REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE SCIENTIFIQUE



UNIVERSITE YAHIA FARES DE MEDEA

Faculté des Sciences et de Technologie

MEMOIRE
Pour l'obtention du diplôme de

MAGISTER

Spécialité : Génie Mécanique École doctorale mécanique et ingénierie des systèmes

Option : énergétique et transfert

THEME

ETUDE DE LA CONVECTION DANS LE MOTEUR STIRLING LTD

Présenté par: **MISSAOUI SAYAH**

Devant le jury composé de :

Pr. MOULAI MOSTEFA NADJI	Professeur, UYFM	Président
Pr. LARIBI BOUALEM	Professeur, UKM	Examinateur
Pr. BOUAZIZ MOHAMED NADJIB	Professeur, UYFM	Examinateur
Dr. ANNOUN MOHAMED	MCA, UYFM	Directeur de mémoire

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

DEDICACE

Je dédie ce travail : A mon père (que Dieu ait son âme)

A ma mère qui m'a éclairée mon chemin et qui m'a encouragé et soutenue toute au long de mes études

A mes frères

A mes sœurs

A tout mes amis

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Remerciements

La première personne que je veux remercier est bien évidemment mon directeur de mémoire qui ma soutenu et merveilleusement encadré. Merci Dr. MOHAMED ANNOUN Vos conseils avisés m'ont souvent permis d'avancer dans mes travaux et surtout merci pour votre confiance et votre franchise.

Je tiens à remercier le Pr MOULAI MOSTEFA NADJI pour avoir accepté de présider le Juré de mémoire.

J'adresse mes remerciements à monsieur Pr BOUAZIZ MOHAMED NADJIB et à monsieur Pr LARIBI BOUALEM qui ont accepté de participer au jury de mémoire, leur avis sur ce travail permettra d'apporter des idées nouvelles pour les études futures.

Je remercie monsieur Ridha alliche qui m'a aidé dans ce travail.

J'exprime ma plus profonde gratitude à ma famille, et notamment à mes parents et mes grands-parents, de m'avoir soutenu durant toutes ces années, sans leur aide, ce projet n'aurait pas pu être réalisé, je leur serai toujours redevable de tous les efforts qu'ils ont fournis à mon égard.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Résumé:

Moteurs Stirling sont des machines thermiques, bien connus par la simplicité de leur mécanisme de fonctionnement et ils sont faciles à manipuler et l'apport de chaleur est externe contrairement aux moteurs à combustion interne. Ils peuvent fonctionner en utilisant une source d'énergie thermique, tels que le carburant fossile, le soleil, la biomasse et la géothermie; ils sont considérés comme des moteurs non polluants. Parmi ces moteurs, certains d'entre eux fonctionnent sous une petite différence de température en récupérant la chaleur existant dans l'environnement et la convertir en travail utile; ils sont appelés moteurs Stirling LTD. Dans le présent travail, une analyse dynamique d'écoulement en 2D a été réalisée. La simulation a été effectuée à l'aide du logiciel Fluent par laquelle nous avons déterminé l'évolution de la température du fluide de travail dans la chambre chaude du moteur LTD et le coefficient du transfert convectif et ce pour trois fluides de travail respectivement, l'air, hydrogène et l'hélium. Les résultats du modèle ont été comparés à ceux observés expérimentalement dans la littérature et qui montrent un bon accord.

Mots-clés: Moteurs Stirling LTD, Thermodynamique, analyse dynamique, l'efficacité

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Abstract:

Stirling engines are thermal machines, well known by the simplicity of their operating mechanism and they are easy to handle, the heat supplied from outside the engine as compared to the internal combustion engines. They can be run by using any heat energy source, such as fossil fuel, sun, biomass, geothermal heat, so that they are considered as friendly energy engines. Among these engines, some of them can be run with small temperature difference by recovering the existent heat in the environment and convert it to useful work; they are called LTD Stirling engines. In the present work, a 2D dynamic flows analysis have been done, the simulation was performed using the software FLUENT in order to determine the evolution of the working fluid's temperature both in the cold and hot room of LTD engine. The model results were compared to those reported experimentally in the literature and which show a good agreement.

Keywords: LTD Stirling Engines, Thermodynamics, Dynamic Analysis, performance, efficiency

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

ملخص :

محركات ستيرلينغ هي نوع من المحركات ذات الهواء الساخن التي لديها خصوصية كون الحرارة الخارجية فيها قادرة وبمرونة كبيرة للتكيف واستخدام مصادر مختلفة من الحرارة، كما أن هذه المحركات في سياق التنمية المستدامة، ويمكن تحويل حرارة النفايات والطاقة الشمسية والطاقة الحيوية وبكفاءة في العمل الميكانيكي، كما أن لها خصوصية العمل في فرق صغير في درجة الحرارة ف ص ح، في هذا البحث قمنا بدراسة ظاهرة الحمل الحراري لمحرك ستيرلينغ ذا الفرق الصغير في درجة الحرارة، وبواسطة رمز الحساب فليانت ذو الشبكة المتحركة قمنا بدراسة تغير حرارة غاز العمل المستعمل و معامل الحمل الحراري في حجم المحرك من أجل العديد من سرعات الدوران وقمنا أيضا بدراسة مقارنة تغير معامل الحمل الحراري من أجل ثلاث غازات مختلفة وهي على التوالي الهواء، الهيدروجين و الهيليوم

الكلمات الرئيسية: محرك ستيرلينغ ف ص ح، الحمل الحراري، الديناميكا الحرارية، الفعالية.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

INTRODUCTION …….. 1

CHAPITRE I

I.1 Introduction …… 4

I.2 Historique …… 5

I .3 Généralités sur les machines thermiques……... 6

I .4 Fonctionnement du moteur…….. 6

I .5- Rappels de thermodynamique…….....8

I.5.1 Premier principe de la thermodynamique (rappel) …….. 8

I.5.2 Deuxième principe de la thermodynamique……..…….. 9

I.6 - Cycle moteur Stirling…… 9

I .6-1 Description du cycle théorique…… 10

I.6.2 Les quatre phases élémentaires du cycle Stirling…….. … 10

I .6.3 Description du cycle réel…….…….. 13

I .7 Les différents types de moteurs……..……..……. 15

I .7.1 Le moteur alpha……..…… 15

I .7.2 Le moteur bêta…….…… …. 16

I .7.3 Le moteur gamma…….……. 17

I.8 Avantages et Inconvénients……...…… 18

I.8.1 Les avantages …… :...…….. 18

I.8.2 Les inconvénients …….. 19

I.9 Applications des moteurs Stirling……....……. 19

I.10 Le fluide de travail. ……..... ...……...……20

I.11 Moteur Stirling FDT…….…….. 21

I.11.1 Avantages supplémentaires…….. 22

I.12 Travaux antérieurs …….…… 22

I.13 Conclusion…….. 24

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

CHAPITRE II

II.1 Introduction……. 25
II.2 Modélisation…….……. 25
II.3 Simulation numérique 2-D……...……. 27
II.3.1 Modèle mathématique……...……. 27
II.3.1.1 Équations de conservation et d'état……. 28
II.3.1.2 Analyse énergétique……. 30
II.3.1.3 Cellule de régénération…….……...……. 30
II.3.1.4 Cellule de compression……...……..……. 31
II.3.1.5 Cellule d'espace de détente…….……. 32
II.3.2 Bilan du moteur……..……. 34
II.4 Simulation 2D du moteur Stirling FDT pour déterminer le coefficient h…..…… 34
II.4.1 Calcule de t_{mv}……. 34
II.4.2 Calcul de la période du moteur P_{er}…….……. 34
II.5 Simulation 2D du moteur Stirling FDT pour déterminer le nombre de Reynolds..… 35
II.5.1 Calcule la viscosité dynamique μ……..……..…….. 35
II.5.2 Calcule la vitesse du fluide…….……..…. 35
II.6 Conclusion……..……. 36

Chapitre III

III.1 Introduction……..……. 37
III.2Présentation du code de calcul ……..……. 37
III.2.1.Le pré-processeur GAMBIT ……..……. 38
III.2.2 Le Solveur (Fluent Solver) ……. 39
III.2.3 Le post-processeur ……. 40
III.3 Le langage C……..……. 41
III.3.1 Le processus de compilation……...……. 41
III.4 Maillage……. 41

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

III.4.1 Le maillage dynamique……..…..……. 43

III.5 Modèle numérique……. 44

III.5.1 Méthode des volumes finis……. 44

III.5.1.1 Présentation générale de la méthode ……...……. 47

III.5.2 La discrétisation ……..…. 47

III.5.2.1 Linéarisation de l'équation discrétisée ……..……. 47

III.5.2.2 Schéma de discrétisation spatiale……. 48

III.5.4 Critère de convergence ……. 50

III.5.5 Sous relaxation ……. 50

III.5.6 Ordre de précision ……..……. 50

III.6 Conditions aux limites ……. 51

III.6.1 Condition limite en source chaude ……...……. 51

III.6.2 Condition limite en source froide ……..……. 51

III.6.3 Condition limite de paroi ……..……. 51

III.6.4 Conditions initiales ……...……. 51

III.7 conclusion……..……. 52

Chapitre IV

IV.1 Introduction……...……. 53

IV.2 Validation de l'étude expérimentale de NADIA MARTAJ……..……. 54

IV.2.1 Les démentions et les conditions aux limites ……..……. 54

IV.3 Résultats et discutions……..…… 56

IV.3.1 Résultats de variation du coefficient d'échange en fonction de la vitesse de rotation.

IV.4 Effet du maillage…… 57

IV.5 Évolution de la Température dans l'espace de compression et de détente et de régénérateur…….. 59

IV.5.1 Évolution de la Température dans l'espace de compression……..…… 60

IV.5.2 Évolution de la Température dans l'espace de détente…… 61

IV.5.3 Évolution de la Température dans l'espace de régénérateur……..…… 63

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

IV.6 Nombre de Reynolds et vitesse moyenne du gaz de travail…….……
65
IV.6.1Nombre de Reynolds……. 65
IV.6.2 vitesse moyenne du gaz de travail…….…… 66
IV.7 Champ de la température…… 68
IV.8 Champ de la pression……..…… 68
IV.9 Champ de la vitesse……..... 70
IV.10 Effet du gaz du travail…….…… 72

CONCLUSION ……...…73

LA BIBLIOGRAPHIE ……

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Liste des figures

I.1 Fonctionnement théorique d'un moteur idéal……..……..7

I.2 Digramme indicateur d'un moteur Stirling théorique……...…..10

I.3 Compression isotherme……..……...……..10

I.4 Compression isochore……..……...…….……11

I.5 Compression isochore……..…...……...…11

I.6 Compression isochore…….…….……12

I.7 Diagramme indicateur d'un moteur Stirling réel……...……...……13

I.8 Coupe d'un moteur Stirling de type alpha…… 14

I.9 Coupe d'un moteur Stirling de type béta…….…… 15

I.10 Coupe d'un moteur Stirling de type gamma……..…….…… 16

II. 1 Moteur à faible différence de températures…….…….....…25

II. 2 Schéma de la modélisation numérique 2-D du moteur…… 27

II. 3 Diagramme Température-longueur du régénérateur…….……30

II. 4 Apport de chaleur et cycle de Clapeyron…….…….……34

III. 1 Surface limitant de la géométrie (2D)……...……... ;;;…...…39

III. 2 Surface limitant de la géométrie (3D)…….…… ;;;……39

III. 3 Schéma récapitulatif du fonctionnement de la modélisation……...……...…….40

III. 4 Trois types de maillages……...…… ;;;;….….42

III. 5 Maillage du système sous Gambit (2D)……...……...…….43

III. 6 Maillage du système sous Gambit (3D)……...……43

III. 7 Zone d'intégration de la méthode aux volumes finis……...……...….45

IV.1 Moteur Stirling LTD…….……...……..……54

IV.2 Résultats de révolution du coefficient d'échange expérimental et numérique en fonction de la vitesse de rotation du moteur……...…….……57

IV.3 Effet du maillage sur le nombre de Reynolds……...……58

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

IV.4 Effet du maillage sur la viscosité dynamique du gaz de travail ……..….59

IV.5 Évolution de la Température dans l'espace de compression…… …...…61

IV.6 Évolution de la Température dans l'espace de détente……62

IV.7 Évolution de la température dans le cylindre de compression sur un cycle (résultat expériment……62

IV.8 Évolution de température du gaz dans l'espace de détente……..……..……63

IV.9 Évolution de la température du gaz dans le régénérateur……..……..……..……64

IV.10 Évolution de la température du gaz dans le régénérateur (résultat expérimentale)……67

IV.15 Champ de la température pour plusieurs positions de déplacement du déplaceur……69

IV.16 Champ de la pression pour plusieurs positions de déplacement du déplaceur……..70

IV.17 Champ de la vitesse pour plusieurs positions de déplacement du déplaceur……..…71

IV.18 effet du gaz sur le coefficient de transfert thermique convectif h …...……...……72

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Liste des tableaux

III.1 Les différents schémas de discrétisation (Patankar 1980)……..……..…49

IV.1 Caractéristiques dimensionnelles du moteur……..……..……..55

IV.2 Conditions aux limites au moteur Stirling……55

IV.3 Donnée initiales……..……...……..55

IV.4 Résultats de révolution du coefficient d'échange expérimental et numérique en fonction de la vitesse de rotation du moteur……56

IV.5 Température de compression et de détente…….…...……...……60

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Nomenclature

Cp	[J/kg.k]	Capacité massique à pression constant
h	[W/m^2.k]	Coefficient de transfert de chaleur par convection
hi	[J/kg.k]	L'enthalpie
m	[kg]	La masse du fluide
$\dot{Q}$	[W]	Le flux de chaleur
$\dot{S}^i$	[W/k]	L'entropie crée
R	[J/mol.k]	Constante des gaz parfaits,
r	[J/kg.k]	Constante massique des gaz parfait,
T	[K]	La température
U	[J]	L'énergie interne
V	[m^3]	Volume
v	[tr/s]	Vitesse de rotation
w	[rad/s]	Vitesse angulaire
X0	[m]	Course du piston moteur
Y	[m]	La position instantanée du piston déplaceur
W	[m]	Course du piston déplaceur
Y0	[m]	Positions des pistons
$\underline{Z}$		

Indices :

C	Chaud
cyl	Cylindre

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

f	Froid
i	Initiale
reg	Régénérateur
m_c	Mort chaud (volume)
m_f	Mort froid (volume)
PMB	Point Mort Bas
PMH	Point Mort Haut
S_c	Source chaude
S_f	Source froide
T	Totale

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Introduction générale

La consommation énergétique mondiale a considérablement progressée durant les dernières décennies. C'est pourquoi, les recherches se sont orientées vers la maitrise des procédés conventionnels de production de l'énergie et aussi vers l'innovation de nouvelles techniques qui réunissent à la fois les exigences économiques, en matière d'efficacité, et environnementales en matière d'utilisation des énergies renouvelables pour diminuer les risques de pollutions atmosphériques et la rationalisation des énergies fossiles. Parmi ces procédés répondant à ces exigences, on cite l'utilisation des moteurs Stirling.

Le cycle Stirling a été proposé avant que les lois de la thermodynamique relatives au second principe n'aient été formulées (avant le cycle de Carnot par exemple). En effet, en 1816, Robert Stirling, faisait breveter un moteur à air chaud qui convertissait en travail l'énergie libérée par une source de combustion externe et qui bénéficiait déjà la présence d'un régénérateur.

Les moteurs Stirling sont très adaptés pour la valorisation des énergies renouvelables comme le solaire et la biomasse. Cet avantage est dû à l'apport de chaleurs qui est externe et par conséquent permet de contrôler d'une manière efficace l'approvisionnement de l'énergie calorifique. Ces moteurs présentent aussi d'autres avantages :

- La simplicité de leurs mécanismes de fonctionnement par apport aux moteurs de combustion internes
- Sont faciles à manipuler
- sont considérés comme non polluants (pas d'émission du CO2)

Parmi ces moteurs, certains d'entre eux peuvent fonctionner à moindre écart de température entre les deux sources de chaleur (froide et chaude) qui sont connus sous le nom Moteurs Stirling LTD .Ces moteurs présentent l'avantage de récupérer les faibles calories, qui seraient sans cela perdues dans l'environnement, et les transformer en travail utile.

Le principe de ce moteur est assez simple; le fluide de travail est soumis à quatre transformations : chauffage, détente, refroidissement et compression par simple transvasement entre 2 volumes (chaud, et froid), sans orifice à ouverture commandée, Malgré ses avantages

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

évidents (source de chaleur externe, peu polluant), ils présentent un inconvénient concernant la performance du moteur qui reste faible.

Beaucoup de travaux ont été effectués pour étudier l'effet des paramètres géométriques du moteur sur son rendement et d'évaluer les sources d'irréversibilité causant les pertes énergétiques et causant donc la diminution de la performance du moteur [1, 2,3]. Parmi ces irréversibilités, on cite l'irréversibilité thermique qui se manifeste au niveau de l'apport de chaleur entre source chaude et fluide de travail. C'est pourquoi dans ce travail on s'est intéressé à étudier le phénomène de la convection dans le moteur Stirling LTD.

Ce travail nous permet de mettre le point sur l'évolution de la température du fluide de travail et d'évaluer le coefficient de chaleur convectif dans le moteur.

Le travail effectué est divisé en 3 chapitres :

Chapitre 1 : Généralité sur les moteurs Stirling et leur cycle

Dans le premier chapitre, nous donnons un aperçu général des moteurs Stirling, leur origine historique, leur cycle thermodynamique, leur classification et leurs domaines d'application. Nous citons aussi quelques définitions sur les lois thermodynamiques qui seront utilisées pour la description du cycle, Nous avons aussi les avantages et les inconvénients du moteur Stirling, et les différentes types de moteurs, leurs applications.

Chapitre 2 : Modélisations existantes des moteurs Stirling

Dans le deuxième chapitre, nous présentons une analyse énergétique du cycle Stirling en dimensions physiques finies (TDF) pour la détermination de son coefficient de transfert de chaleur h.

Chapitre 3 : méthode numérique de la résolution

Dans le troisième chapitre, nous avons présenté la méthode numérique pour la résolution des équations de la convection. Dans ce chapitre, on expose les démarches de maillage sous « Gambit», et aussi les démarches utilisées par le code « FLUENT» pour arriver aux résultats numériques.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Chapitre 4 : résultats et ses discutions

Dans le dernier chapitre nous présentons les résultats quant à l'évolution de la température et le coefficient du transfert convectif dans le moteurs Stirling et ce pour différents fluide de travail.

Et en fin nous terminons par une conclusion générale.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

I.1 Introduction

Le moteur Stirling a été imaginé, puis breveté en 1816, par Robert Stirling [4]. Ces moteurs forment, avec les moteurs Ericsson, la famille des moteurs thermiques dits "à air chaud" ou "à gaz chaud" [5]. Contrairement à ce que pourrait laisser penser la dénomination "moteur à air chaud", le fluide de travail de ces moteurs n'est aujourd'hui plus de l'air, mais principalement de l'hélium (He), l'hydrogène (H_2) l'azote (N_2).

Le moteur Stirling est un moteur à combustion externe, il peut utiliser n'importe quelle source d'énergie (énergie de combustion, énergie solaire,…), il est moins polluant que les moteurs classiques et son fonctionnement est silencieux [6, 7].

Ce type de machine peut contenir un échangeur de chaleur particulier : le régénérateur. Sa fonction est d'accumuler puis de restituer la chaleur fournie et absorbée au gaz de travail le traversant du volume chaud vers le volume froid et inversement. Une partie de l'énergie transférée est ainsi récupérée à chaque cycle.

Cette famille de moteurs se caractérise par :

- un fonctionnement alternatif à apport de chaleur externe
- des cylindres de compression et de détente séparés
- un fluide de travail gazeux monophasique
- un élément régénérateur

Les moteurs Stirling se distinguent des moteurs Ericsson par le fait que leur cycle thermodynamique y est contrôlé par des variations de volume et non par des soupapes.

Les machines Stirling sont rangées en 2 catégories principales : les machines motrices et les machines réceptrices.

- Les moteurs, ou les machines motrices, absorbent de l'énergie thermique fournie par une source chaude et la convertissent en énergie mécanique.
- Les réfrigérateurs et les pompes à chaleur (machines réceptrices) absorbent de l'énergie mécanique et la convertissent en énergie thermique dont une partie est absorbée au réservoir froid, tandis qu'une autre est rejetée au réservoir chaud.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

- La troisième catégorie de machines Stirling correspond à celle des machines couplées, lesquelles utilisent 2 systèmes thermiques Stirling, l'un moteur, entraînant l'autre, récepteur.

Dans l'optique du développement durable, le moteur Stirling constitue une alternative à prendre en compte pour la conversion efficace des énergies renouvelables en travail, avec un rendement théorique égal à celui de Carnot et une grande adaptabilité à des sources variées de chaleur (combustion, récupération, solaire) à haut ou bas niveau de température.

I.2. Historique

Le dix-neuvième siècle a connu une évolution technologique et industrielle importante qui poussait a utiliser les sources chaudes en particulier les chaudières a vapeur qui étaient malheureusement mal conçues faute de la qualité des matériaux et de l'absence de règles d'utilisation et de maintenance ce qui provoquaient leur explosion causant des dégâts matériels et humains [8].

En 1816 le pasteur Robert Stirling a trouvé le remplaçant de ces chaudières mortelles en inventant le moteur Stirling qui fonctionnait sans chaudières soumise a de trop fortes pressions.

Le moteur Stirling fut industrialise par James Stirling le frère de Robert Stirling qui l'exploitera dans l'usine ou il était ingénieur. Cette invention eut d'autres applications dans le monde agricole et dans l'industrie jusqu'en 1922 pour pomper de l'eau ou entrainer des générateurs de courant électrique. Mais faute de compétitivité ce moteur resta dans l'ombre jusqu'a 1938 lorsque la société Philips investisse dans le moteur a air chaud, désormais appelé "moteur Stirling". Des applications furent développées dans le domaine automobile. Un moteur compact de plus de 200 chevaux, avec un rendement supérieur à 30% vit le jour. Malheureusement, cette application ne trouvera pas le succès escompte [8].

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

I .3 Généralités sur les machines thermiques

Une machine thermique est un dispositif permettant au milieu extérieur d'agir sur un fluide qui décrit un cycle. La machine thermique la plus simple fonctionne entre deux réservoirs de chaleur à des températures différentes. Pendant un cycle, le système subit une suite de transformations qui le ramène à son état initial.

L'énergie interne étant une fonction d'état, sa variation est nulle au cours d'un cycle et par application du premier principe, on a :

$$Q = -W \qquad \text{(I.1)}$$

La chaleur échangée Q est convertie en travail mécanique W. Dans un diagramme de Clapeyron (diagramme p-V), l'aire limitée à l'intérieur du cycle représente le travail échangé par la machine thermique.

Si le cycle est effectué dans le sens des aiguilles d'une montre, le système fournit du travail à 1'extérieur et reçoit de la chaleur. La machine thermique fonctionne alors comme un moteur thermique.

Inversement, si le cycle est effectué dans le sens contraire, le système reçoit du travail qu'il utilise pour faire passer la chaleur du réservoir de chaleur à basse température au réservoir de chaleur à haute température; on parle alors de machine frigorifique ou de pompe à chaleur selon 1'usage de la machine thermique.

Les valeurs algébriques de W et Q sont obtenues, en comptant positivement ce qui est fourni au système et négativement ce que ce dernier cède à l'extérieur.

Le rapport entre ce qui est produit et ce qui est dépensé est appelé rendement dans le cas d'un moteur thermique ou coefficient de performance COP dans le cas d'une pompe à chaleur et d'une machine frigorifique.

