \beta_3 A_2} \right) \quad (.4c)$$

Si on pose :

$$A_3 = \frac{\alpha_3}{D_3 - \beta_3 A_2} \text{ et } C'_3 = \frac{\beta_3 C'_2 + C_3}{D_3 - \beta_3 A_2}$$

l'équation (4c) peut être écrite comme :

$$\phi_3 = A_3 \phi_4 + C'_3 \quad (.5)$$

La formule (4c) est utilisée pour éliminer  $\phi_3$  de (5), la procédure est répétée jusqu'à la dernière équation. Ceci est l'élimination en avant.

Pour la **substitution en arrière**, on utilise la forme générale de récurrence :

$$\phi_j = A_j \phi_{j+1} + C'_j \quad (.6a)$$

où :

$$A_j = \frac{\alpha_j}{D_j - \beta_j A_{j-1}} \quad (.6b)$$

$$C'_j = \frac{\beta_j C'_{j-1} + C_j}{D_j - \beta_j A_{j-1}} \quad (.6c)$$

Les formules ci-dessus peuvent être appliquées aux points  $j=1$  et  $j=n+1$  en donnant les valeurs suivantes à  $A$  et  $C'$  :

$$A_1 = 0 \text{ et } C'_1 = \phi_1$$

$$A_{n+1} = 0 \text{ et } C'_{n+1} = \phi_{n+1}$$

Pour résoudre le système d'équations on doit avant tout le réarranger sous la forme de l'équation (6a) et  $\alpha_j, \beta_j, D_j$  et  $C'_j$  sont alors identifiées. Les valeurs de  $A_j$  et  $C'_j$  sont calculées de manière séquentielle en allant de  $j=2$  à  $j=n$  en utilisant (.6b-c). La connaissance de la valeur de  $\phi$  à  $n+1$  nous permet de calculer le reste des variables dans l'ordre  $(\phi_n, \phi_{n-1}, \phi_{n-2}, \dots, \phi_2)$  à partir de la relation de récurrence (6a). Cette méthode est simple à incorporer dans un programme de CFD.

Dans le développement ci-dessus du TDMA les valeurs aux frontières  $\phi_1$  et  $\phi_{n+1}$  sont supposées connues. Lorsqu'il s'agira d'une condition frontière type «flux imposé», par exemple en  $j=1$ , le coefficient  $\beta_2$  dans (6c) est annulé et le flux à travers la frontière est incorporé dans le terme source  $C_2$ . La valeur réelle de la variable à la frontière n'est pas utilisée directement dans la

formulation. L'absence du premier ou du dernier terme n'affecte pas l'application du TDMA sous la forme présentée ci-dessus.

## Application du TDMA pour un problème bidimensionnel (TDMA ligne par ligne)

Le TDMA est appliqué de manière itérative pour résoudre les problèmes en 2D. On considère la grille sur la (Fig.1) et l'équation générale discrétisée d'un phénomène de transport s'écrit :

$$a_p \phi_p = a_w \phi_w + a_e \phi_e + a_s \phi_s + a_n \phi_n + b \quad (.7)$$

Pour résoudre le système, le TDMA est appliqué le long des lignes choisies, dans notre cas, on choisit les lignes  $(n - s)$ , pour cela on réarrange les termes comme suit :

$$-a_p \phi_p + a_s \phi_s - a_n \phi_n = a_w \phi_w + a_e \phi_e + b \quad (.8)$$

Le côté droit de l'équation (7) est supposé temporairement connu. L'équation (8) est sous la forme de (.2) où  $\alpha_j \equiv a_n$ ,  $\beta_j \equiv a_s$ ,  $D_j \equiv a_p$  et  $C_j \equiv a_w \phi_w + a_e \phi_e + b$ . Maintenant la résolution peut se faire sur la ligne  $(n - s)$  pour  $j = 2, 3, 4, \dots, n$  comme montré sur la (Fig. .1)