I .4 Fonctionnement du moteur

Pour expliquer le fonctionnement de ce type de moteur, nous allons utiliser un moteur de type alpha dont le cylindre de détente *E* est maintenu à la température de la source chaude par un système de chauffage approprié et le cylindre de compression *C* est maintenu à la température de la source froide par un système de refroidissement approprié.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

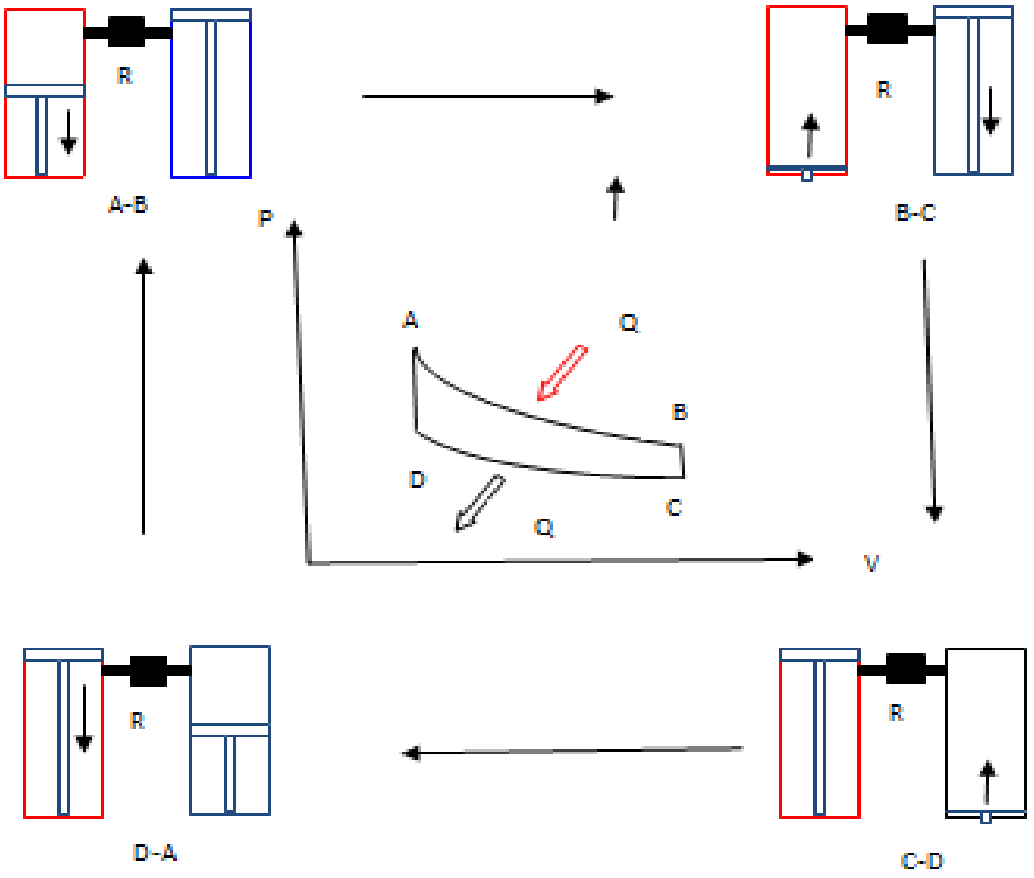


Fig. (I.1) : Fonctionnement théorique d'un moteur idéal [9]

Au départ, la position des pistons est celle que l'on a représentée sur la figure (I.1). Le piston du cylindre de compression (partie droite), que nous appellerons pour simplifier le piston C, est à son point mort haut alors que le piston du Cylindre de détente (partie gauche), le piston E, est au milieu de sa course descendante ; le piston E descend alors que le piston C reste immobile. C'est le temps moteur : la source chaude cède de la chaleur au fluide de travail et la descente du piston E entraîne le vilebrequin. Ceci correspond au processus A_B. Comme le volume augmente et que sa température est constante, la pression du fluide du travail dans le cylindre de détente diminue.

A partir du point B, le couplage mécanique entre les deux pistons est tel que le piston C commence à descendre vers son point mort bas tandis que le piston E remonte vers son point mort haut ; lors de ce double mouvement, le fluide travail passe de la partie chaude vers la partie froide en cédant de la chaleur au régénérateur. Comme le volume du fluide de travail reste constant et que sa température diminue, la pression diminue (processus B_C).

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Lors du processus C_D, le couplage entre les deux pistons permet que le piston E soit immobile alors que le piston C remonte vers son point mort haut.
Le fluide de travail est comprimé, mais sa température n'augmente pas car la compression a lieu dans le cylindre relié à la source froide. De la chaleur est rejetée vers la source froide et la compression est isotherme.

Le dernier temps achève le cycle et nous ramène à l'état initial A : le piston E descend vers son point mort bas et le piston C remonte vers son point mort haut, ce qui permet de faire passer le fluide de travail de la partie froide vers la partie chaude du moteur sans changer de volume. En traversant le ré- générateur, le fluide de travail récupère la chaleur qui s'y trouvait stockée et, du même coup, redonne à cet élément sa température initiale. Le moteur est revenu au point de départ, le régénérateur est prêt à absorber à nouveau de la chaleur et un nouveau cycle peut recommencer.

I .5- Rappels de thermodynamique

I.5.1 Premier principe de la thermodynamique

Le premier principe est une loi de conservation de l'énergie appliquée aux phénomènes thermiques.

L'énergie interne d'un système peut être modifiée au cours d'une transformation par échange de travail et de chaleur.

Pour un système fermé :

$$\Delta U = W + Q \qquad \text{(I.2)}$$

Pour un système ouvert :

$$dU = \delta W + \delta Q + \sum h_i \, dm_i \qquad \text{(I.3)}$$

Où h_i est l'enthalpie de la masse élémentaire et dm_i de fluide entrant ou sortant du volume de contrôle du système.

Le travail W et la chaleur Q sont des quantités d'énergie transférées; elles n'ont de sens que pendant la transformation, alors que l'énergie interne U est une fonction d'état mesurant l'énergie interne du système. Pour un cycle, U = 0 et W = −Q.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

I.5.2 Deuxième principe de la thermodynamique

L'étude de la transformation de la chaleur en travail au moyen d'une machine idéale (sans irréversibilités) opérant en cycle fermé périodique est à la base du deuxième principe de la thermodynamique.

Il en existe plusieurs énoncés, par exemple :

Il est impossible de transformer intégralement en travail, au moyen d'une machine à fonctionnement périodique, la chaleur échangée avec un seul réservoir de chaleur à température T. Autrement dit, pour produire du travail, une machine thermique reçoit de la chaleur d'une source chaude mais doit nécessairement en céder une partie à un puits froid.

Un second énoncé, équivalent au premier, régit le fonctionnement des machines frigorifiques et des pompes à chaleur : on ne peut, au cours d'un cycle, sans dépense de travail, faire passer de la chaleur d'un puits froid à une source chaude.

$$\Delta \dot{S} = \frac{\dot{Q}_c}{T_{wc}} + \frac{\dot{Q}_h}{T_{wh}} + \dot{S}^i \qquad \text{(I.4)}$$

T_{wc} et T_{wh} températures des réservoirs de chaleur,

$\dot{S}^i$ Création interne d'entropie.

Il existe deux cas de figure :

- Transformation réversible : pas de création d'entropie $\dot{S}^i = 0$.
- Transformation irréversible : création d'entropie dans le système $\dot{S}^i > 0$.

I.6 Cycle moteur Stirling

Le cycle thermodynamique du moteur Stirling est un cycle fermé basé sur le processus de régénération à volume constant, la Figure (I.1) [7, 8]) illustre le principe du moteur Stirling.

La chaleur est échangée avec les sources chaude et froide par l'intermédiaire d'échangeurs thermiques (H et K). Au cours du cycle, le régénérateur (R), placé à l'intérieur du moteur, échange de la chaleur avec le fluide (alternativement accumulation puis restitution). Un travail moteur est fourni par le piston de détente (E) ; un travail non moteur est reçu par le piston de compression (C).

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

I .6.1 Description du cycle théorique

Les diagrammes indicateurs théoriques dans les figures (I.2), (I.3), (I.4) (I.5) montrent les quatres transformations subies par le gaz.

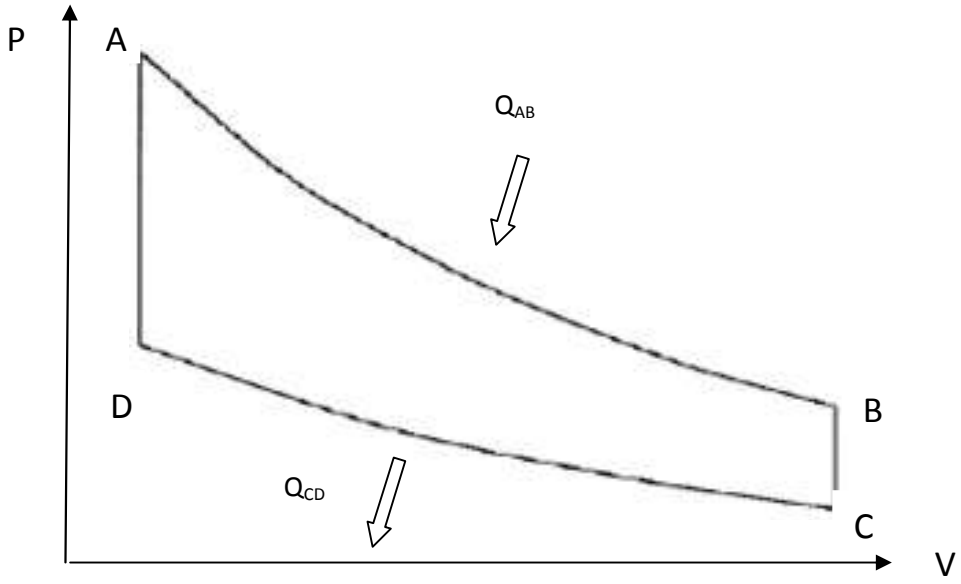


Fig. (I.2) : Digramme indicateur d'un moteur Stirling théorique [9]

I.6.2 Les quatre phases élémentaires du cycle Stirling

Le cycle thermodynamique du moteur Stirling comporte 4 étapes pendant lesquelles le gaz utilisé subit les transformations suivantes :

1ère étape: Une compression isotherme

Le piston moteur descend par effet d'inertie, comprime le fluide dans le coté chaud. Le piston moteur arrive a mi-chemin et on passe à la deuxième étape.

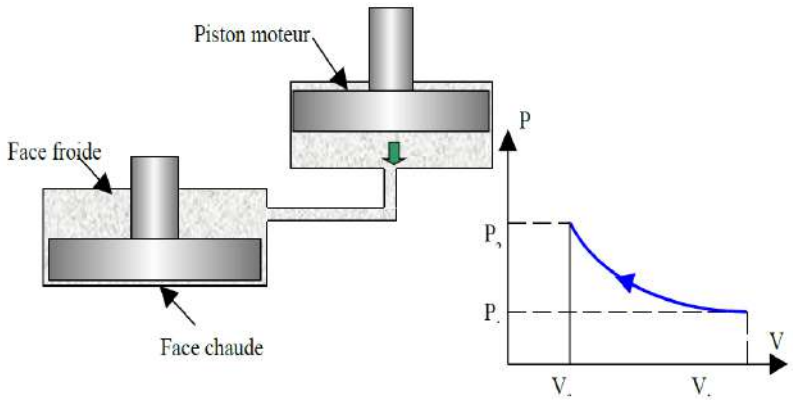


Fig. (I.3) : Compression isotherme

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

2ème étape : Une compression isochore.

Une fois le piston moteur à mi-chemin, le piston déplaceur commence a se déplacer vers le haut, le fluide passe alors de l'espace de compression à l'espace de détente entre le piston échangeur et le cylindre, le piston moteur arrive à son point mort bas.

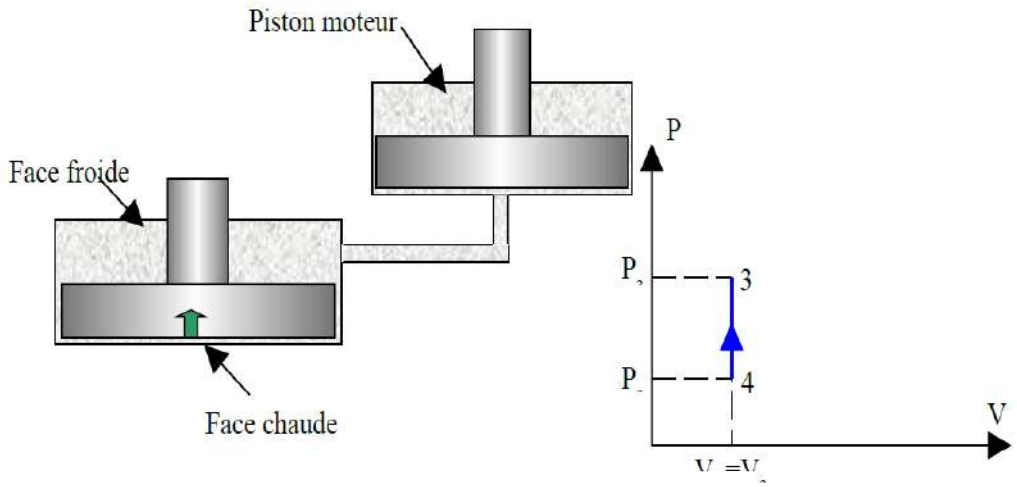


Fig. (I.4) : Compression isochore

3ème étape : Une détente isotherme

Le piston déplaceur continue sa montée poussée par le fluide chaud jusqu'à ce qu'il arrive à son point mort haut heure à la quel le piston moteur monte.

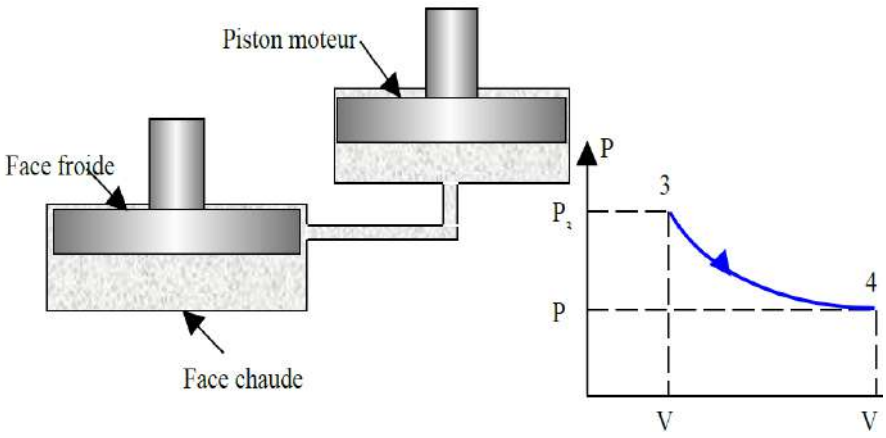


Fig. (I.5) : Compression isochore

4ème étape : Compression isochore

Le piston moteur continue sa monte le jusqu'au point mort haut, à ce moment le fluide passe de l'espace de détente à l'espace de compression où il se refroidit ce qui implique une diminution de la pression dans l'espace de détente, ce qui permet au piston échangeur de descendre sous l'action de son propre poids.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

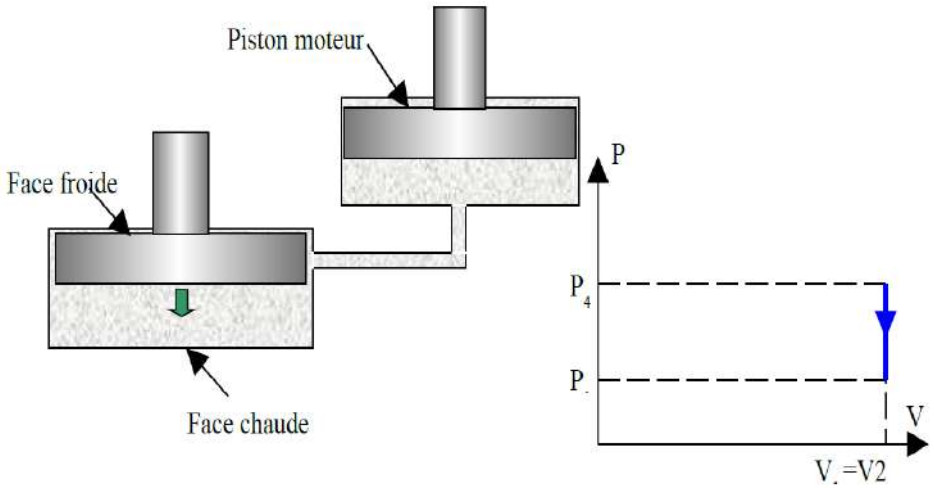


Fig. (I.6) : Compression isochore

Si la quantité de chaleur cédée par le fluide de travail au régénérateur durant la détente isochore est la même que celle reçue par le fluide lors de la compression isochore, c'est-à-dire si le régénérateur est parfait, alors le seul transfert de chaleur entre le moteur et l'environnement est :

- l'apport de chaleur à la température de la source chaude T_{max}
- le rejet de chaleur à la température de la source froide T_{min}

Cet apport et ce rejet de chaleur à températures constantes permettent au cycle de Stirling théorique d'avoir un rendement identique à celui du cycle de
Carnot défini par [10] :

$$\eta = 1 - \frac{T_{froid}}{T_{chaud}} \qquad (I.5)$$

I .6.3 Description du cycle réel

En réalité, le diagramme indicateur relevé expérimentalement sur un moteur Stirling figure (I.7) sera très sensiblement différent du diagramme théorique présenté précédemment. Il a une forme plus arrondie que ce dernier [4].

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

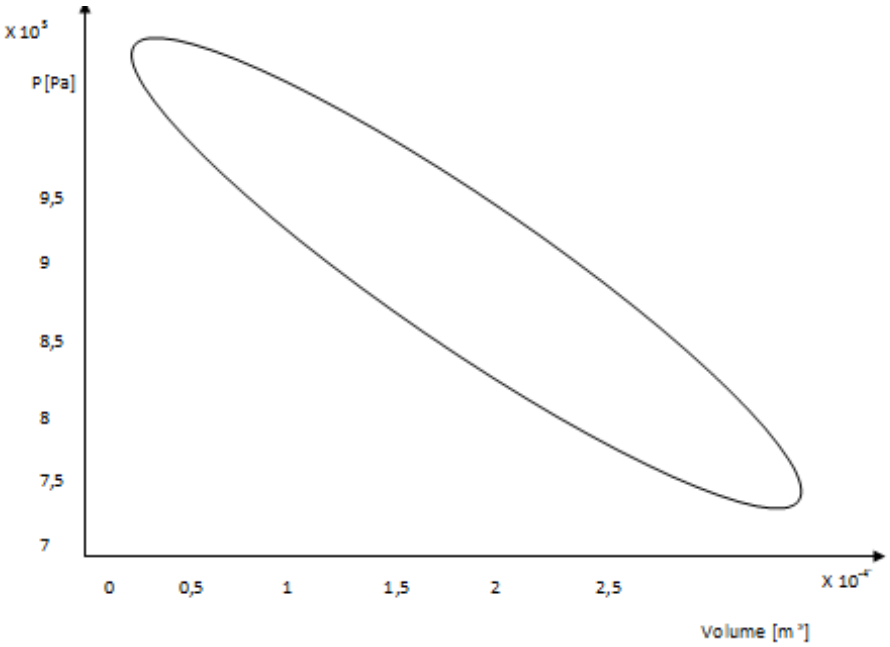


Fig. 1.7 : Diagramme indicateur d'un moteur Stirling réel [4].

Ceci est dû essentiellement aux mouvements continus des pistons, différents des mouvements théoriques, aux grandes hétérogénéités de température instantanée dans le moteur et aux nombreuses irréversibilités présentes lors du fonctionnement du moteur [11]. Du fait de la non uniformité du champ de température instantanée dans un moteur Stirling réel, on ne peut pas parler d'un cycle thermodynamique réel : le travail mécanique produit résulte d'une infinité de cycles thermodynamiques différents subis par les particules fluides présentes dans le moteur. On remarque que l'aire du diagramme indicateur réel est plus petite que celle du diagramme indicateur théorique (Fig. (I.2)). Cette diminution a pour conséquence de réduire la puissance fournie par le moteur car le travail est représenté par l'aire du diagramme fermé.

I .7 Les différents types de moteurs

Il existe une très grande diversité de moteurs Stirling. On les classe généralement en fonction de leur configuration géométrique. Selon ce critère, il y a trois types principaux de moteur Stirling : le moteur alpha, le moteur bêta et le moteur gamma.

I .7.1 Le moteur alpha

Le moteur bicylindre ou alpha (figure (I.8)) est un moteur dans lequel un cylindre est associé à la source froide et un autre est associé à la source chaude.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Le couplage cinématique des deux pistons permet au fluide de passer d'un cylindre à l'autre tout en traversant un récupérateur d'énergie (régénérateur) et de faire varier le volume selon les phases s'approchant de celles décrites dans le diagramme indicateur théorique de Stirling.

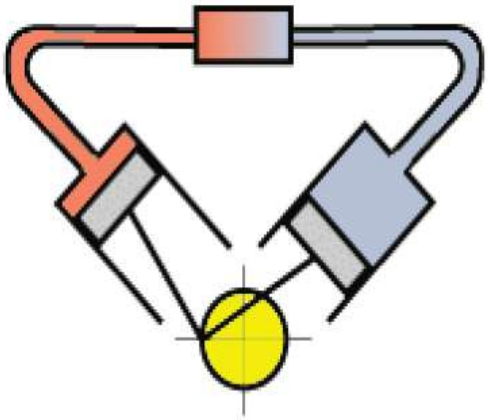


Fig.1.8 : Coupe d'un moteur Stirling de type alpha [14]

L'intérêt de cette configuration est qu'elle permet d'avoir un volume balayé dans l'espace de détente différent de celui de l'espace de compression.

II paraît plus favorable d'avoir des déplacements de volume plus importants du coté chaud de la machine (ce point n'est pas encore bien établi, ni par la théorie ni par la modélisation, ni par l'expérience) [15].

La configuration Alpha élémentaire est moins favorable que les autres en terme de rendement mécanique, du fait de la chaîne cinématique nécessaire entre les pistons « consommateur » et « producteur » du travail.

Néanmoins, elle présente comme avantages principaux :

- Son faible coût de fabrication et de maintenance : les cylindres, pistons, etc. sont de production standard.- son volume mort - différence entre le volume total du fluide de travail et le volume balayé.

- Un grand volume implique une plus faible variation de pression et donc une plus faible production de travail au niveau du piston correspondant.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Son design est flexible, on peut utiliser un ou plusieurs cylindres.

Le modèle Alpha est le seul où il n'existe pas de déplaceur, mais en général des pistons identiques appartiennent à des cylindres différents entre lesquels le gaz peut se déplacer.

I .7.2 Le moteur bêta

Le moteur bêta (figure (I.9)) est un moteur monocylindre constitué de deux pistons :

- Un piston de travail (gris foncé) utile pour la compression et la détente,
- Un piston déplaceur (gris clair) pour mettre successivement le gaz en contact avec la source froide puis la source chaude.
- Plus compacte que celle du modèle Alpha, le volume mort est minimal. Cette configuration est soumise à moins de vibrations et frottements que le modèle Alpha, mais elle présente quelques inconvénients :
- Complexité de son système cinématique : la bielle du déplaceur doit traverser le piston,
- Problèmes de conduction entre le puits froid et la source chaude par le cylindre,

Design peu flexible.

Le modèle Bêta est le plus compact des modèles cinématiques puisque le piston et le déplaceur sont dans le même cylindre. Le piston, par ses oscillations, engendre des phases de compression, détente et le déplaceur sert à transférer le gaz d'une source à une autre.

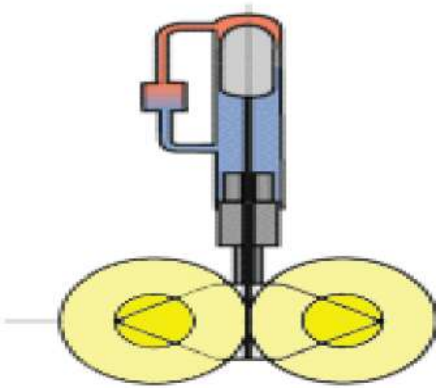


Fig. I.9 coupe d'un moteur Stirling de type béta [14].

Le choix du matériau pour le cylindre et le déplaceur est crucial, car des phénomènes de conduction à travers le cylindre et le déplaceur peuvent apparaître.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

I .7.3 Le moteur gamma

Enfin, le moteur que nous avons utilisé dans nos manipulations est le moteur de type gamma (figure (I.10)). Ce moteur ressemble beaucoup au type bêta car il a aussi un piston de travail et un piston déplaceur. La seule différence réside dans le fait que les deux pistons se meuvent dans des cylindres distincts.

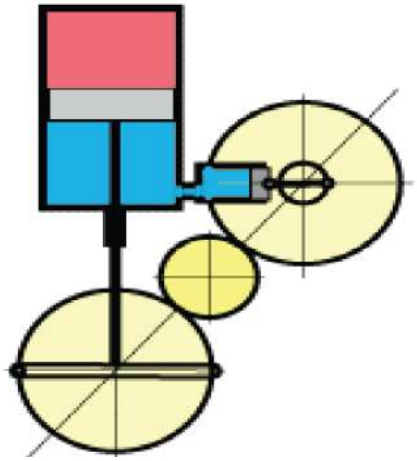


Fig.1.10 coupe d'un moteur Stirling de type gamma [14].

I.8 Avantages et Inconvénients

I.8.1 Les avantage :

Plusieurs raisons nous poussent à choisir le moteur Stirling pour nos utilisations dont on note principalement :

- Le rendement élevé : Comme il est possible de le faire fonctionner en cogénération (puissances mécanique et calorique), le rendement global peut être très élevé.
- La multitude de sources chaudes : combustion de gaz divers, de bois, sciure, déchets, énergie solaire ou géothermique...
- Le silence de fonctionnement : il n'y a pas de détente à l'atmosphère comme dans le cas d'un moteur à combustion interne, la combustion est continue à l'extérieur des cylindres.
- De plus, sa conception est telle que le moteur est facile à équilibrer et engendre peu de vibrations.
- L'aptitude écologique : à répondre le mieux possible aux exigences environnementales en matière de pollution atmosphérique. Il est plus facile de réaliser dans ce type de moteur une combustion complète des carburants.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

- La fiabilité et la maintenance aisée : la relative simplicité technologique permet d'avoir des moteurs d'une très grande fiabilité et nécessitant peu de maintenance.
- La durée de vie importante du fait de sa simplicité.

I.8.2 Les inconvénients [8] :

Pendant les années précédentes le moteur Stirling a été écarte de certaines applications et ceci pour plusieurs raisons dont les principales sont :

- Problème mécanique : Le mouvement théorique des pistons est irréalisable par un mécanisme bielle manivelle simple utilisé sur ce type de moteur.
- Problème thermique : le temps d'échange de chaleur entre la source chaude et le fluide de travail est très limite. En effet, le mécanisme utilise n'assure pas le temps nécessaire d'échange entre le fluide de travail et les échangeurs de chaleur et encore une importante quantité de chaleur est rejetée à chaque cycle sans pouvoir la réutiliser convenablement.
- Les problèmes d'étanchéité sont difficiles à résoudre des qu'on souhaite avoir des pressions de fonctionnement élevées. Le choix du gaz "idéal", à savoir l'hydrogène pour sa légèreté et sa capacité à absorber les calories, se heurte à sa faculté de diffuser à travers des matériaux.
- Le prix : le frein à son développement est aujourd'hui probablement son coût, non encore compétitif par rapport aux autres moyens bien implantes. Une généralisation de son emploi devrait pallier ce problème inhérent à toute nouveauté.

I.9 Applications des moteurs Stirling

Parmi les applications de ce type de machine, les plus importantes sont :

- **Chargeur des batteries.**

WhisperTech, commercialise déjà en Europe Ie WhisperGen DC pour charger des batteries des bateaux [12].

La production d'électricité à basse puissance pour des besoins locaux : les campings, travaux publics, etc.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

➪ **La propulsion des navires et des sous-marins.**

Un des avantages majeurs des moteurs Stirling en tant que source de puissance sous-marine réside dans le fait que d'une part, les émissions sonores sont réduites et que d'autre part, la chambre de combustion peut être pressurisée.

Dès lors, les gaz de combustion peuvent être rejetés directement dans l'eau de mer.

➪ **la production d'électricité pour des véhicules hybrides**.

Le cycle Stirling peut être inversé et utilisé dans les véhicules hybrides. STM (Stirling Thermal Motors) a collaboré avec le DOE et General Motors, Corp., pour la création d'un véhicule hybride à essence avec un moteur Stirling de 40 KWe, appelé HEV.

La compagnie Sigma fait aussi des recherches dans le secteur [15].

➪ **Les unités de froid cryogénique.**

Le cycle moteur Stirling peut aussi être utilisé pour produire du froid cryogénique à environ −200°C, Stirling Technology Company a développé le système BeCOOL d'une capacité de 15W à −96°C.

➪ **Les installations de ventilation.**

Le moteur Stirling peut avoir une application dans le marché des ventilateurs. Stirling Technology Company a mis au point un ventilateur qui récupère de la chaleur et qui fonctionne avec un moteur Stirling. Le système s'appelle RecupAerator.

➪ **la production d'électricité à partir de la biomasse en zone rurale.**

Le produit de la combustion de la biomasse est envoyé vers l'échangeur chaud où il chauffe le gaz de travail. Ces produits de combustion peuvent obturer les tubes du chauffeur puisque le gaz produit dans la combustion rentre en contact direct avec l'échangeur chaud. Une possibilité pour l'éviter, est de centrifuger les gaz à la sortie du brûleur. Cette technique rend le design du moteur plus complexe et le prix de l'unité devient encore plus élevé.

Une autre possibilité qui fait aussi l'objet de recherche est le design d'un échangeur plus facile à nettoyer.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

➪ **La production d'électricité à partir de l'énergie solaire**

Cette technologie utilise actuellement des miroirs paraboliques pour concentrer l'énergie du soleil dans un récepteur situé au point focal du disque.
Le fluide, dans le récepteur, chauffé jusqu'à 750°C, est utilisé, dans un moteur du type Stirling attaché au récepteur, pour produire de l'électricité.
La puissance électrique moyenne obtenue avec l'utilisation d'un moteur Stirling est d'environ 25 kW.

Des essais avec des plus petits moteurs Stirling de 5 à 10kW ont, eux aussi, été satisfaisants [12].
Les moteurs Stirling sont propices aux "dish/engines" pour leur source externe d'énergie et leur bon rendement.

II y a beaucoup de recherches dans le domaine du Dish/Stirling, surtout aux Etats Unis et plus concrètement en Arizona, où la compagnie électrique APS a été très active.
En Europe, on peut distinguer 2 projets principaux [12] :

- HYHPIRE (Récepteur, hybrid sodium heat pipe receiver) pour des Dish/Stirling dans les universités allemandes (Universités de Essen, Onasbruck, Dortmund)
- Projet sur Dish/Stirling, en Espagne, entre l'université d'Oviedo et le Centre de Recherches Énergétiques, Environnementales et Technologiques (CIEMAT).

➪ **La production d'électricité à partir de l'énergie solaire pour application spatiale.**

La production d'électricité à partir de l'énergie solaire pour application spatiale a été très étudiée aux États Unis et au Japon.

➪ **La cogénération dans le secteur tertiaire et résidentiel.**

Les qualités intrinsèques de propreté, de fiabilité, d'absence de besoin de maintenance mais surtout de silence autorisent l'utilisation du moteur Stirling comme élément de cogénération à l'échelle du marché résidentiel.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

I.10 Le fluide de travail.

Le gaz de travail doit répondre aux 3 critères suivants [12] :

- Faible poids moléculaire, à cause des frottements engendrés par les passages à travers des échangeurs.
- Grande diffusivité thermique, afin d'optimiser les échanges de chaleur
- Pas de diffusion à travers des parois ou des joints.

De plus, le choix du gaz de travail est fortement conditionné par la vitesse du moteur, ainsi que la pression à l'intérieur de celui-ci.
Pour répondre à ces critères, il est commun de retenir 4 gaz de travail : l'hydrogène, l'air, l'azote et l'hélium.

En général, l'hydrogène est peu utilisé (SOLO solaire par exemple), bien que présentant les meilleures caractéristiques thermiques, d'une part, pour des raisons de sécurité à forte pression, et, d'autre part, à cause de sa diffusivité à travers des parois.

L'air engendre des frottements importants et ne présente pas de bons transferts de chaleur, dans les échangeurs traditionnels à haute pression. Ceci est dû à la présence d'azote et d'oxygène qui présentent un assez grand poids moléculaire.

Cependant, pour des moteurs à faible pression, et à vitesse réduite, il peut être choisi comme gaz de travail.

Sa disponibilité peut être un atout.

A l'état comprimé, il permet des économies non négligeables sur les composants.
C'est le cas pour le ST5, de Stirling Technology Inc, et pour le PPS16AC, de Whisper Tech.
Il présente comme avantages principaux son faible coût et sa faible pollution [12].

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

La plupart des machines de plus de 500W fonctionnent avec de l'hélium, mais il a été montré qu'une machine utilisant de l'air n'a pas nécessairement un rendement moindre qu'une machine à hélium, pourvu que cette machine ait été correctement dimensionnée pour utiliser de l'air.

II est vrai cependant que la taille de la machine sera plus importante avec de l'air, [13]. L'azote permet d'éviter les problèmes de corrosion engendrés par l'air, mais le gaz le plus employé est l'hélium, gaz adopté par pratiquement tous les développeurs, car il est le meilleur compromis, tant pour ses capacités thermiques et mécaniques que pour sa sûreté d'utilisation.

Il a un faible poids moléculaire, une grande conductivité, il est facile à pomper et à manipuler.

Par contre, il est plus cher que l'air ou l'azote et plus difficile à approvisionner.

I.11 Moteur Stirling FDT

Le moteur Stirling FDT est considéré comme un système fermé constitué principalement de deux cylindres emplis d'air (fluide de travail) et qui sont en communication entre eux.

L'un des cylindres est en contact avec la source chaude et la source froide par l'intermédiaire de ses extrémités. Sa surface inférieure reçoit de la chaleur de la source chaude et sa surface supérieure est en contact avec une source froide qui est généralement le milieu ambiant. Dans ce cylindre est installé le déplaceur (ou piston de déplacement). Ce piston est un disque de rayon inférieur à celui du cylindre au dessous du quel se trouve un piston glissant le long de la tige actionnant le déplaceur et coulissant sur la paroi intérieur du cylindre. Le déplaceur est un élément qui ne modifie ni la pression, ni le volume du gaz, mais il permet au fluide de travail à migrer entre la source chaude et froide.

Le deuxième cylindre ayant deux extrémités l'une est fermée par un piston qu'on appelle piston moteur et l'autre extrémité est en communication avec le premier cylindre. Ce piston moteur assure les opérations de compression et de détende du fluide de travail par conséquent le travail est produit au milieu extérieur.

Les deux pistons respectivement piston déplaceur et piston moteur coulissent entre deux points fixes PMH (Point Mort Haut) et PMB (Point Mort Bas)

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

I.11.1 Avantages supplémentaires

L'intérêt d'utiliser un type de moteur Stirling FDT réside dans les avantages suivants:

- Il fonctionne avec une différence de température qui peut approcher entre 2 à 5°C
- la source chaude et la source froide.
- La disponibilité de ses matériaux.
- Simple à le construire.

I.12 Travaux antérieurs

Plusieurs travaux théoriques et expérimentaux ont était faits pour améliorer ses performances de ces moteurs tel que :

- **HANEMAN [16] (1975)** a étudié la possibilité d'utiliser les gaz d'échappement comme des sources à basses température.

- **KOLIN [2] (1983)** a expérimenté avec un certain nombre de moteurs Stirling LTD, pendant plusieurs années. En 1983, il a présenté un modèle qui a fonctionné à une différence de la température entre extrémités chaudes et froides du cylindre de déplaceur aussi bas que 15 °C.

- **POPESCU [3] (1996)** a étudié l'influence des pertes de chaleur et des irréversibilités sur les indices de performance du moteur par une optimisation thermodynamique endo- et exo-irréversible en temps fini du moteur Stirling. Il a montré que la diminution la plus importante des performances est due au régénérateur non adiabatique.

- **NADIA MARTAJ [17] (2007)** a étudié l'influence de quelques paramètres physiques sur les performances d'un moteur Stirling gamma à faible différence de température. Elle a montré que l'augmentation de la température de la source chaude entraîne une augmentation du rendement thermique et énergétique du moteur.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

- **ISKANDER TLILI [18] (2007)** a étudié l'influence des paramètres géométriques et physiques du régénérateur sur les performances du moteur Stirling et l'énergie échangée au régénérateur. Il a montré que la réduction de la porosité et de la conductivité de la matrice du régénérateur entraîne une augmentation des performances.

- **F. ALOUI [19] (2009)** a étudié par voie expérimentale l'influence d'isolation par un filtre réflecteur (anti-rayonnement) de la chambre chaude d'un moteur Stirling. Les résultats obtenus mettent l'accent sur l'utilité d'une bonne isolation thermique pour améliorer considérablement le rendement thermodynamique du moteur Stirling.

- **N. MARTAJ, P. ROCHELLE, L. GROSU [20] (2010)** ont étudié un Moteur Stirling à faible différence de températures (FDT), dont la confrontation a été faite entre des résultats par simulation numérique développée avec le logiciel Comsol et les résultats du modèle thermodynamique pour une configuration géométrique proche du moteur expérimental testé dans leur laboratoire. Ils ont conclu que les résultats de la simulation numérique sont plus proches de l'expérimental.

- **M. ABBAS [21] (2010)** a effectué une optimisation des paramètres physiques et géométriques d'un moteur Stirling de type gamma. Ces paramètres sont : la température de la source chaude (réchauffeur) et celle de la source froide (refroidisseur), la vitesse de rotation, la géométrie du réchauffeur, du refroidisseur et de la matrice solide du régénérateur ainsi que le volume mort de l'espace de compression.

- **NADIA MARTAJ [22] (2010)** a confirmé l'intérêt de la régénération pour les moteurs Stirling, de même pour les moteur Stirling à faible différence de température. Elle a montré qu'avec un déplaceur poreux faisant office de régénérateur, on peut assez simplement accroître les performances du moteur par rapport à celles du moteur sans régénérateur.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

- **NADIA MARTAJ et LAVINIA GROSU [23] (2010)** Leur travail présente un modèle basé sur les méthodes de la Thermodynamique en Dimensions physiques Finies (TDF) dans lequel les pertes thermiques et mécaniques (frottements) sont individualisées. Ils ont développées des équations qui constituent un outil permettant la quantification indirecte de ces pertes lors du fonctionnement réel du moteur.

- **MOHAMED. ANNOUN ,et al [24] (2011)**

  Leur travail est un prolongement des modèles d'analyse du moteur de Stirling on vue d'ajouter Quelque paramètres qui sont très importants (par exemple le coefficient de transfert thermique convective, et la vitesse de rotation du moteur) et chercher d'optimiser les performances du moteur passons par la réduction des pertes et la détermination des paramètres géométriques et physiques adéquates.

I.13 Conclusion

Dans ce chapitre, nous donnons une présentation générale des machines Stirling, leur origine historique, leur cycle thermodynamique, leur classification et leurs domaines d'application. Nous donnons aussi quelques définitions sur les lois thermodynamiques qui seront utilisées pour décrire le cycle.

Nous donnons aussi les avantages et les inconvénients du moteur Stirling, et les différents types du moteur, leurs applications.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

II.1 Introduction

Ce chapitre présente une analyse énergétique, entropique et exergétique d'un moteur de type Gamma à faible différence des températures (LTD).

Pour une connaissance plus détaillée du champ thermique au sein du moteur Stirling de type gamma et pour améliorer la conception de ce dernier, nous y étudions numériquement, l'évolution des grandeurs physiques, en particulier les transferts d'énergie et de masse.

Une configuration 2-D axisymétrique a été choisie. Ce modèle numérique est sensible, comme ses concurrents, aux «hypothèses et lois» utilisées pour représenter les phénomènes de transfert (de masse, de quantité de mouvement, de chaleur). Pour établir la pertinence de cette démarche [25].

L'approche générale utilisée pour développer l'ensemble des équations du modèle est d'appliquer l'équation d'énergie, l'équation de masse et celle du gaz parfait à chacun des compartiments du moteur. Les équations résultantes sont liées en appliquant l'équation de continuité à travers le système entier [26].

II.2 Modélisation

Dans le modèle mathématique de l'étude thermodynamique, on définit 3 cellules en communication : le volume de détente chaud V_c, le volume de compression froid V_f, le volume fixe du régénérateur V_{reg} ,comme le montre la figure (II. 1)

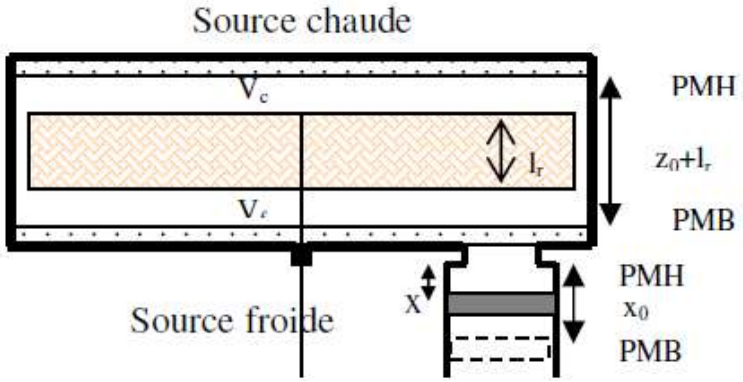


Fig. (II. 1) : Moteur à faible différence de températures

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

La masse m est la somme des masses contenues dans ces 3 volumes. On en déduit la pression instantanée *p* dans le moteur [27].

$$p = \frac{m.r}{\frac{V_f}{T_f}+\frac{V_c}{T_c}+\frac{V_{sreg}}{T_{reg}}} \quad \text{(II.1)}$$

Où *r* est la constante du gaz (*r*=0,287kJ/kg.K pour l'air).

La température moyenne au régénérateur est supposée constante, elle peut être égale à :

$$T_{reg} = \frac{T_c+T_f}{2} \quad \text{(II.2)}$$

Les températures respectives du gaz dans les volumes froid, chaud et de régénération (Tf, Tc, T_{reg}) sont obtenues en appliquant un coefficient de transfert convectif dépendant du nombre de Reynolds aux parois des volumes [20], les températures de parois étant supposées connues.

Les volumes instantanés de chaque cellule sont donnés par [20] :

$$\begin{cases} V_c = V_{sc} + \left(\frac{z_{0,d}}{2} - z_d\right).A_d & \text{(II.3)} \\ V_f = V_{sc} + \left(\frac{z_{0,d}}{2} + z_d\right).A_d + \left(z_{0,m} - z_m\right).A_m & \text{(II.4)} \\ V_{reg} = \pi\left(R_{cyl}^2 - R_d^2\right)l_{reg} & \text{(II.5)} \end{cases}$$

Le volume de gaz total :

$$V_T = V_c + V_f + V_{reg} \quad \text{(II.6)}$$

Les déplacements des deux pistons moteur et déplaceur sont donnés par le système suivant [20] :

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

$$\begin{cases} z_m = \frac{z_{0,m}}{2}(1 - \cos \omega t) & origine\ au\ PMB \quad (II.7) \\ z_d = \frac{z_{0,d}}{2} \sin \omega t & origine\ au\ mi - course \quad (II.8) \end{cases}$$

Ces équations forment un système d'équations non linéaires et couplées qui est très difficile ou impossible à résoudre analytiquement. Il est alors nécessaire de trouver une solution par voie numérique.

II.3 Simulation numérique 2-D

II.3.1 Modèle mathématique

Le moteur est composé de 3 espaces (chaud, froid et régénération). La configuration cylindrique étudiée (fig. (II. 2)) est dite axisymétrique 2-D. Une tige de faible diamètre, non figurée, actionne le piston déplaceur [28].

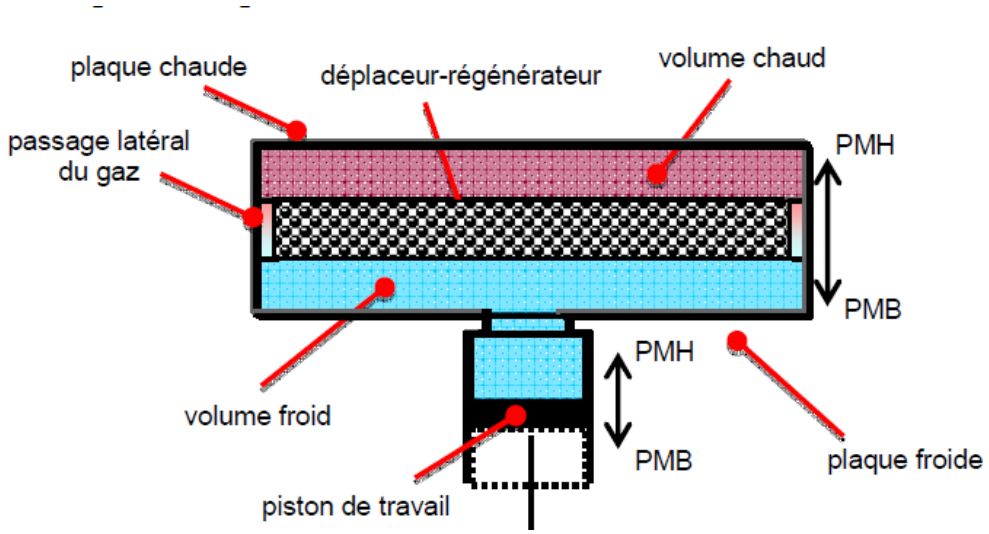


Fig. (II. 2) : Schéma de la modélisation numérique 2-D du moteur [28]

On suppose que l'écoulement dans le moteur est laminaire. Les propriétés thermo physiques des gaz telles que la densité, la chaleur spécifique et la conductivité thermique sont considérées comme variables dépendant de la température locale instantanée. On suppose que les propriétés physiques (densité, chaleur spécifique, porosité) du milieu poreux (régénérateur) sont uniformes et constantes. On suppose que la pression instantanée est uniforme dans le moteur. On suppose que la masse du fluide contenu dans le moteur est constante (dm =0)

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

On suppose que le transfert d'énergie se fait uniquement par conduction et convection (rayonnement négligeable du fait des faibles écarts de température avec l'atmosphère).
On suppose que la loi des gaz parfaits peut être appliquée au fluide de travail.

II.3.1.1 Équations de conservation et d'état

On s'intéresse à la modélisation de l'écoulement d'un fluide monophasique compressible circulant dans un moteur Stirling avec régénération. Les grandeurs géométriques du moteur, sa faible vitesse de rotation et le faible gradient de températures des sources (source chaude – puits froid), impliquent de faibles vitesses d'écoulement du fluide de travail (air).

La mise en équation sera faite pour obtenir l'évolution de la température (et de la pression) dans (et au voisinage):

- des écoulements dans les espaces chaud et froid (gaz),
- des plaques en contact avec la source chaude et le puits froid (solide),
- du solide et du gaz dans le milieu poreux du régénérateur.

Équation de continuité qui traduit la conservation de la masse du fluide en déplacement :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \square(\rho u) = 0 \qquad \text{(II.9)}$$

Les équations de l'énergie sont, respectivement, les suivantes:

1- dans le gaz

$$(\rho . c_p)_g . \frac{\partial T}{\partial t} + \square\left(-k_g . \square T + (\rho . c_p)_g . u . T\right) = \frac{Dp}{Dt} - \mu . \psi_u$$

(II.10)

2- dans le solide

$$(\rho . c_p)_w . \frac{\partial T}{\partial t} + \square(-k_w . \square T) = Q \qquad \text{(II.11)}$$

3- dans le régénérateur

$$(\rho . c_p)_{eq} . \frac{\partial T}{\partial t} + \square\left(-k_{eq} . \square T + (\rho . c_p)_g . u . T\right) = \frac{Dp}{Dt} - \mu . \psi_u \qquad \text{(II.12)}$$

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Avec :

$(\rho. c_p)_{eq}$ Capacité thermique équivalente de la matrice poreuse.