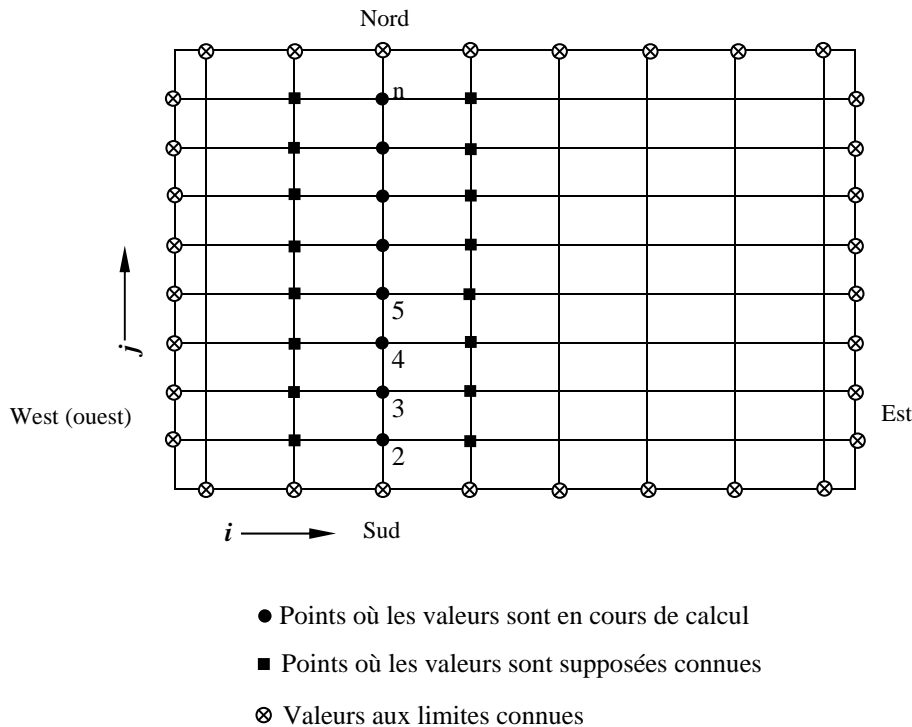


Fig. .1 Application ligne par ligne de l'algorithme TDMA

De manière séquentielle le calcul est transféré à la ligne  $(n - s)$  adjacente. La direction du passage de l'une à l'autre est appelée ligne de balayage. Si cette ligne avance du côté «West » à celui «East », les valeurs de  $\phi_w$  sont toujours connues à partir du calcul de la ligne précédente. Les valeurs des  $\phi_E$  sont inconnues donc la procédure doit être itérative. A chaque cycle d'itération  $\phi_E$  possède la valeur obtenue de l'itération précédente ou bien celle de la valeur initiale donnée si le calcul est à la première itération (e.g..zero). La procédure ligne par ligne est répétée jusqu'à convergence, ce qui veut dire que la solution  $X_k (\phi_1^k, \phi_2^k, \phi_3^k, \dots, \phi_n^k)$  du système où :  $X_k$  est le vecteur solution à l'itération  $k$  , vérifie la relation suivante (  $\varepsilon$  l'erreur de troncature) :

$$\text{Max}_p \left| \phi_p^k - \phi_p^{k-1} \right| < \varepsilon$$

ou bien la relation :

$$\sum_p \left| \phi_p^k - \phi_p^{k-1} \right| \leq \varepsilon$$

## ANNEXE B

### B.1. Généralités sur le logiciel FLUENT

FLUENT est un logiciel de calcul d'écoulement, un logiciel de CFD (Computational Fluid Dynamics) qui se base sur la méthode des volumes finis pour discrétiser le domaine d'étude et résoudre les équations différentielles régissant l'écoulement développé par le NIST (National institute of standard and technology, USA).

FLUENT est utilisée pour l'analyses de plusieurs phénomène comme :

- Les transferts de chaleur par convection et rayonnement et conduction entre gaz et solide.
- Le transfert de chaleur et la production des produits de combustion a faible vitesse.
- La pyrolyse.
- La propagation d'un incendie.
- Les détections de chaleur et de fumée et l'activation des détecteurs.

Comme tout logiciel de CFD, FLUENT est compose de trois éléments :

Le pre-processeur, le solveur et le post-processeur :

1. La définition du problème à résoudre s'effectue à l'aide du pre-processeur GAMBIT. Il permet de représenter la géométrie du système, de définir le type de conditions limites aux frontières du domaine et de spécifier le type de matériau (fluide ou solide). Il fournit aussi la possibilité de discrétiser le domaine en proposant plusieurs algorithmes de maillage en deux ou trois dimensions, suivant la géométrie (figure.B.1).

2. Le solveur permet de définir numériquement les conditions opératoires (gravite, pression) dans lesquelles est effectuée la simulation, et de spécifier les conditions aux limites. Il effectue la résolution numérique des équations décrites dans le chapitre 3 à l'aide de la méthode itérative de Gauss-Seidel.

3. Le post-processeur est l'élément qui permet de visualiser la géométrie et le maillage du domaine, mais surtout d'afficher les résultats obtenus.

Il est ainsi possible de visualiser les champs des vecteurs températures, de pression, de turbulence ainsi que toutes les autres grandeurs calculées sur un segment de droite, une section ou sur la totalité du domaine. Il offre aussi la possibilité de tracer des courbes et d'exporter les résultats sous d'autres formats pour un traitement approprié.

La figure B.1 présentée ci-dessous montre le maillage de la géométrie qui par GAMBIT.

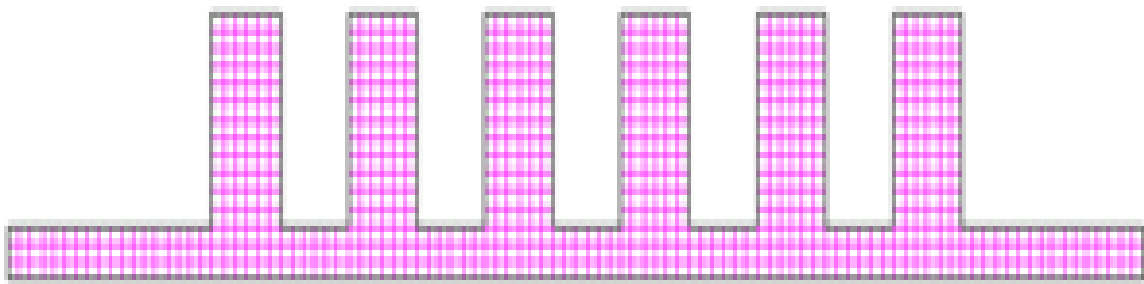


Fig.B.1. le maillage de la géométrie par GAMBIT

Pour utiliser la relation de WOSCHNI, il faut programmer cette relation par le langage C++ dans la bibliothèque UDF (user-defined function) ; et après on importe à FLUENT par « Interpreted UDFs ».

### **B.1. Organigramme du programme**

On a développé un programme par le code MATLAB, pour obtenir des résultats concernant la distribution de température aux parois du cylindre d'un MCI. La figure B.2 montre l'organigramme du programme, elle indique toutes les possibilités de calcul qui sont données par notre programme.