$(\rho. c_p)_g$ Capacité thermique du fluide.

Où ψ_u est la fonction de dissipation, donnée ici en coordonnées cylindriques (r, z) du fait de la géométrie de notre configuration [22] :

$$\psi_u = 2[\left(\frac{\partial u_r}{u_r}\right)^2 + \left(\frac{u_r}{r}\right)^2 + \left(\frac{\partial u_z}{u_z}\right)^2] + \left[\left(\frac{\partial u_r}{u_r}\right)^2 + \left(\frac{\partial u_z}{u_z}\right)^2\right] - \frac{2}{3}[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(ru_r + \frac{\partial u_z}{u_z}]^2 \qquad \text{(II.13)}$$

En absence de ce terme ($\psi_u = 0$), toutes les formes d'énergie impliquées dans l'équation de l'énergie (cinétique, interne et potentielle) sont interchangeables.

Le cas $\psi_u > 0$, signifie qu'il y a dégradation d'énergie mécanique en chaleur.

L'évolution de la pression, de la vitesse et de la masse volumique est régie par les *équations de Navier-Stokes*, dans les espaces chaud et froid (gaz) et dans le régénérateur (milieu poreux):

1- dans le gaz

$$\rho_g \frac{\partial u}{\partial t} + \rho_g u.\nabla u = \nabla\left|-pI + \eta\left(\frac{1}{\varepsilon_g}\right)(\nabla u + (\nabla u)^T) - \left(\frac{2\mu}{3} - k\right)(\nabla u)I\right| + F\frac{\partial \rho_g}{\partial t} + \nabla(\rho_g u) = 0 \qquad \text{(II.14)}$$

2- dans le régénérateur.

$$\left(\frac{\rho_g}{\varepsilon_g}\right)\frac{\partial u}{\partial t} + \left(\frac{\mu}{KI}\right)\rho_g u.\nabla u[-pI + \eta\left(\frac{1}{\varepsilon_g}\right)(\nabla u + (\nabla u)^T) - \left(\frac{2\mu}{3} - k\right)(\nabla u)I] + F\frac{\varepsilon_g \rho_g}{\partial t} + \nabla(\rho_g u) = 0 \qquad \text{(II.15)}$$

Ou ε_g est la porosité du milieu poreux, ρ la masse volumique du fluide et u la vitesse du gaz.

Pour résoudre le système d'équations aux dérivées partielles décrites précédemment, les conditions aux limites et initiales étant fixées, il est nécessaire de fournir une équation complémentaire, qui relie les paramètres physiques du fluide.

Pour les gaz de travail utilisés, on considère l'équation d'état des gaz parfaits suivante:

$P = \rho r T$

Où r est la constante de gaz (r=0.287 [KJ/Kg.K] pour l'air)

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

II.3.1.2 Analyse énergétique

La forme différentielle du bilan énergétique, pour un système ouvert, s'écrit d'une manière générale par [20] :

$$\delta Q + \delta W + (C_p T_{in} dm_i - C_p T_{out} dm_{out}) = c_v d(m.T) \quad \text{(II.16)}$$

II.2.1.3 Cellule de régénération

Le déplaceur-régénérateur transvase l'air de la cellule de compression vers la cellule de détente et inversement. Il sert également pour le stockage et déstockage de la chaleur échangée lors de ce transvasement.

On suppose que la régénération de la chaleur est imparfaite. La température du fluide à la sortie du régénérateur vers la cellule froide $T_{c'}$ est supérieure à T_c. La température de sortie du fluide vers la cellule chaude $T_{h'}$ est inférieure àT_h. La masse volumique est quasi identique des 2 côtés car les températures T_h et T_c sont voisines.

Le rendement du régénérateur est exprimé par :

$$\eta_r = \frac{T_h - T_{c'}}{T_h - T_c} = \frac{T_{h'} - T_c}{T_h - T_c} = 1 - \frac{\Delta T_r}{T_h - T_c} \quad \text{(II.17)}$$

Où ΔTr représente le pincement de température dans le régénérateur qui est considéré ici comme identique pour les deux orifices de communication entre C (cellule de compression) et R (cellule de régénération) et entre H (cellule de détente) et R :

$$\Delta T_r = T_{c'} - T_c = T_{h'} - T_h \quad \text{(II.18)}$$

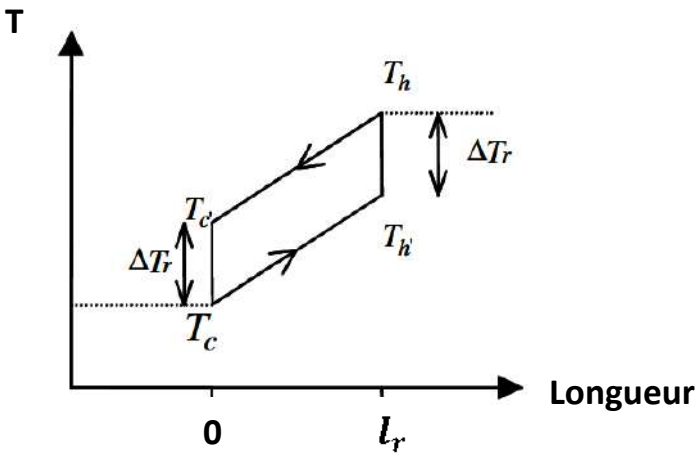


Fig. (II. 3) : Diagramme Température-longueur du régénérateur [20]

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Dans cette cellule de stockage/déstockage de chaleur, le travail échangé est nul. La température moyenne nécessaire au calcul de la masse enfermée instantanée et des énergies échangées est supposée constante, égale à T_r, moyenne de T_c et T_h.

$$T_r = \frac{T_h + T_c}{2} \quad \text{(II.19)}$$

Au passage du gaz dans la cellule de régénération (à volume constant), la formule II.16 s'écrit :

$$\delta Q_r = C_p T_{rc} dm_c + C_p T_{rh} dm_h + \frac{C_v}{r} V_r dp \quad \text{(II.20)}$$

Où la masse dm_i est comptée positive lorsqu'elle entre dans le volume i.

T_{rc}et T_{rh} températures aux interfaces des flux de matière.

Deux cas se présentent pour chaque orifice :

Pour déterminer la masse du gaz dans cette cellule et sa différentielle, on écrit l'équation d'état.

$$PV_r = m_r r T_r \quad \text{(II.21)}$$

$$m_r = \frac{P V_r}{r T_r} \quad \text{(II.22)}$$

Et le bilan de transfert de masse donne :

$$dm_r = -(dm_c + dm_h) \quad \text{(II.23)}$$

II.2.1.4 Cellule de compression

Pour la cellule de compression, où l'orifice de communication est unique, on peut écrire l'équation (II. 16) sous la forme :

$$\delta Q_c + \delta W_c + C_p T_{rc} dm_c = c_v d(m.T)_c \quad \text{(II.24)}$$

si *dm*c > 0 (masse élémentaire entrante dans le volume de compression) alors $T_c = T_{c'}$ sinon $T_{rc} = T_c$.

$$\delta W_c = -p dV_c \quad \text{(II.25)}$$

On détermine la masse d'air et sa différentielle, au niveau du volume de compression, en utilisant l'équation d'état du gaz parfait :

$$pV_c = m_c r T_c \quad \text{(II.26)}$$

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Et sa forme différentielle :

$$\frac{d_p}{p} + \frac{dV_C}{V} = \frac{dm_c}{m_c} + \frac{dT_c}{T_c} \quad \text{(II.27)}$$

Si on suppose que la cellule de compression est isotherme, alors la forme différentielle de l'équation d'état se réduit à :

$$\frac{d_p}{p} + \frac{dV_C}{V} = \frac{dm_c}{m_c} \quad \text{(II.28)}$$

D'après :

$$m_c = \frac{p}{r}\frac{V_c}{T_c} \quad \text{(II.29)}$$

D'où :

$$dm_c = \frac{V_c}{T_c}\frac{d_p}{r} + \frac{p}{T_c}\frac{dV_c}{r} = \frac{1}{rT_c}(V_c dp + p dV_c) \quad \text{(II.30)}$$

Alors (II.24) devient,

$$\delta Q_c = -C_p T_{rc} dm_c + \frac{c_v}{r} dm_c + \frac{c_p}{r} p dV_c \quad \text{(II.31)}$$

$$\delta Q_c = \frac{V_c}{r} c_p \left(\frac{1}{\gamma} - \frac{T_{rc}}{T_c}\right) d_p + \frac{p}{r} c_p \left(1 - \frac{T_{rc}}{T_c}\right) dV_c \quad \text{(II.32)}$$

II.2.1.5 Cellule d'espace de détente

Si on applique l'équation (II.16) à cette cellule, on obtient :

$$\delta Q_h = -C_p T_{rh} dm_h + \frac{c_v}{r} dm_c + \frac{c_p}{r} p dV_h \quad \text{(II.33)}$$

Si $dm_h > 0$ alors $T_{rh} = T_{rh'}$ si non $T_{rh} = T_{rh}$ (II.34)

De la même manière que pour les cellules précédentes, on obtient la masse d'air et sa différentielle :

$$m_h = \frac{p}{r}\frac{V_h}{T_h} \quad \text{(II.35)}$$

$$dm_h = \frac{V_h}{T_h}\frac{d_p}{r} + \frac{p}{T_h}\frac{dV_h}{r} = \frac{1}{rT_c}(V_h dp + p dV_h) \quad \text{(II.36)}$$

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

II.3.2 Bilan du moteur

Pendant un tour de vilebrequin, les quantités de chaleur échangées au niveau des cellules de détente et de compression sont :

$Q_r = \oint \delta Q_r$ et $Q_h = \oint \delta Q_h$ obtenues après intégration des équations (II.32) et (II.33).

Avec les hypothèses faites $T_{c'} - T_c = T_{h'} - T_h$, une quantité de chaleur supplémentaire $Q_{S,h}$, à apporter par la source chaude, s'impose. Ce déficit est dû à l'inégalité des masses transférées aux interfaces cellule de compressions régénératrices et cellule de détente-régénérateur (masses volumiques différentes).

$$\oint \delta Q_r = \oint c_r T_{rc} dm_c + \oint c_r T_{rh} dm_h = Q_{s,h} \quad \text{(II.37)}$$

Le bilan global du moteur s'écrit :

$$W + Q_c + Q_h + Q_{s,h} = 0 \quad \text{(II.38)}$$

Le travail W représente celui effectué par le piston moteur au cours des deux opérations de compression et de détente. Il peut être calculé par l'expression :

$$dW = dW_c + dW_h \quad \text{(II.39)}$$

Après intégration :

$$W = W_c + W_h \quad \text{(II.40)}$$

Ce travail est aussi égal à :

$$W = \oint p dV \quad \text{(II.41)}$$

II.4 Simulation 2D du moteur Stirling FDT pour déterminer le coefficient h

On supposera que tous les modes de transferts sont négligés sauf que le transfert par convection.

La connaissance de la valeur du coefficient thermique convectif h permet de déterminer les flux de chaleurs échangées entre la source chaude $\dot{Q}_{sc}$ et source froide $\dot{Q}_{sf}$. Ce coefficient est alors déterminé par la simulation en 2D décrivant le mouvement du piston déplaceur entre la PMB et la PMH. Cette simulation est effectuée par le code de calcul Fluent modèle maillage dynamique.

Comme le montre la figure II.4, la quantité de chaleur fournit par la source chaude est récupérée par le fluide de travail (air). Cet apport de chaleur est illustré sur le diagramme de Clapeyron par l'étape 2→3. Dans cette étape, le piston déplaceur se déplace entre le PMB et

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

PMH permettant ainsi la circulation de l'air du côté froid au côté chaud et par conséquent l'air s'échauffe et sa température augmente de T_f à T_c

La quantité de la chaleur fournit par la source chaude est récupérée par le fluide de travail (air) selon la relation suivante :

$$Q_{sc} = Q_{air} \quad \text{(II.42)}$$

Avec :

$$Q_{sc} = hS(T_{sc} - T_{fi}).t_{mv} \quad \text{(II.43)}$$

Avec : t_{mv} le temps d'un mouvement du déplaceur de PMB au PMH

S est la section tel que :

$$S = \pi R^2 \quad \text{(II.44)}$$

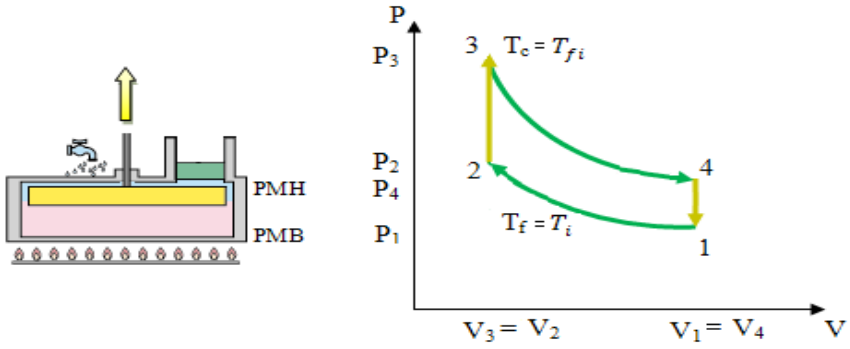


Fig. (II.4) : Apport de chaleur et cycle de Clapeyron

II.4.1 Calcule de t_{mv}

Une rotation complète du vilebrequin fait quatre temps, donc :

$$P_{er} = 4.t_{mv} \quad \text{(II.45)}$$

Donc le temps d'un mouvement donné par la relation suivante :

$$t_{mv} = \frac{P_{er}}{4} \quad \text{(II.46)}$$

Avec P_{er} est la période du moteur

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

II.4.2 Calcul de la période du moteur P_{er}

La période c'est le temps nécessaire pour un seul tour de vilebrequin.

Pour calculer la période moteur on utilise la relation suivante :

$$P_{er} = \frac{1}{\Omega} \quad \text{(II.47)}$$

Avec Ω est la vitesse de rotation (unité tour/s).

La quantité de la chaleur récupérée par l'air est donnée par la relation suivante :

$$Q_{air} = mc_v(T_{fi} - T_i) \quad \text{(II.48)}$$

Donc, a partir de l'équation (II.42) on a :

$$mc_v(T_{fi} - T_i) = hS(T_{sc} - T_{fi}).t_{mv} \quad \text{(II.49)}$$

Donc :

$$h = \frac{mc_v(T_{fi}-T_i)}{S(T_{sc}-T_{fi}).t_{mv}} \quad \text{(II.51)}$$

Donc, à partir des équations (II.50), (II.44), (II.45), on a :

$$h = \frac{4mc_v(T_{fi}-T_i)}{\pi R^2(T_{sc}-T_{fi})P_{er}} \quad \text{(II.52)}$$

II.5 Simulation 2D du moteur Stirling FDT pour déterminer le nombre de Reynolds

Le régime de l'écoulement dans le moteur Stirling est déterminé par la valeur du nombre de Reynolds, qui dépend de plus de la géométrie et de la nature du fluide. Ce régime d'écoulement a une influence sur tous les transferts qui ont lieu localement aux interfaces et dans les volumes de la machine. Le nombre de Reynolds dans l'espace de régénération (espace critique : passage étroit du gaz) est le suivant :

$$R_e = \frac{\rho u_{max} D_r}{\mu} \quad \text{(II.53)}$$

Avec :

D_r : est la largeur de l'espace de régénération

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

μ : est la viscosité dynamique du fluide

u_{max} : La vitesse du fluide (air)

II.5.1 Calcule la viscosité dynamique μ

La viscosité dynamique du l'air dépond de la température est s'exprime par la relation suivante [28]:

$$\mu = -7.877.10^{-12}.T^2 + 4.427.10^{-8}.T + 5{,}204.10^{-6} \quad \text{(II.54)}$$

Avec T la température instantanée du gaz en K.

II.5.2 Calcule la vitesse du fluide

La vitesse de déplacement du fluide s'exprime par la relation :

$$P_{hy} = \frac{1}{2}\,\rho\,{u_{max}}^2 \quad \text{(II.55)}$$

Donc :

$$u_{max} = \sqrt{\frac{2\,P_{hy}}{\rho}} \quad \text{(II.56)}$$

Avec :

P_{hy} : La pression la pression hydrodynamique

Donc : Après les équations (II.53), (II.54), (II.55)

$$R_e = \frac{\rho\sqrt{\frac{2\,P_{hy}}{\rho}}\,D_r}{-7.877.10^{-12}.T^2+4.427.10^{-8}.T+5{,}204.10^{-6}} \quad \text{(II.57)}$$

$$R_e = \frac{\sqrt{2\rho\,P_{hy}}\,D_r}{-7.877.10^{-12}.T^2+4.427.10^{-8}.T+5{,}204.10^{-6}} \quad \text{(II.58)}$$

II.6 Conclusion

Nous avons développé, dans ce chapitre, une étude énergétique du cycle de Stirling dans le cadre de la thermodynamique en dimensions physiques finies (TDF) et des relations thermodynamiques appliquées aux cycles du moteur Stirling.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

III.1 Introduction

La CFD (Computational Fluid Dynamics) est simplement le calcul numérique appliqué à la mécanique de fluides. Cela consiste à résoudre dans une géométrie donnée les équations fondamentales de la mécanique des fluides, les équations régissant les mouvements d'un fluide c'est-à-dire les équations traduisent la conservation de la masse et de la quantité de mouvement du fluide (équations de Navier-Stokes), ainsi que la conservation de son enthalpie. Il existe un certain nombre de codes tridimensionnels industriels, aux meilleures performances, permettant la prédiction d'écoulements de fluides (FLUENT, CFX, CATIA, TRIO,).

Nous allons nous *intéresser* dans *cette étude* au code Fluent. Le code Fluent est un logiciel de modélisation en mécanique des fluides. Ce logiciel est juste le solveur, il ne maille pas le système. Le maillage doit être réalisé avec un manilleur, (Gambit) par exemple qui est réalisé par le même éditeur. Le paramétrage se fait par une interface graphique. Ce logiciel permet la mise en place de script pour automatiser les processus de calcul. Fluent est sans doute le logiciel de simulation numérique de mécanique des fluides le plus abouti du marché. [29]

Le maillage utilisé dans le cadre de ce travaille est le maillage dynamique pour cela en utilise le langage C.

Pour faire la compilation on utilise le processus de compilation C++

III.2Présentation du code de calcul :

Le logiciel utilisé pour la modélisation 3D est CFD FLUENT [29]. Il est reconnu pour être l'un des principaux logiciels de type CFD (Computational Fluid Dynamics) utilisé pour des calculs multiphasiques complexes. Les logiciels CFD sont destinés à faire une analyse numérique des écoulements de fluide, des transferts de chaleur et des phénomènes qui leurs sont liés.

Le logiciel travaille de la façon suivante : le domaine de calcul est divisé en un grand nombre de cellules (ou volumes de contrôle), et dans chacune de ces cellules les équations aux dérivées partielles décrivant l'écoulement (les équations de Navier Stokes) sont intégrées sur chaque volume élémentaire. Elles mettent en relation la pression, la vitesse, la température et d'autres variables telles que la concentration des composants avec les valeurs des cellules

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

voisines. Ces équations sont alors résolues numériquement, donnant une image complète du fluide sur la grille de résolution.

Logiciel Fluent est basé sur la méthode volumes finis, qui permet la résolution des équations qui régissent les écoulements (équation de conservation de la masse, équation de quantité de mouvement, équation de l'énergie).

III.2.1.Le pré-processeur GAMBIT :

Il permet à l'utilisateur de construire la géométrie du domaine de calcul et de subdiviser ce dernier en petits volumes de contrôle ou cellules de calcul. L'ensemble de ces volumes élémentaires constitue le maillage. La définition des conditions aux limites appropriées, au niveau des cellules qui coïncident ou touchent la frontière du domaine de calcul, se fait également à ce niveau.

La génération du maillage dans le Gambit passe par deux étapes principales.

- La géométrie
- Le maillage

Au cours de génération du maillage du volume d'étude on passe par des instructions :

La création du volume et la définition de ces démentions.

Le maillage de volume.

- Débiner les conditions aux limites du domaine
- Exportation de maillage pour té par le code de calcule FLUENT

Tout d'abord, pour une géométrie de 2D un fichier de données qui contient les cordonnées cartésienne des pointes nécessaires pour la création de la géométrie ces points servent a créer des linges, et en suit les déférentes surfaces du domaine (Fig. III.1).

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

.

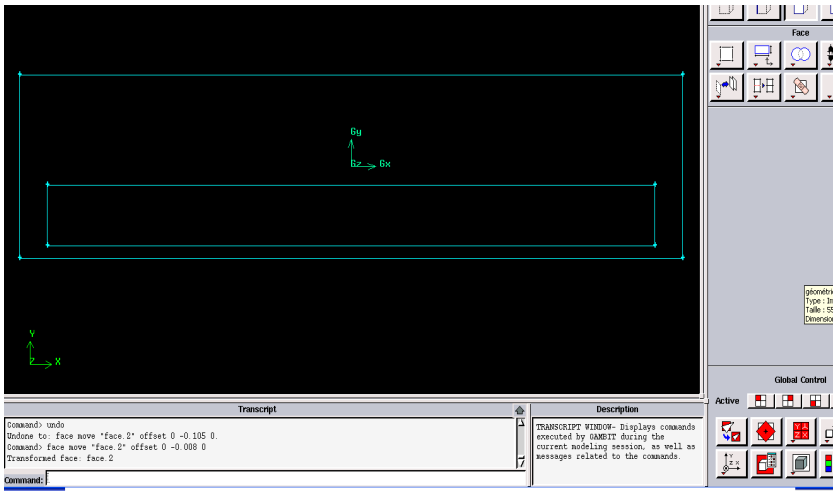


Fig. III.1 : La surface limitant de la géométrie (2D)

Pour une géométrie de 3D un fichier de données qui contient les cordonnées cartésienne des pointes nécessaires pour la création de la géométrie ces points servent a créer des linges, et en suit les déférentes surfaces du domaine et puis en crée le volume a partir des surfaces précidentes, (Fig.III.2)

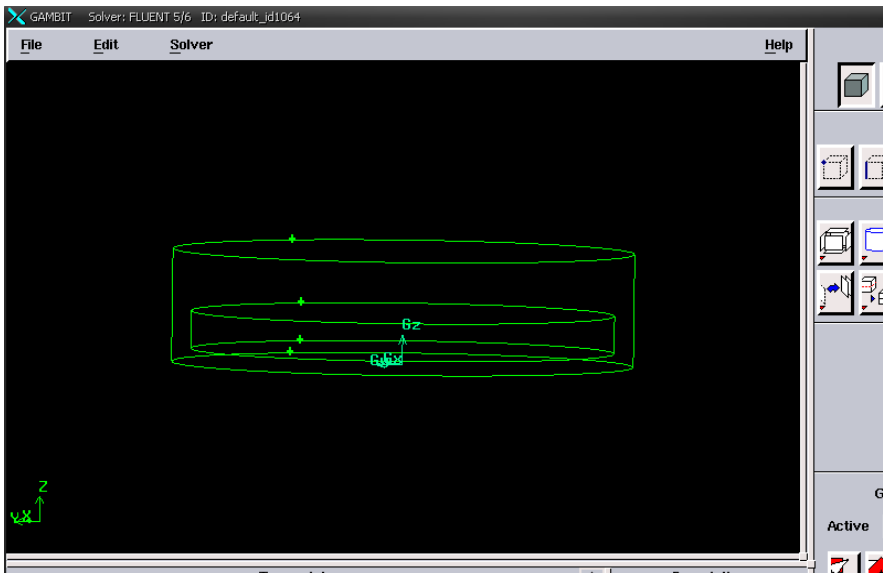


Fig. III.2 : La surface limitant de la géométrie (3D)

III.2.2 Le Solveur (Fluent Solver) :

Les équations discrétisées (Navier Stokes) y sont résolues et sont décrites sous forme :

[Convection] – [Diffusion] = [Sources] – [Pertes]

Pour des fluides incompressibles, les calculs se font en pression relative. Les étapes de calcul sont :

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

- Intégration des équations sur tout le volume de contrôle
- Discrétisation des équations : substitution des dérivées partielles par des approximations en différences finies ; transformation du système d'équation en système algébrique
- Résolution du système algébrique par itération ; utilisation d'un algorithme pour corriger la pression et les composantes de la vitesse afin d'assurer la continuité.

III.2.3 Le post-processeur :

Le Post-processeur permet de visualiser les différents résultats à l'écran (champs de vitesse, lignes de courant, profils de la surface libre …).

Le schéma suivant représente la structure générale de FLUENT :

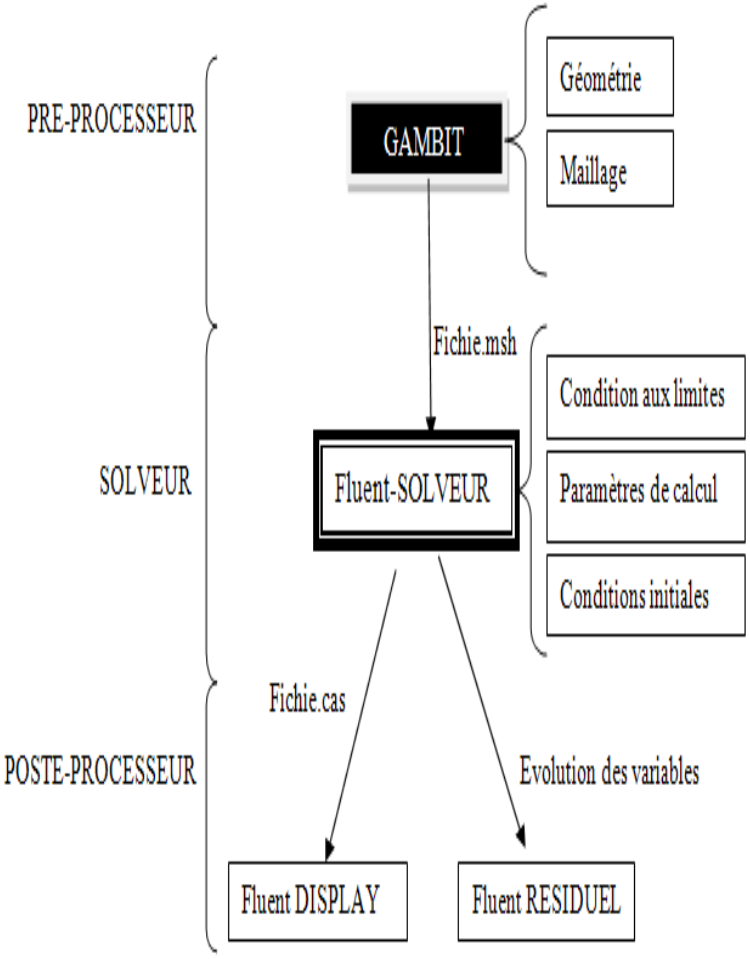


Fig. III.3 : Schéma récapitulatif du fonctionnement de la modélisation

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

III.3 Le langage C

Le C a été développé conjointement au système d'exploitation UNIX, dans les Laboratoires BELL, par Brian W Kernigham et Dennis M Ritchie [30], qui ont définit au cours des années 70, dans "The C Language", les règles de base de ce langage. Le but principal était de combiner une approche structurée (et donc une programmation facile) avec des possibilités proches de celles de l'assembleur (donc une efficacité maximale en exécution, quitte à passer plus de temps de programmation), tout en restant standard (c'est à dire pouvoir être implanté sur n'importe quelle machine). Puis ce langage a été normalisé (norme ANSI), cette norme apportant un nombre non négligeable de modifications au langage. Contrairement au Pascal, ce langage est principalement destiné aux programmeurs confirmés, il sera donc avare en commentaires et vérifications, supposant que le programmeur sait ce qu'il fait.

III.3.1 Le processus de compilation

Le C++ est un langage compilé, c'est à dire qu'il faut :

- entrer un texte dans l'ordinateur (à l'aide d'un programme appelé EDITEUR, par exemple kwrite ou le blocnotes),
- le traduire en langage machine (c'est à dire en codes binaires compréhensibles par l'ordinateur) : c'est la compilation (nous utiliserons le compilateur g++),
- l'exécuter.

III.4 Maillage :

La notion de maillage est la première tâche dans une modélisation numérique (discrétisation du domaine de calcul), repose sur la reformulation des équations de conservation sur des volumes Ω_n élémentaires ou discrets, appelés éléments ou mailles, associés à des nœuds de discrétisation, qui sont les points des résolutions des équations discrètes. C'est-à-dire de passer d'un espace indéfini à un espace bien défini. Ces points peuvent être aussi bien placés aux sommets des éléments qu'en leurs centres ou encore sur les faces, selon la méthode de discrétisation utilisée. Il existe différents types de maillage qui correspond à des mailles ou éléments de formes différentes.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Sous Gambit, on peut utiliser plusieurs types de maillages :

- maillage structuré

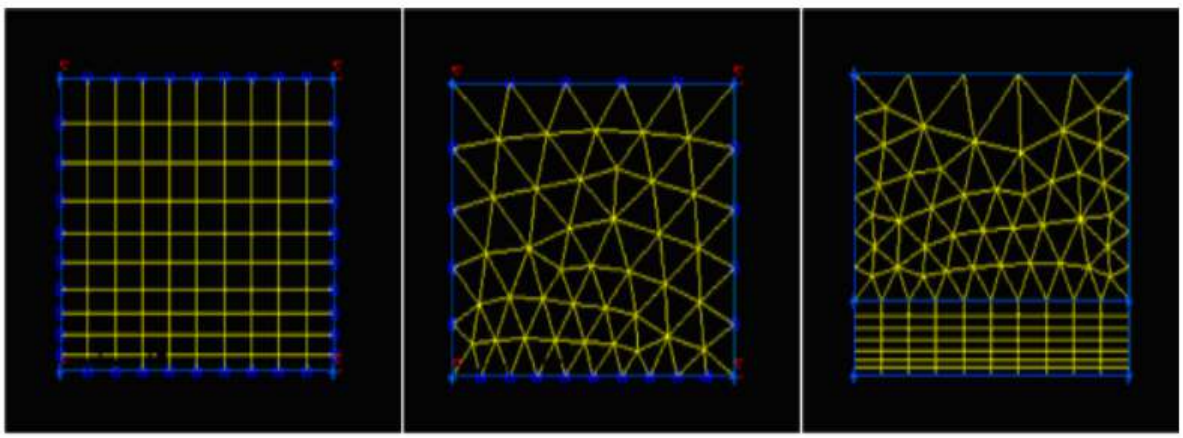
Un maillage structuré est généralement composé de mailles quadrilatérales en deux dimensions (2D ou maillage surfacique) et hexaédriques en trois dimensions (3D ou maillage volumique).

- maillage non structuré

Tandis qu'un maillage non-structuré va être composé de mailles quadrilatérales ou triangulaires en 2D et hexaédriques ou tétraédriques en 3D.

- maillage hybride

Dans un maillage hybride, les mailles proches des parois sont des quadrilatères en 2D et des hexaèdres en 3D et les mailles du reste du domaine sont des triangles en 2D et des tétraèdres en 3D. Près de la paroi, il est nécessaire d'avoir des mailles de très petites tailles pour bien modéliser les écoulements à cet endroit, cette particularité est d'autant plus importante en régime turbulent, on l'appelle "l'inflation".



Maillage structuré **Maillage non structuré** **Maillage hybride**

Fig. III.4 : Les trois types de maillages.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

III.4.1 Le maillage dynamique

Le maillage dynamique est utilisé lorsqu'une frontière du domaine se déplace ou se déforme

Dans le cadre de notre travail, nous avons un déplaceur qui déplace de point mort bas (source chaude) jusqu'à point mort haut (source froide).

Pour une géométrie de 2D, nous avons utilise un maillage triangulaire (Fig. III.5)

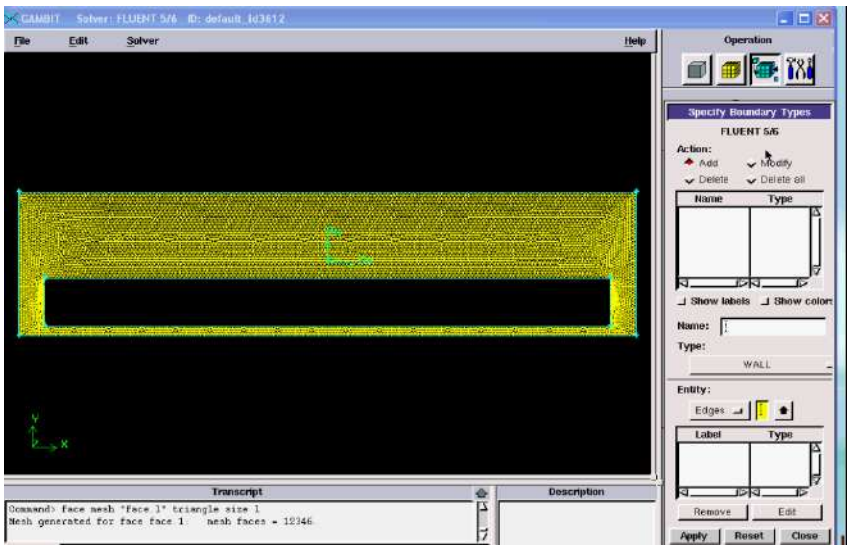


Fig. III.6 : maillage du système sous Gambit (2D)

Pour une géométrie de 3D, nous avons utilisé un maillage cylindrique structuré de forme tétraédrique hexaèdre (Fig. III.6)

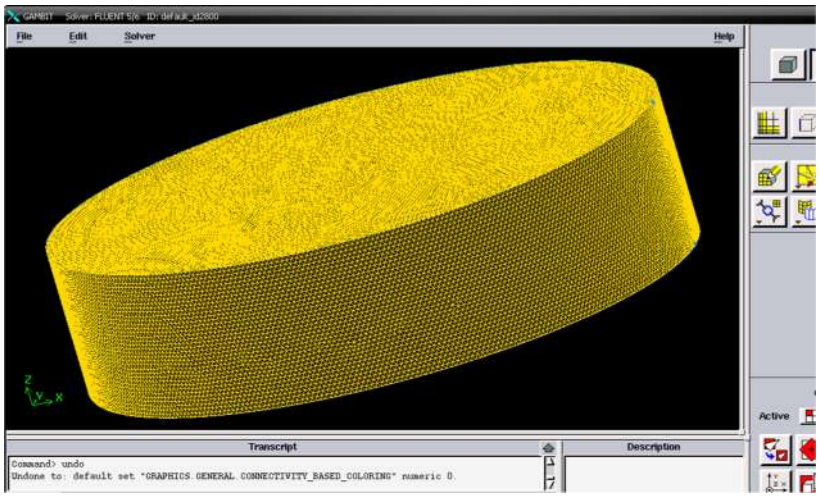


Fig. III.6 : maillage du système sous Gambit (3D)

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

III.5 Modèle numérique :

En vue du passage d'un problème exact (continu) au problème approché (discret), on dispose de plusieurs techniques concurrentes et complémentaires : les différences finies, les éléments finis et les volumes finis. Chacune de ces trois méthodes correspond à une formulation différente des équations de la physique :

- équilibre des forces en chaque point pour les différences finies
- minimisation de l'énergie ou principe des travaux virtuels pour les éléments finis
- loi de conservation et calcul des flux pour la méthode des volumes finis.

III.5.1 Méthode des volumes finis :

Une grande majorité des codes commerciaux, actuellement disponible, résolvent les équations de conservation en variable primitives en emploient la méthode des volumes finis. Dans cette méthode, le domaine considéré est divisé en volumes finis, un seul volume entoure un nœud du maillage. Les équations de conservation sont intégrées sur chaque volume fini. La variation d'une grandeur entre le centre de deux volumes finis adjacents peut être linéaire, quadratique, ou constante dans chaque volume fini. Cette méthode a quelques points de similitude avec la méthode des différances finies.

La méthode des volumes finis, comporte essentiellement :

- La discrétisation du domaine considéré en volume de contrôle ;
- La formulation intégrale des équations différentielles aux dérivées partielles ;
- Le choix d'un schéma représentant la variation de la quantité physique et l'assemblage des diverses équations ;

III.5.1.1 Présentation générale de la méthode :

La méthode des volumes finis consiste à intégrer les équations de conservation des différentes grandeurs physiques ayant la forme générale

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi) + \mathrm{div}\left(\rho\phi\vec{U}_j\right) = \mathrm{div}(\Gamma\,\mathrm{grad}\phi) + S_\phi \qquad (III.1)$$

$\frac{\partial}{\partial t}(\rho\phi)$ → Terme temporel

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

$\mathrm{div}(\rho\phi\vec{U}_j)$ → Terme de convection

$\mathrm{div}(\Gamma\,\mathrm{grad}\vec{\phi})$ → Terme de diffusion

S_ϕ → Terme de source

À l'intérieur de petits éléments de volumes, en veillant à ce que le flux d'une grandeur à travers un élément de surface soit le même pour les deux volumes adjacents. Les équations sont mises sous forme linéaire de façon à être résolues par une méthode matricielle. Si on appelle P le point considéré, les points adjacents sont les points Est E, Ouest W, Sud S et Nord N.

Les faces du volume sont dénommées de la même façon e, w, s et n .Une des particularités de cette méthode est d'utiliser des maillages décalés (staggered grid) n suivant les grandeurs considérées (fig. III.5).

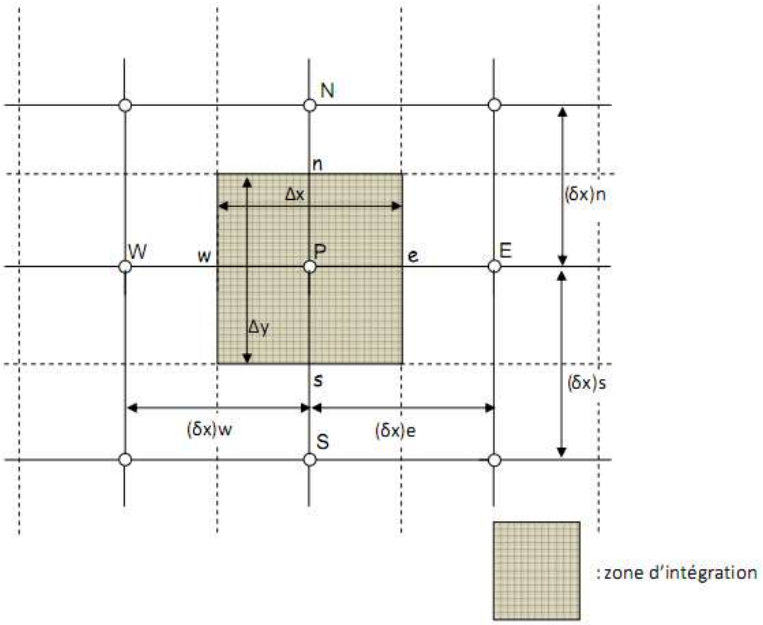


Fig. III.5 : Zone d'intégration de la méthode aux volumes finis

La taille de la zone d'intégration est :

$$\Delta S = \Delta x \Delta y \text{ avec } \Delta x = \frac{(\delta x)w + (\delta x)e}{2} \text{ et } \Delta y = \frac{(\delta x)s + (\delta x)n}{2}$$

Nous venons de voir que, pour chaque variable ϕ, l'équation de transport s'écrit dans le cas bidimensionnel :

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \phi) + \frac{\partial}{\partial y_j}(\rho v_j \phi) = \frac{\partial}{\partial x_j}\Gamma\frac{\partial \phi}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial y_j}\Gamma\frac{\partial \phi}{\partial y_j} + S_\phi \qquad (III.2)$$

Cette équation va être intégrée sur la surface représentée sur la figure IV.5 est discrétisée et le système d'équations aux dérivées partielles est résolu pour chaque valeur successive de ϕ. Le système prend alors la forme d'une équation très condensée.

L'équation (III.2) peut être écrire sous la forme :

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(J_x) + \frac{\partial}{\partial y_j}(J_y) = S_\phi \qquad (III.3)$$

J_x et J_y, sont les flux totaux (convection et diffusion) par unité de surface dans les directions x et y. La discrétisation consiste à transformer l'équation différentielle de transport en un système d'équations algébriques. L'équation (III.3)est d'abord intégrée sur le volume de contrôle :

$$\int_s^n \int_w^e \left(\frac{\partial J_x}{\partial x} + \frac{\partial J_y}{\partial y}\right) dxdy = \int_s^n \int_w^e S_\phi dxdy \qquad (III.4)$$

Pour pouvoir approximer l'équation sous forme algébrique, on considère les hypothèses suivantes :

- La variable généralisée ϕ varie linéairement entre les nœuds principaux dans les deux directions ;
- Les termes convectifs et diffusifs sont uniformes à travers les faces correspondantes ;
- Le terme source est uniforme sur le volume de contrôle ;

L'intégration du terme convectif et diffusif et le terme source pour tout le volume de contrôle est :

$$I = \int_s^n \int_w^e \left(\frac{\partial J_x}{\partial x} + \frac{\partial J_y}{\partial y}\right) dxdy$$

$$I = \int_s^n \int_w^e \frac{\partial J_x}{\partial x} dxdy + \int_s^n \int_w^e \frac{\partial J_y}{\partial y} dxdy$$

$$I = [(J_x)_e + (J_x)_w] \int_s^n dy + \left[(J_y)_n + (J_y)_s\right] \int_e^s dx$$

$$I = (J_x)_e \Delta y - (J_x)_w \Delta y + (J_y)_n \Delta x - (J_y)_s \Delta x$$

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Si on pose : $\begin{cases} J_e = (J_x)_e \Delta y \\ J_w = (J_x)_w \Delta y \end{cases} \quad \begin{cases} J_n = (J_y)_n \Delta x \\ J_s = (J_y)_s \Delta x \end{cases}$

Donc l'expression devient :

$$I = J_e - J_w + J_n - J_s \qquad (III.5)$$

Pour l'intégration du terme source :

$$\int_s^n \int_w^e S_\phi dxdy = \overline{S_\phi} \Delta V$$

Où $\overline{S_\phi}$ est la valeur moyenne du terme source sur ce volume, ΔV est le volume du volume de contrôle.

$$S_\phi = S_c + S_p \qquad (III.6)$$

Où S_c est la partie constante qui ne dépend pas explicitement de ϕ_p, $S_p$est la pente de ϕ_p.

La forme stationnaire de l'équation (III.2)est :

$$J_e - J_w + J_n - J_s = \left(S_c + S_p \phi_p\right) \Delta x \Delta y \qquad (III.7)$$

III.5.2 La discrétisation :

Le principe de la discrétisation consiste à remplacer un problème continu, représenté par une équation aux dérivées partielles, par un ensemble fini de valeurs discrètes. Pour cela on discrétise tout d'abord le domaine de calcul, en un ensemble fini de points ou de volume au moyen d'un maillage. Les valeurs discrètes sont des valeurs moyennes de distribution constantes ou linéaires par morceau sur des volumes finis.

III.5.2.1 Linéarisation de l'équation discrétisée :

La linéarisation de l'équation (III.1) donne:

$$a_p \phi_p = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \qquad (III.8)$$

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

a_p et a_{nb} sont des coefficients.

nb Représente les indices des cellules voisines.

ϕ_p Est la valeur d'une variable scalaire au centre de la cellule.

Cette équation est à écrire pour chaque cellule de centre P du domaine.

A l'exception des cellules adjacentes aux limites du domaine, les autres cellules ont un nombre de faces égal au nombre de cellules avoisinantes. Des équations similaires peuvent être écrites pour chaque cellule du maillage. Cela donne des équations algébriques avec une matrice de coefficients disperses (sparse coefficients matrix). "Fluent" résout ce système linéaire en utilisant un solveur ponctuel implicite d'équations linéaires (Gauss-Seidel).

III.5.2.2 Schéma de discrétisation spatiale :

Le schéma numérique de discrétisation consiste en l'interpolation de la valeur ϕ au milieu de la maille soit au choix de la fonction de l'interpolation de la variable calculée au milieu de la maille

$$\phi_e = f(\Phi_E, \Phi_P), \Phi_w = f(\Phi_W, \Phi_P)$$
$$\phi_n = f(\Phi_N, \Phi_P), \Phi_s = f(\Phi_S, \Phi_P)$$

Les profils approximatifs décrivant la variation de ϕ entres les nœuds, sont exprimés par la fonction $A(|P|)$ spécifique pour chaque schéma numérique.

Cinq schémas sont été cités par Patankar (1980) et sont résumés dans le tableau (III.1) [31]

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Tableau (III.1**):** Les différents schémas de discrétisation [31].

Schéma	Formule de A(|P|)	Expressions des différents coefficients
Différences centrées	$A(\|P\|) = 1 - 0.5\|P\|$	$A_E = D_e.\|\|0, (1 - 0.1\|P\|)^5\|\| + \|\|-F_e, 0\|\|$ $A_W = D_w.\|\|0, (1 - 0.1\|P\|)^5\|\| + \|\|F_w, 0\|\|$ $A_N = D_n.\|\|0, (1 - 0.1\|P\|)^5\|\| + \|\|-F_n, 0\|\|$ $A_S = D_s.\|\|0, (1 - 0.1\|P\|)^5\|\| + \|\|F_s, 0\|\|$
Upwind	$A\|P\| = 1$	$A_E = D_e + \|\|-F_e, 0\|\|$ $A_W = D_w + \|\|F_w, 0\|\|$ $A_N = D_n + \|\|-F_n, 0\|\|$ $A_S = D_s + \|\|F_s, 0\|\|$
Hybride	Schéma couplé de deux schémas Des différences centrées et upwind • P< -2 et P > 2 : upwind • -2 < P < +2 : différences centrées $A(\|P\|) = \max(0.0, 1.0 - 0.5\|P\|)$	$A_E = \max(0, 1 - 0.5\|P_e\|).D_e + \max(-F_e, 0)$ $A_W = \max(0, 1 - 0.5\|P_w\|).D_w + \max(F_w, 0)$ $A_N = \max(0, 1 - 0.5\|P_n\|).D_n + \max(-F_n, 0)$ $A_S = \max(0, 1 - 0.5\|P_s\|).D_s + \max(F_s, 0)$
Exponentiel	$A\|P\| = \frac{(\|P\|)}{e^{(\|P\|)} - 1}$	$A_E = \frac{(F_e)}{\exp\left(\frac{F_e}{D_e}\right) - 1}$ $A_W = \frac{(F_w)}{\exp\left(\frac{F_w}{D_w}\right) - 1}$ $A_N = \frac{(F_n)}{\exp\left(\frac{F_n}{D_n}\right) - 1}$ $A_S = \frac{(F_s)}{\exp\left(\frac{F_s}{D_s}\right) - 1}$
Loi de puissance	$A\|P\| = \|\|0, (1 - 0.1\|P\|)^5\|\|$	$A_E = D_e.\|\|0, (1 - 0.1\|P\|)^5\|\| + \|\|-F_e, 0\|\|$ $A_W = D_w.\|\|0, (1 - 0.1\|P\|)^5\|\| + \|\|F_w, 0\|\|$ $A_N = D_n.\|\|0, (1 - 0.1\|P\|)^5\|\| + \|\|-F_n, 0\|\|$ $A_S = D_s.\|\|0, (1 - 0.1\|P\|)^5\|\| + \|\|F_s, 0\|\|$

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

III.5.4 Critère de convergence :

Une procédure est convergente si toute erreur tend à décroître au cours des itérations. Elle converge lorsque les itérations ne produisent plus de changements significatifs sur les variables selon un critère qui doit être défini par l'utilisateur. Le critère de convergence est donc utilisé pour stopper le processus itératif lorsqu'il est satisfait.

Le critère de convergence utilisé par le code de calcul repose sur le résidu de l'équation de continuité. En toute rigueur, le résidu correspond à la somme, sur toutes les mailles, de l'erreur effectuée sur l'équation discrétisée lorsque les variables déterminées par le processus sont réintégrées dans l'équation discrétisée. Les valeurs ϕ sont obtenues à l'issue de l'itération n. Pour éviter d'apporter des corrections trop grandes à ces grandeurs, et ainsi diminuer les risques de divergence du calcul, les nouvelles valeurs de ϕ utilisées pour l'itération $(+1)$ sont calculées comme suit :

$$\phi^{\square} = \beta\,\phi + (1-\beta)\phi^{(n-1)} \qquad (III.9)$$

$\phi^{(n-1)}$ Est le résultat de l'itération$(n-1)$.

β Est appelé facteur de sous relaxation. Il est compris entre 0 et 1

III.5.5 Sous relaxation :

Pour les équations non linéaires, il est nécessaire de contrôler le changement d'un scalaire φ lors de la résolution. La sous relaxation réduit ce changement durant chaque itération. La nouvelle valeur dépend donc de la valeur précédente et de l'écart entre les deux valeurs :

$$\phi = \phi_{old} + \alpha\,\Delta\phi \qquad (III.10)$$

Où ϕ_{old} Ancienne valeur de ϕ et α Facteur de relaxation

III.5.6 Ordre de précision :

Dans tous ses versions, "Fluent" offre deux modes de calcul: le mode "double précision" et le mode "simple précision c'est le mode que l'on va utiliser. ". Dans le mode "double précision", les nombres à virgule flottante sont représentés en utilisant 64 bits, alors que le

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

mode "simple précision" utilise une représentation à 32 bits. Le revers de cette précision est que le premier mode requiert beaucoup plus de mémoire.

III.6 Conditions aux limites :

Un choix inadéquat de conditions limites ne pourra aboutir à un résultat correct les variables dans la mesure où les variables au sein du maillage dépendent des variables à ses frontières.

Les principales conditions limites utilisées pour une modélisation numérique sont les suivantes :

- La température de la source chaude est T_{sc}
- La température de la source froide est T_{sf}

III.6.1 Condition limite en source chaude :

Une Température T_{sc}est généralement imposée sur toute la source chaude du moteur Stirling.

III.6.2 Condition limite en source froide :

Une Température T_f est généralement imposée sur toute la source chaude du moteur Stirling.

III.6.3 Condition limite de paroi :

Pour les murs de l'ouvrage, la condition wall impose un flux normal à la surface égal à zéro. Les modèles de turbulence de type k-ε un traitement spécifique est nécessaire près des murs et du fond, plus précisément dans la couche limite.

III.6.4 Conditions initiales :

Les conditions initiales sont bien souvent occultées dans les articles traitant de la modélisation numérique. Pourtant, elles jouent elles aussi un rôle très important, non seulement en ce qui concerne le temps de calcul, mais également concernant la convergence vers la solution physique. Le processus de calcul étant itératif, il faut imposer une « solution » de départ à partir de laquelle les itérations vont débuter. Si la solution initiale est très éloignée de la solution physique recherchée, alors le temps de calcul nécessaire pour y parvenir sera très important.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

III.7 conclusion

Dans ce chapitre nous avons présenté la méthode numérique de résolution, aussi nous avons présenté les démarches de maillage sous « Gambit», aussi que les démarches suivies dans le code utilisé « FLUENT» pour arriver aux résultats numériques.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

IV.1 Introduction

Ce chapitre est composé de quatre parties :

La première est consacrée à la validation de nos résultats avec les résultats obtenus par Nadia Martaj en 2008 [12].

La deuxième partie que nous avons examinées est l'influence du maillage sur la solution, premièrement nous avons utilisé une simulation trois dimensionnelle mais malheureusement le maillage trois dimensionnelles demande un maillage raffiné, ce dernier prend beaucoup de temps, (129600 seconds environ) pour un cycle de mouvement du piston, c'est pour ça on a utilisé le maillage deux dimensionnelles.

Dans la troisième partie de ce chapitre nous allons faire une comparaison entre les résultats obtenus de l'étude numérique avec des résultats obtenus expérimentalement ou numériquement.

La quatrième partie est une présentation de l'influence de quelques paramètres.

Dans nos résultats, on considérera les hypothèses suivantes :

- Températures constantes au niveau des espaces chaude et froide.
- évolution linéaire de la température dans le régénérateur
- régénération imparfaite
- pression instantanée uniforme dans les 3 espaces (chaud, froid et régénération).
- Nous supposons que le transfert de chaleur au niveau des sources chaude et froide est du type uniquement convectif
- Pour les températures imposées au niveau des parois des deux sources, nous avons imposé les températures chaude et froide Tc = 301k et T_f = 291k.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

IV.2 Validation de l'étude expérimentale de NADIA MARTAJ

L'étude numérique utilisée pour comparer les résultats de l'étude expérimentale qui a été faite en 2008 de variation du coefficient d'échange h ($w/m^2.k$) en fonction de la vitesse de rotation (tr/mn).

L'étude expérimentale s'est composée en 12 cas de teste conduit de diverses vitesses de rotation, allant de 24 tr/mn à 118 tr/mn, dans un moteur Stirling de type Gamma (Figure I.1).



Fig.(IV.1) : Moteur Stirling LTD [12]

Le fluide utilisé était l'air.

IV.2.1 Les démentions et les conditions aux limites

Les démentions et les conditions aux limites et initiales sont représentées dans les tableaux suivants :

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Tableau (IV.1) : Caractéristiques dimensionnelles du moteur

Variables	Description	Valeur	unité
C_{dep}	Course du Déplaceur	0.01	m
D_d	Diamètre du déplaceur	0.138	m
D_{cyl}	Diamètre du cylindre	0.145	m
E_{dep}	Épaisseur du déplaceur	0.013	m
E_{cyl}	Épaisseur du cylindre	0.025	m
E_{vm}	Épaisseur de volume mort chaud	0.001	m
E_{vf}	Épaisseur de volume mort froid	0.001	m

a) Conditions aux limites

Les conditions aux limites utilisées lors de la modélisation numérique sont : T_{sc} à la paroi de la source chaude et T_{sf} à celle du puits froid.

Tableau (IV.2) : conditions aux limites au moteur Stirling

Température (°k)	T_{sc}	T_{sf}
Valeur	301	290

b) Données initiales

Les caractéristiques physiques du gaz (ici l'air) imposées sont :

Tableau (IV.3) : Donnée initiales

C_p [j/kg.k]	C_v [j/kg.k]
1004.5	717.15

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

IV.3 Résultats et discutions

IV.3.1 Résultats de variation du coefficient d'échange en fonction de la vitesse de rotation.

Dans le tableau (IV.4) et figure (IV.2) sont reportés les résultats du coefficient du transfert convectif obtenus par simulation 2D par le code de calcul FLUENT et ce pour plusieurs valeurs de vitesse de rotation allant de 24 tr/mn jusqu'à 118 tr/mn, ces valeurs numériques ont été confrontées avec celles obtenues expérimentalement pour NADIA MARTAJ par les mêmes valeurs de vitesse.

Tableau (IV.4) : Résultats de révolution du coefficient d'échange expérimental et numérique en fonction de la vitesse de rotation du moteur

La vitesse de rotation Ω (tr/mn)	Le coefficient d'échange h(W/m^2.K) expérimentale [12]	Le coefficient d'échange h(W/m^2.K) numérique
24	10.75	12,89
30.47	14.25	14,88
38.14	17.75	16,64
40	17.51	17,39
44.41	21.75	21,15
51.64	23.9	21,66
62.18	24.39	22,51
71.43	24.05	24,06
74.72	24.35	25,17
88.11	26.55	26,62
96.31	27.05	28,67
111.73	30.05	31,04
118.34	31.75	31,36

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

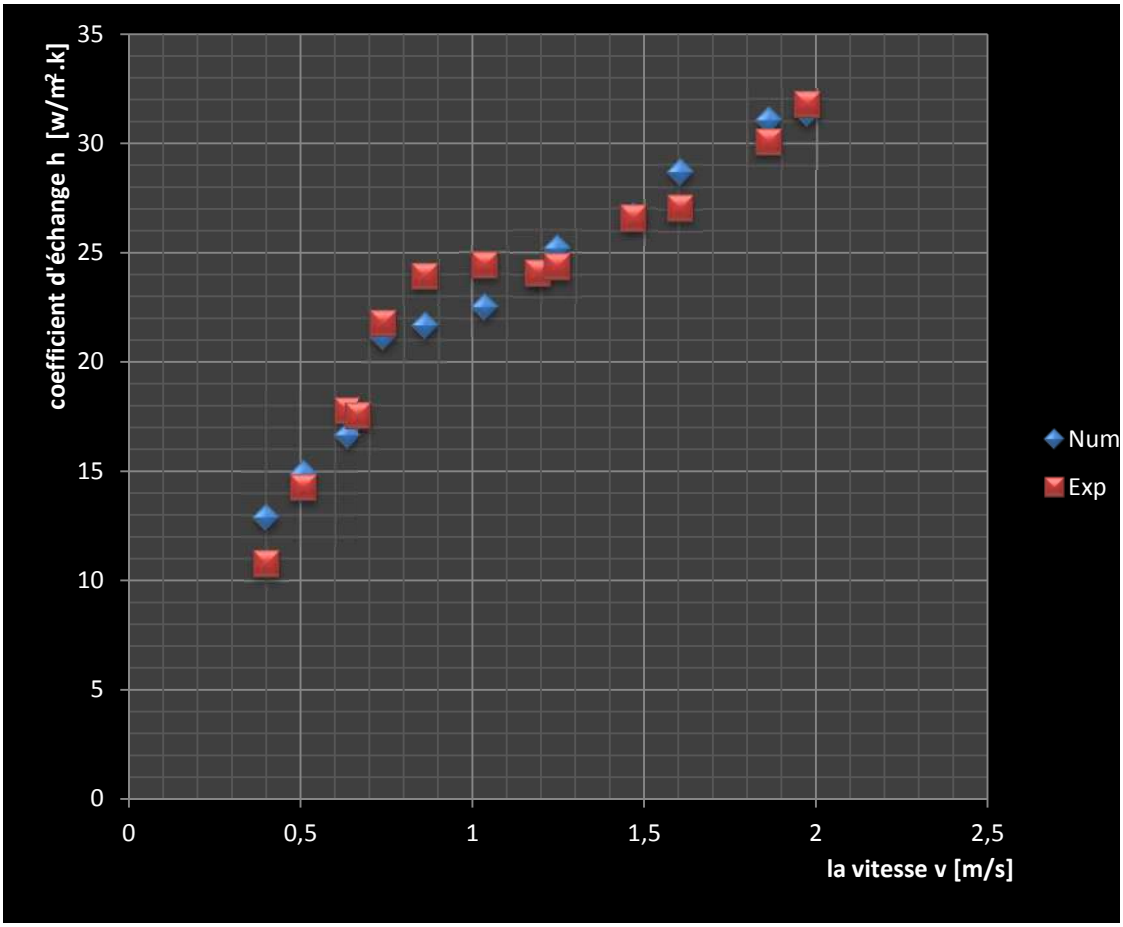


Fig. (IV.2) : Résultats de révolution du coefficient d'échange expérimental et numérique en fonction de la vitesse de rotation du moteur

Les résultats montrent un accord acceptable est obtenu comme résumé sur le tableau (IV.3), On observe une différence d'environ 0.04% jusqu'à 0.16%.

Cette différence est imputable, peut être à cause de l'erreur numérique, car la simulation est effectuée en géométrie 2 − D et le caractère tridimensionnel du prototype.

IV.4 Effet du maillage :

Avant de présenter les résultats obtenus, nous avons examiné l'influence du maillage sur la solution.

Pour étudier cette influence, plusieurs maillages sont pris en compte (16500, 26070, 34368).

Pr=0.76, Dr=0.007 [mm], v=71.43 [tr/mn],

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

La figure (IV-3) montre l'effet du maillage sur le nombre de Reynolds en fonction de la course du piston x.

La figure (IV-4) montre l'effet du maillage sur la viscosité dynamique en fonction de la course du piston x.

Pour toutes les figures (IV-3) et (IV-4) nous avons constaté la dépendance de la solution du maillage utilisé.

Pour minimiser le temps et le coût de calcul nous choisissons le maillage 26070 nœuds.

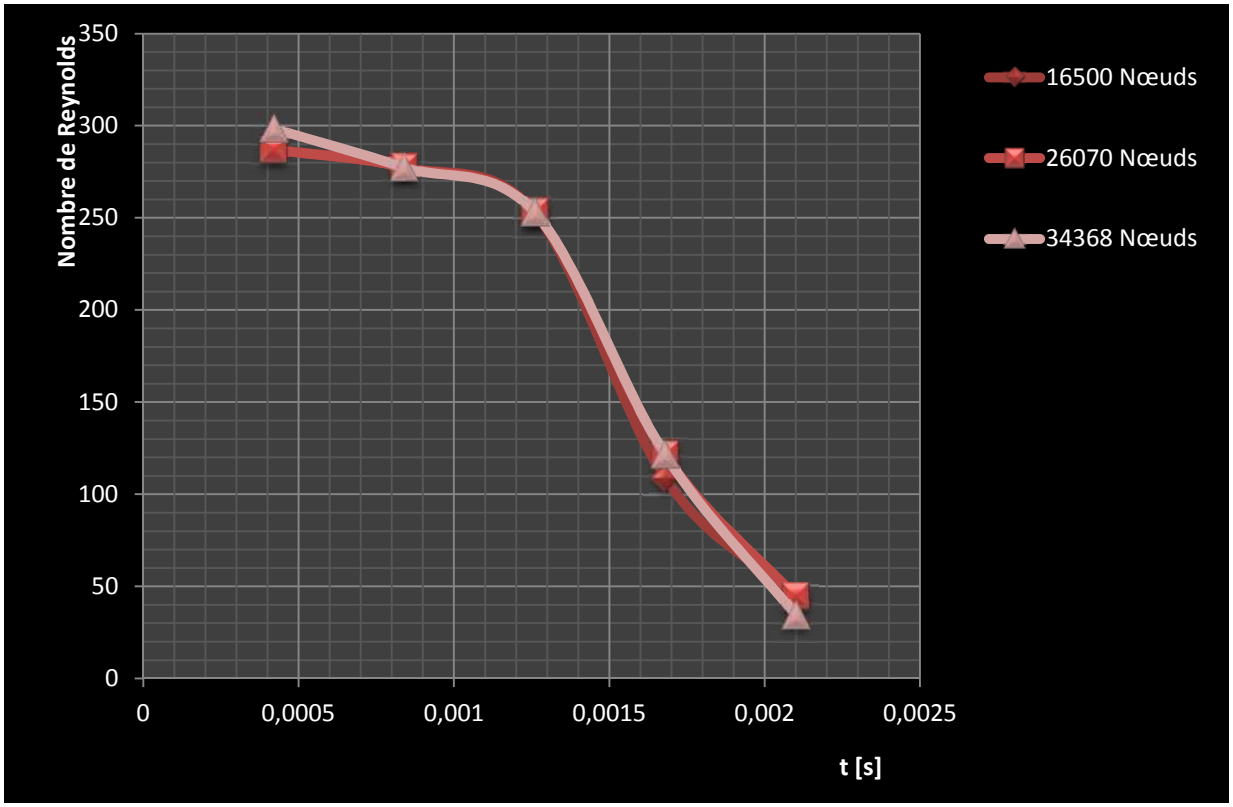


Fig. (IV.3) : Effet du maillage sur le nombre de Reynolds

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

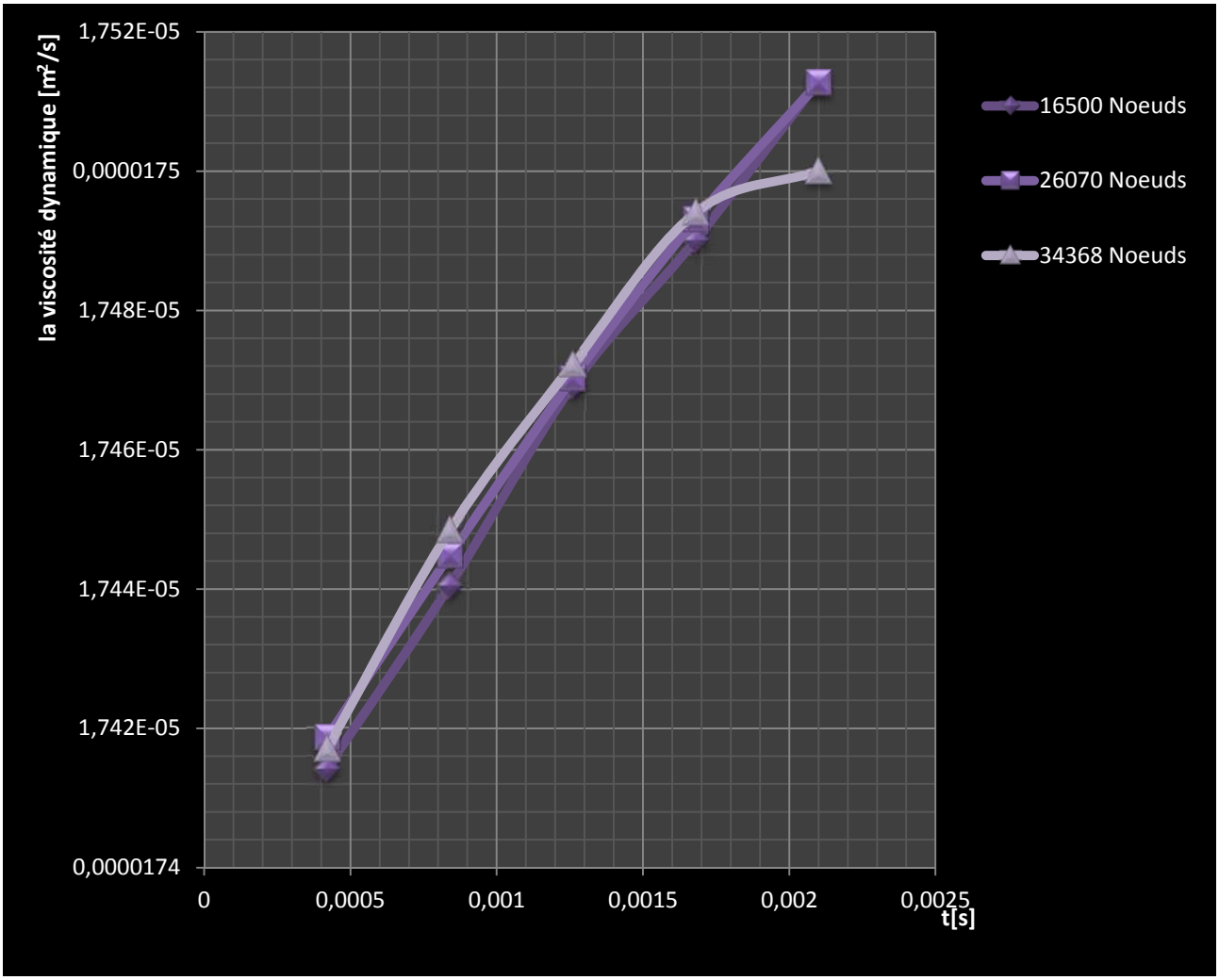


Fig. (IV.4) : Effet du maillage sur la viscosité dynamique du gaz de travail

IV.5 Évolution de la Température dans l'espace de compression et de détente et de régénérateur

Pour calculer la température dans l'espace de compression T_{comp} il faut calculer la température de la source froide T_f et la température du coté de déplaceur qui est proche de la source froide T_{df}, la température T_{comp} s'exprime par la relation :

$$T_{comp} = \frac{T_f + T_{df}}{2} \qquad \text{(IV.1)}$$

Pour calculer la température dans l'espace de détente T_{det} il faut calculer la température de la source chaude T_c et la température du coté de déplaceur qui est proche de la source chaude T_{dc}, la température T_{det} s'exprime par la relation :

$$T_{det} = \frac{T_c + T_{dc}}{2} \qquad \text{(IV.2)}$$

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Les résultats obtenus sont représentent dans le tableau (IV.5) :

Tableau (IV.5) : Température de compression et de détente

La course x[m]	T_f[k]	T_{df}[k]	T_{comp}[k]	T_c[k]	T_{dc}[k]	T_{det}[k]
0.0021	290	291,05	290	300,9985	290	296,02425
0.0063	294,31	301	294,0925	301	293,875	301
0.0105	290,375	297,5	290,375	300,999	290,375	299,2495
0.0147	296,75	301	296,625	301	296,5	301
0.0189	291,875	299,25	291,8225	300,99925	291,77	300,124625

IV.5.1 Évolution de la Température dans l'espace de compression

Les figures (IV.5) et (IV.6) présentent l'évolution des températures du gaz dans chacun des deux espaces de compression et de détente.

- La température de la paroi chaude (source chaude) est fixée à 301K, et la température de la paroi froide est fixée à 290k.
- On va essayer de confronter notre résultat avec des résultats expérimentaux de S. Bonnet et Nadia Martaj
- Nous avons obtenu des courbes ayant presque la même allure avec les résultats de Sébastien Bonnet figure (IV.7) .

- Nous pouvons voir que l'évolution de la température calculée suit à peu près celle de la température calculée par Nadia Martaj.
- L'amplitude de la température calculée est égale a l'amplitude de la température calculée par N.Martaj, l'amplitude presque 4°c.
- Les résultats de la révolution de la température parfaitement justifiées par le sens global des transferts de chaleur.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

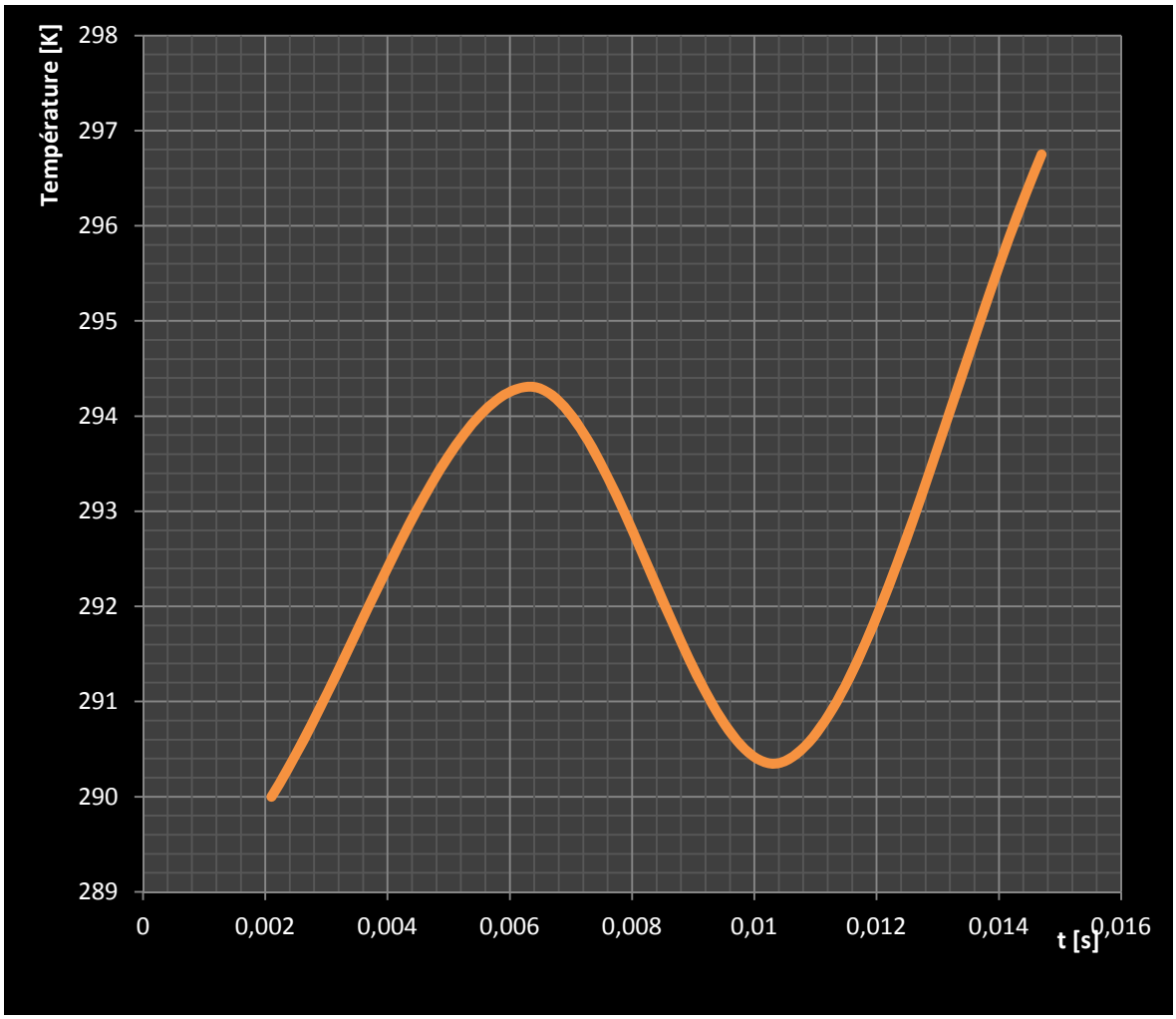


Fig. (IV.5) : Évolution de la Température dans l'espace de compression

IV.5.2 Évolution de la Température dans l'espace de détente

La figure (IV.6) montre le profil de la température dans l'espace froid du moteur à une vitesse de rotation v=71.43 [tr/mn].

- Nous remarquons que La température maximale est de 301k, la même que la température de la paroi de la source chaude.

- Ce résultat a été ramené sur un cycle, c'est à dire 360° de vilebrequin. L'évolution est tout à fait sinusoïdale. La température varie de 296 k à 301 k environ, Son amplitude est d'environ 5°C.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

- L'évolution de la température est sinusoïdale comme le mouvement de piston.
- La température dans l'espace de détente est moins élevée que celle de la paroi.

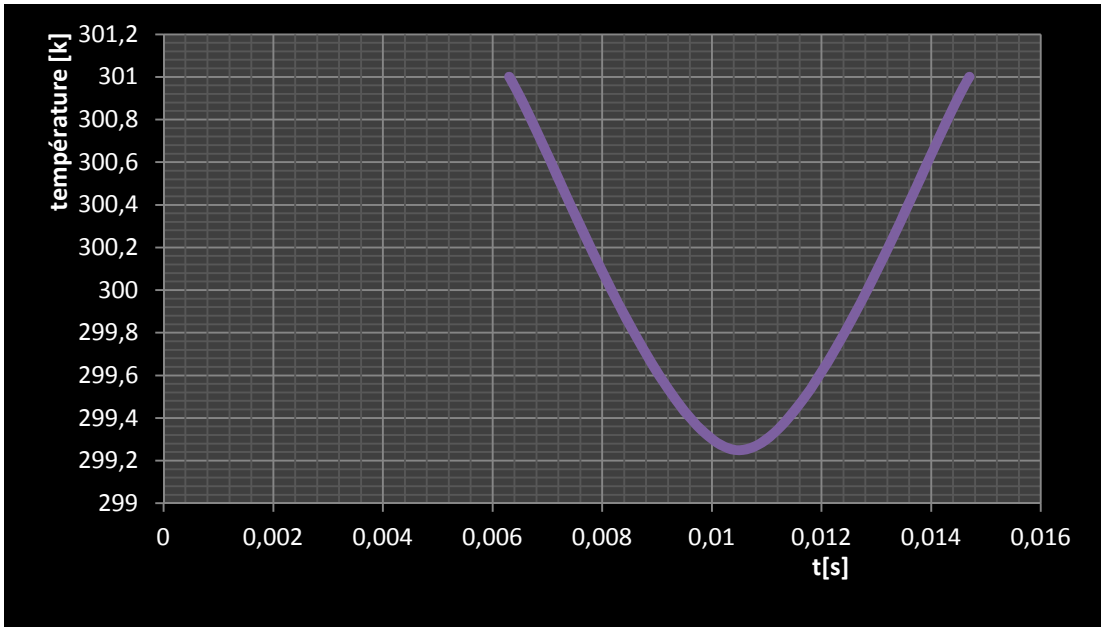


Fig. (IV.6) : Évolution de la Température dans l'espace de détente

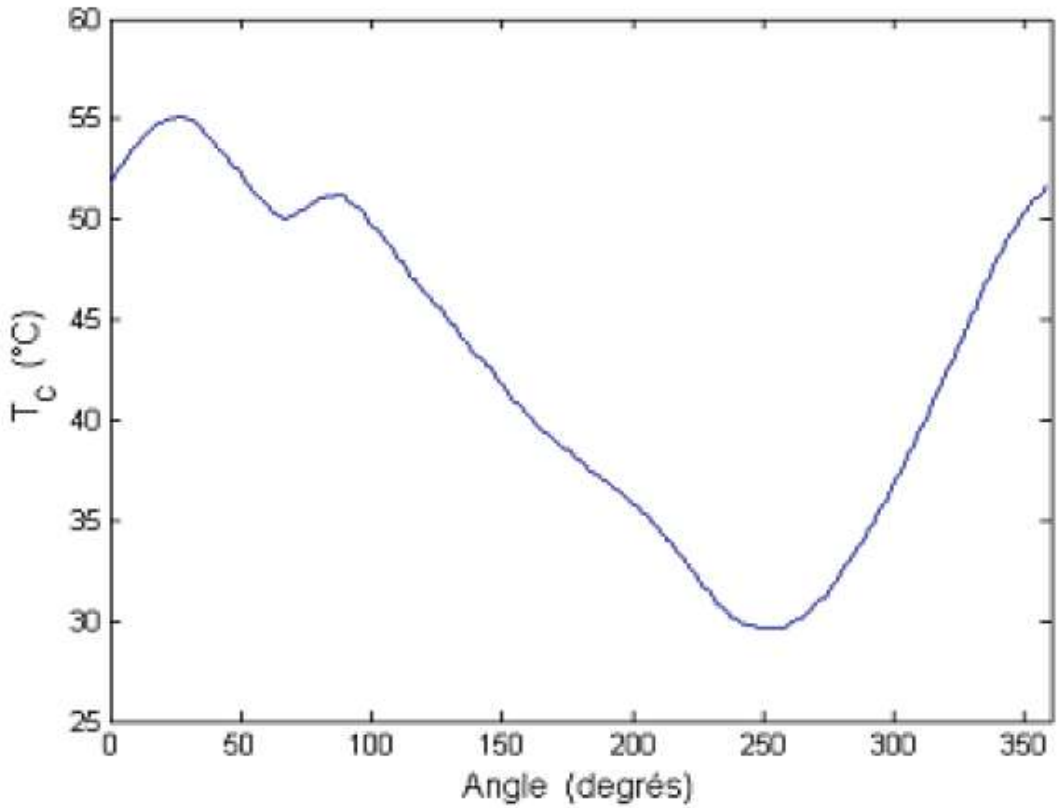


Fig. (IV.7) : Évolution de la température dans le cylindre de compression sur un cycle (résultat expérimentale [4])

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

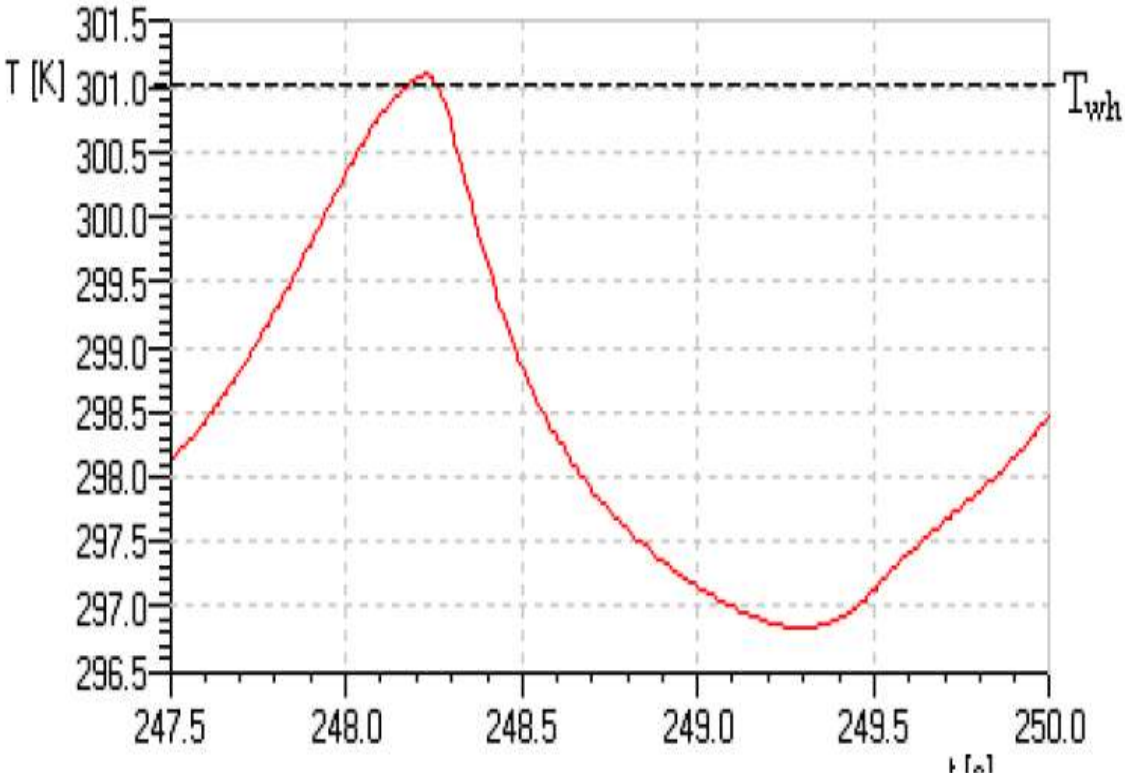


Fig. (IV.8) : Évolution de température du gaz dans l'espace de détente [12].

On remarque sur la figure (IV.6) que la trajectoire dans le plan est un périodique de forme sinusoïdale. Ce qui confirme les résultats théoriques et numériques trouvés par **Nadia Martaj** fig. (IV.8) **et Sébastien Bonnet** qui sont représentés dans la figure (IV.7). Toutefois, on signale quelques différences comme la valeur de l'amplitude avec N.Martaj (5°c).

IV.5.3 Évolution de la Température dans l'espace du régénérateur

- A l'interface refroidisseur-régénérateur, la température n'est pas constante.
- La température maximale est de 297.7 k environ, Son amplitude est d'environ 5° C dans notre cas.

Nous avons aussi tracé l'évolution de la température au niveau de l'interface réchauffeur régénérateur.

- De même, la température n'est pas constante L'amplitude de cette variation est de 5°C.
- La température maximale est de 300°C, presque la même que la température de la paroi de la source chaude.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

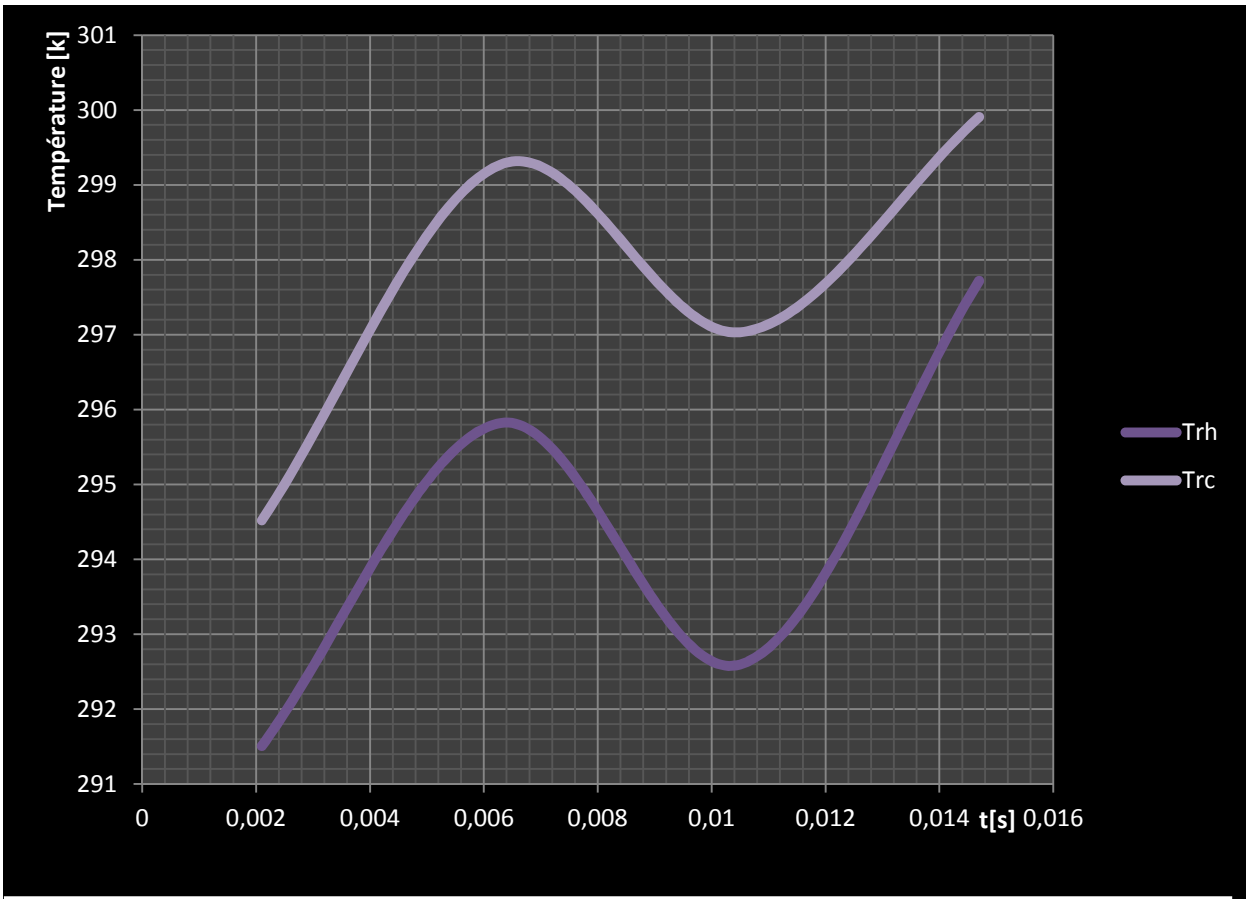


Fig. (IV.9) : Évolution de la température du gaz dans le régénérateur

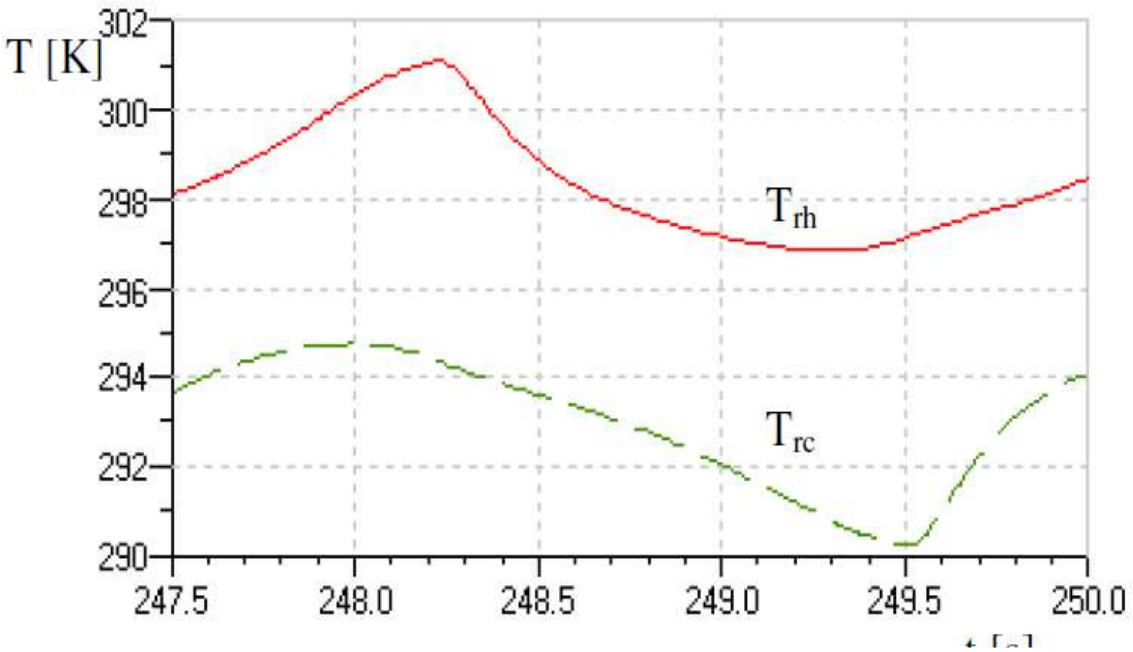


Fig. (IV.10) : Évolution de la température du gaz dans le régénérateur [12]

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

- On remarque sur la figure (IV.9) que la trajectoire dans le plan est un périodique de forme sinusoïdale. Ce qui confirme les résultats théoriques et numériques trouvés par **Nadia Martaj (**fig. (IV.10))
- On remarque aussi que l'amplitude de résultat de N.Martaj le même que notre résultat 5°c

IV.6 Nombre de Reynolds et vitesse moyenne du gaz de travail

IV.6.1Nombre de Reynolds

La figure (IV.11) est représente l'évolution du nombre de Reynolds en fonction de la position de déplacement du piston pour un cycle.

- Nous remarquons sur la figure (IV.11) deux discontinuités correspondant au changement de sens du débit au niveau de l'interface du refroidisseur et du réchauffeur.
- Le nombre de Reynolds maximal, pour le régénérateur, est 81.
- Pour de telle valeur du nombre adimensionnel Re, l'écoulement reste laminaire durant tout le cycle [4].

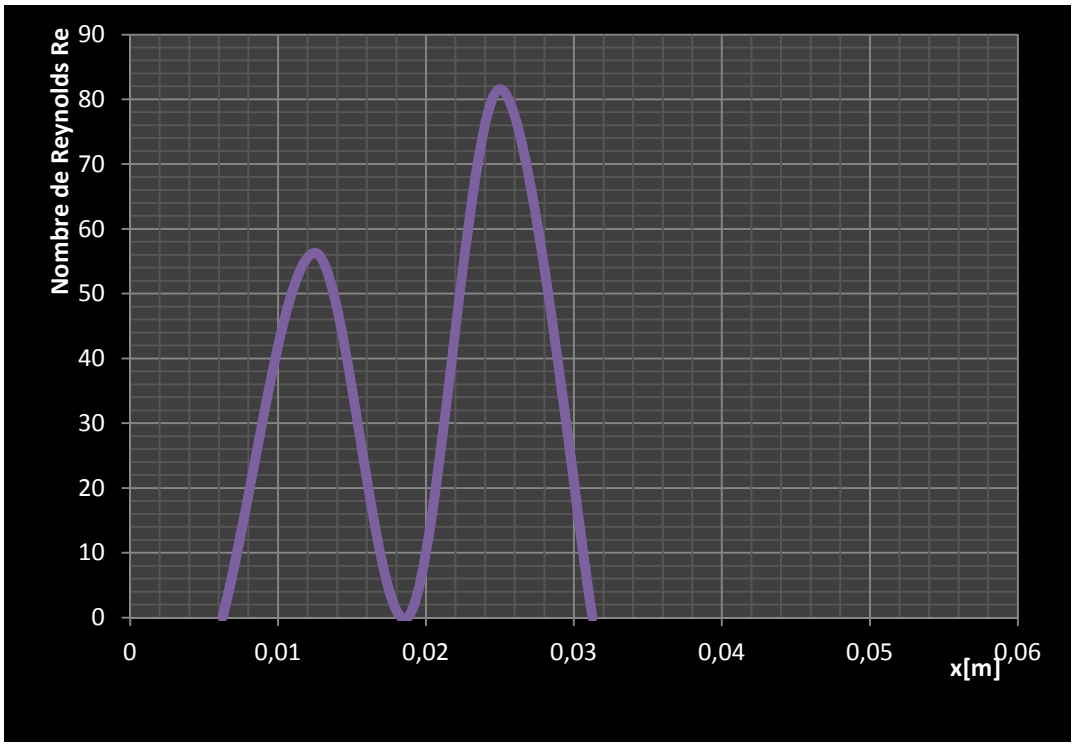


Fig. (IV.11) : Nombre de Reynolds en fonction de la position de déplacement du piston

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

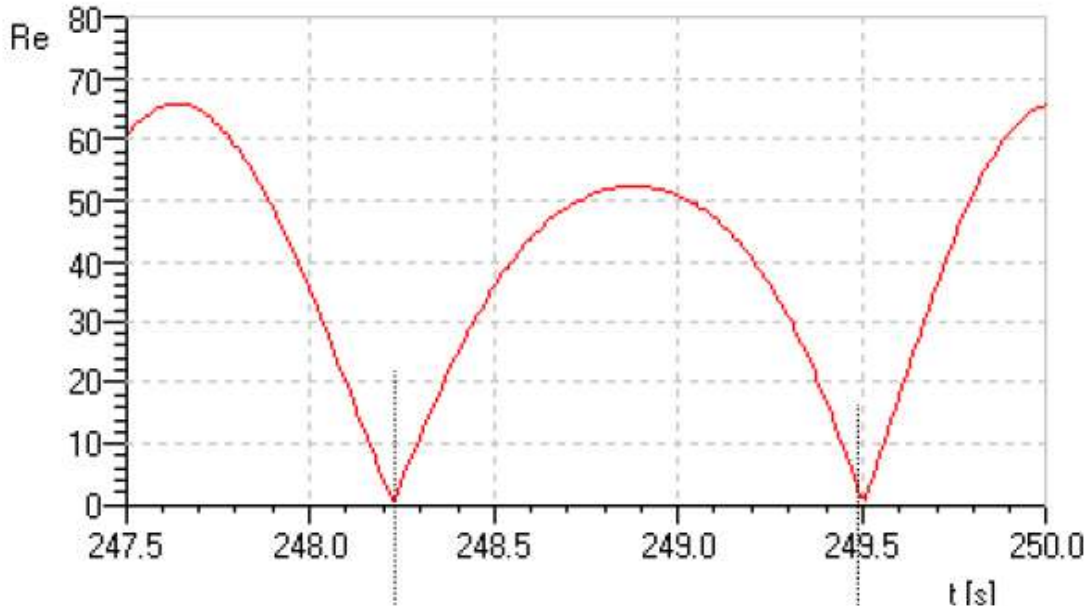


Fig. (IV.12) : Nombre de Reynolds en fonction du temps [12].

Dans la figure, on présente le profil de nombre de Reynolds en fonction du temps.

- On remarque que le nombre maximale de Reynolds est de 68 par contre le nombre de Reynolds maximale est 81, cette différence de valeur a cause de la vitesse de rotation qui a été choisi, pour notre étude est v=24 tr/mn, mais la vitesse qui est choisie par N. Martaj est malheureusement inconnue.

IV.6.2 vitesse moyenne du gaz de travail

La Figure représente l'Évolution de la vitesse du gaz en fonction du déplacement du piston dans le cylindre du moteur

- Les débits sont sinusoïdaux comme les mouvements des pistons.
- La vitesse du l'air maximal est 0.16m/s
- Dans la figure (IV.13) en présente l'évolution de la vitesse en fonction du temps, même allure présentée par notre étude sauf que la vitesse maximale c'est le même a cause de la différence de donnée pour la vitesse de rotation avec N. Martaj.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

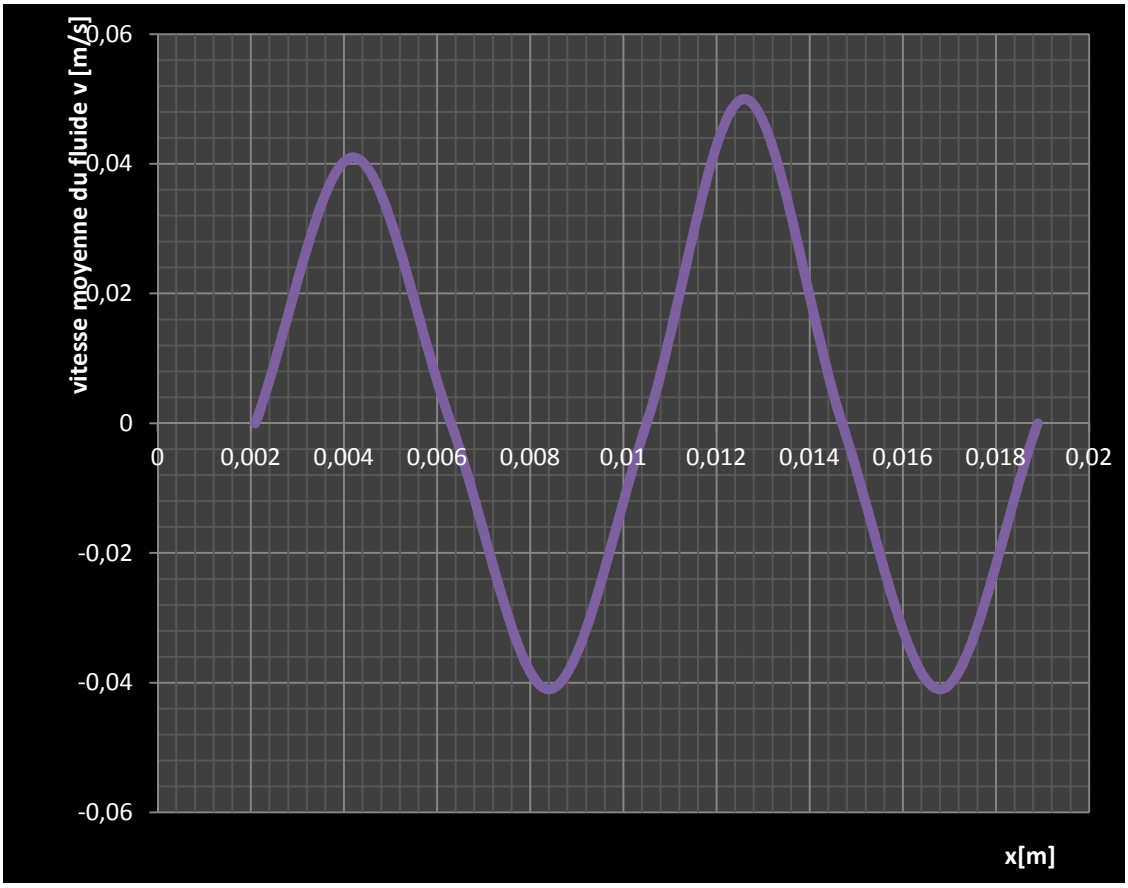


Fig. (IV.13) : évolution de la vitesse du gaz en fonction de déplacement du piston

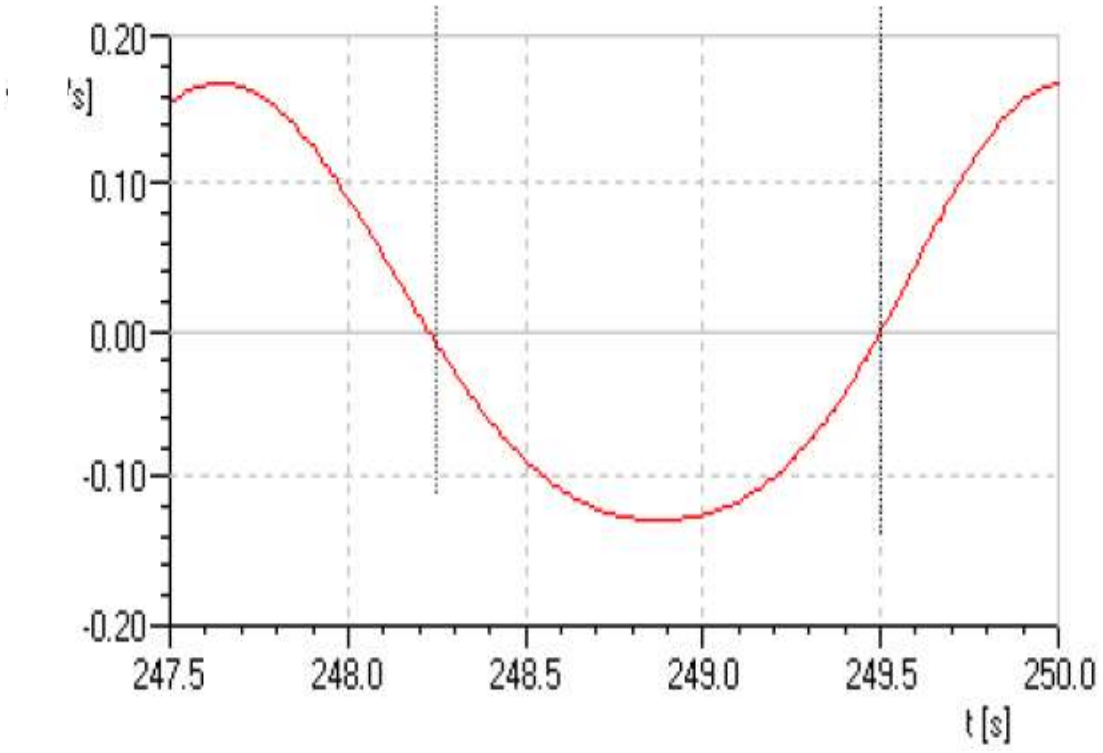


Fig. (IV.14) : Evolution de la vitesse du gaz en fonction de temps pour N.Martaj [12]

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

IV.7 Champ de la température

Nous représentons dans la figure (IV.15) les champs de température à plusieurs positions de déplacement du piston (0.00042 m, 0.00126m, 0.0021, 0.00294m, 0.00378m, 0.0042m) chaque position nous donne un angle de vilebrequin du piston.

Le champ de température (IV.15) illustre de passage de fluide de la zone supérieure froide vers la zone inférieure chaude.

- L'intrusion du fluide chaud dans le domaine froid est illustrée par le dégradé de couleur.

- Ce champ de température met également en évidence l'importance des échanges au niveau de la paroi inférieure.

- Une forte température (couleur rouge) apparaît dans la paroi inferieur car la source chaude du moteur est à proximité de la paroi inferieur (source chaude).
- Le gaz chaud est refroidi sur une zone inférieure.
- Le champ de température est donc fondamentalement non-uniforme dans ces moteurs à n'importe quel moment du cycle, il y a toujours des quantités non négligeables de fluide froid dans la partie froide du moteur et de fluide chaud dans la partie chaude de la machine ; par conséquent, au cours du cycle, c'est la distribution de fluide de travail entre les différents niveaux de température qui varie.

IV.8 Champ de la pression

La figure (IV.16) illustre le champ de la pression, Nous avons remarqué dans la figure (IV.16) :

- Une homogénéité locale des champs de pression due a la faiblesse des vitesses dans les zones, supérieure et inférieure.
- Une surpression (dépression) est visible à proximité du piston moteur pour le moment 0.0042, en effet cette moment pour une valeur de l'angle de 180°.

- La zone supérieure est en compression alors que la zone inférieure est en cours de détente.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

- Nous avons remarque que la pression non-uniforme dans le cylindre du moteur Stirling cette non-uniformité a cause des plusieurs phénomènes, parmi lesquelles nous avons :

- Pertes de charge du fluide de travail lors de son passage à travers les différents éléments du moteur (réchauffeur, régénérateur, refroidisseur, tubes de connexion).

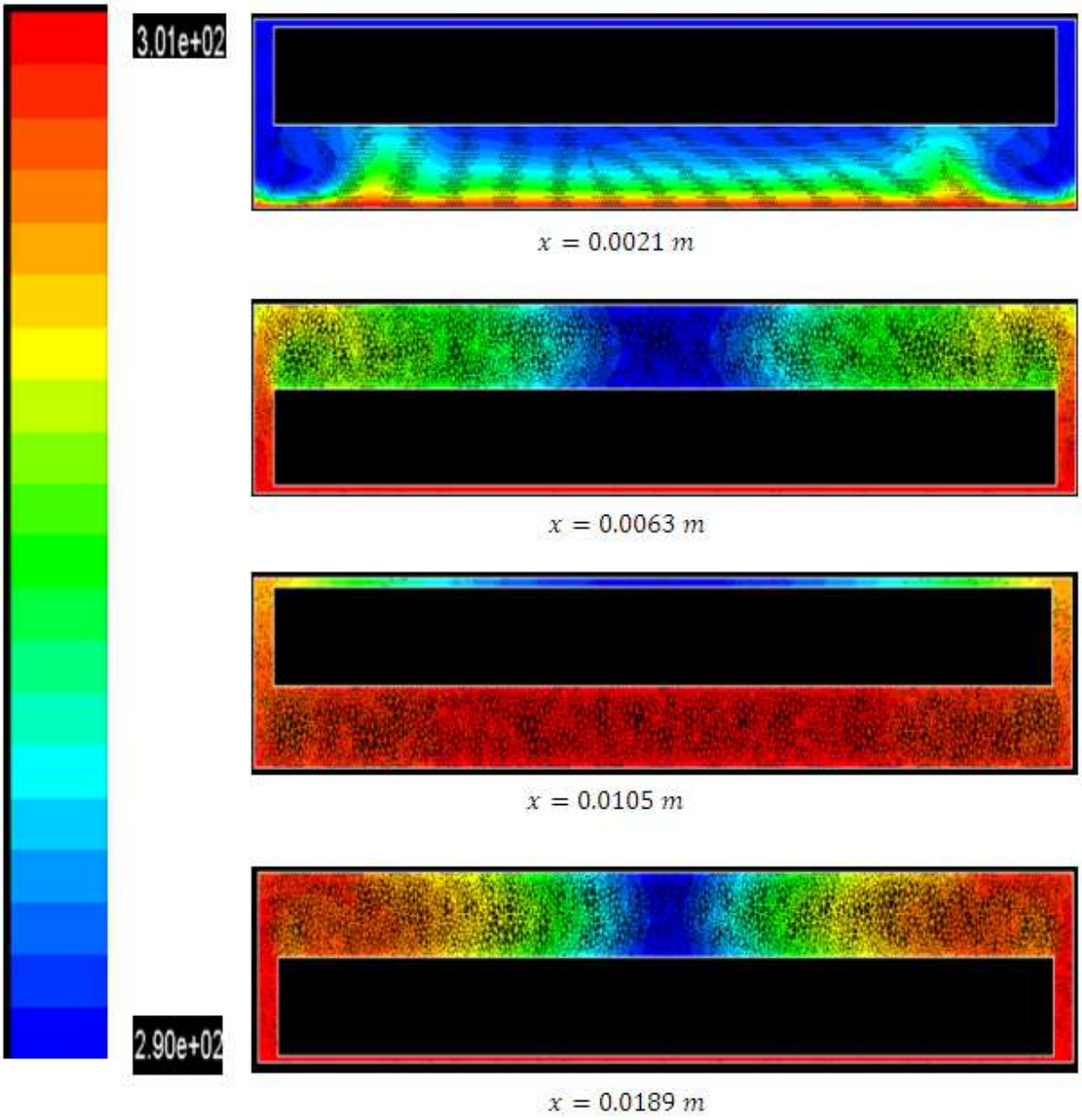


Fig. (IV.15) : Champ de la température pour plusieurs positions de déplacement du déplaceur

- Perte de pression est due principalement à la vitesse finie, au laminage du gaz à son passage dans le régénérateur et au frottement interne.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

- Perte de pression due au frottement mécanique interne du moteur.

IV.9 Champ de la vitesse

La figure (IV.17) est représente le Champs de vitesse en différents moments

- Les lignes de suivi de particule représentent bien ce déplacement d'air. Une accélération importante est observée (couleur rouge) au niveau du canal où le rétrécissement engendre un accroissement important des vitesses afin d'assurer la conservation de masse.
- Une faible vitesse apparaît dans les zones supérieures et inferieures du cylindre.

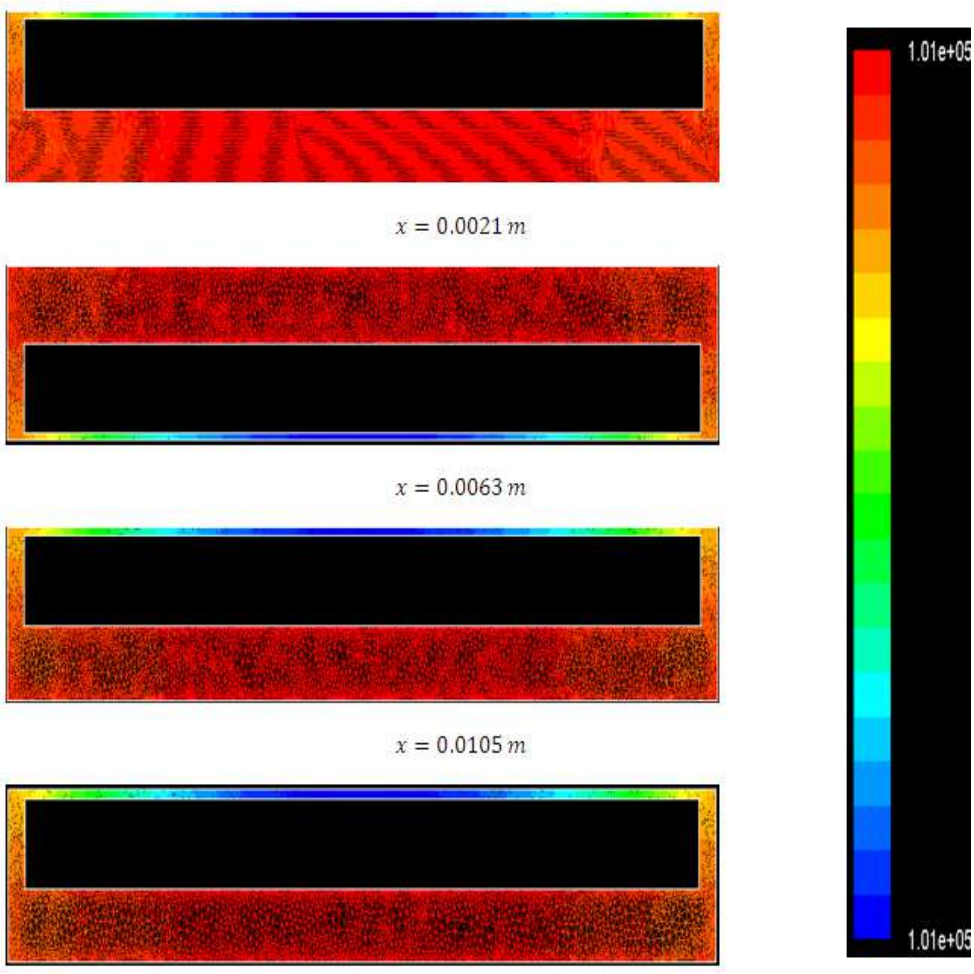


Fig. (IV.16) : Champ de la pression pour plusieurs positions de déplacement du déplaceur

- On remarque, de plus, l'apparition d'une recirculation importante en amont du jet, suivi par une recirculation en aval.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

- Nous observons une équivalence dynamique entre les moments (0.00126 et 0.00378).

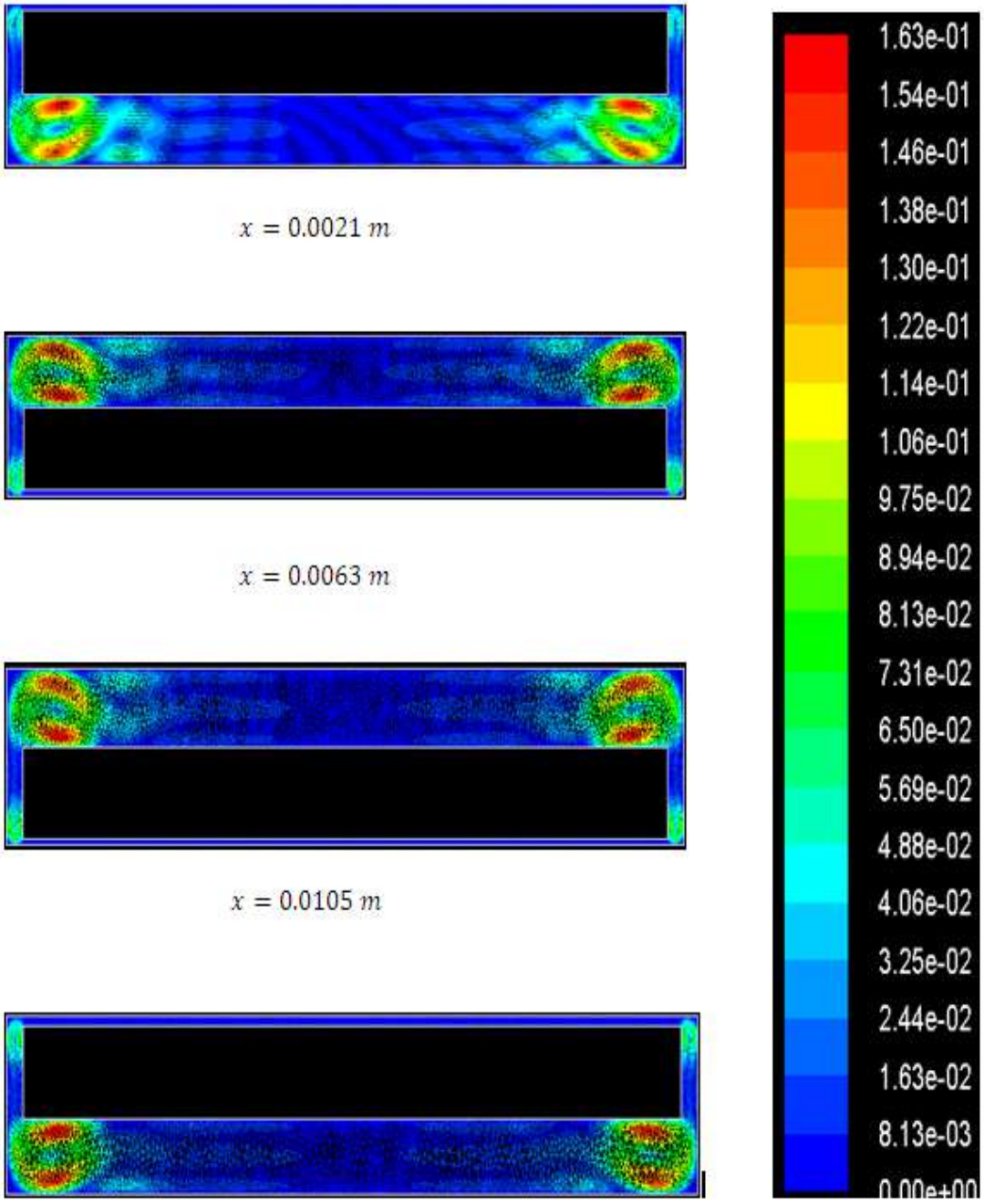


Fig. (IV.17) : Champ de la vitesse pour plusieurs positions de déplacement du déplaceur

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

IV.10 Effet du gaz du travail

Pour avoir l'influence du gaz, on choisit trois types de gaz, l'air, l'hélium et l'hydrogène

La figure présente l'évolution du coefficient d'échange h en fonction de la vitesse de rotation pour les différents types du gaz de travail.

La figure (IV.18) présente l'influence du gaz de travail au coefficient d'échange de conductivité h

- ✔ On constate que l'hydrogène nous donne un meilleur résultat pour le coefficient h, et constate que l'air engendre un coefficient de transfert qui est plus faible que les autres types du gaz

  En effet, L'hydrogène a des meilleurs caractéristiques parmi laquelle nous avons :

- ▸ Faible poids moléculaires, à cause des frottements engendrés par les passages au travers des échangeurs
- ▸ Grande diffusivité thermique, afin d'optimiser les échanges de chaleur.
- ▸ Pas de diffusion au travers des parois ou des joints.

  D'autre part l'air ne présente pas de bons transferts de chaleur a cause de:

- ▸ Il a un faible poids moléculaire
- ▸ Une grande conductivité
- ▸ Il est facile à pomper et à manipuler.

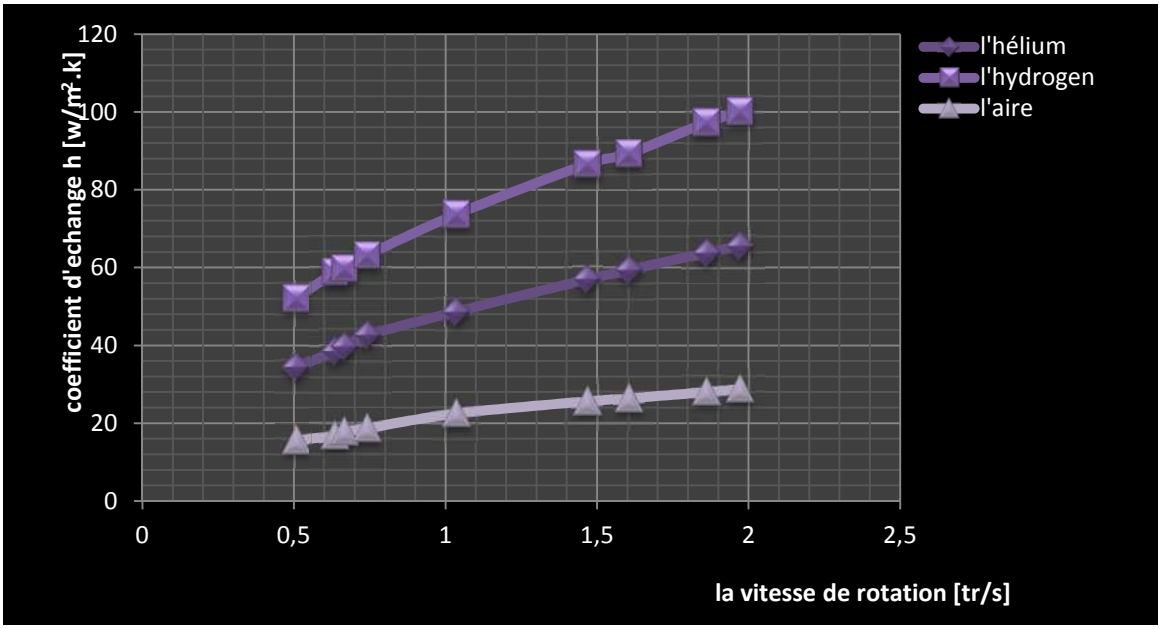


Fig. (IV.18) : effet du gaz sur le coefficient de transfert thermique convectif h

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Conclusion générale

Les moteurs Stirling sont utilisés dans les procédés de production de travail répandant aux exigences économiques en matière de rationalisation de l'énergie fossile et environnementale en matière d'utilisation de l'énergie renouvelable et non polluante. Comme nous l'avons mentionné précédemment, ce type de moteur peut être utilisé pour produire un travail utile dans le cas des faibles puissances calorifiques (faible gradient de température entre source chaude et froide). Ce moteur est connu sous le nom moteur Stirling LTD. Son mécanisme de fonctionnement est très simple et facilement manipulable. C'est pourquoi nous avons entamé cette étude sur son aspect thermique en étudiant le phénomène de la convection pour la détermination de la température du fluide moteur et le coefficient d'échange thermique dans les volumes du moteur.

Par le code de calcul Fluent en maillage dynamique, nous avons pu évaluer la température du fluide de travail et le coefficient de transfert convectif dans les espaces de compression et de détente au sein du moteur et ce pour différentes vitesses de rotation du moteur et pour différents fluides. Les résultats obtenus ont été comparés avec ceux de la littérature

En effet l'allure de la température du fluide de travail dans le volume du moteur est sinusoïdale et ce à cause du mouvement du piston. La température dans l'espace de compression est élevée par rapport à celle enregistrée dans l'espace de détente. La même tendance a été obtenue expérimentalement par N. Martaj et S.Bonnet

Le coefficient de transfert convectif dépend de la vitesse de rotation du moteur. Les résultats ont montré l'existence de deux régimes et la transition a été obtenue à une vitesse de 60 tr/mn

Et en fin nous avons étudié l'influence de la nature du fluide de travail sur le transfert thermique dans les deux espaces du moteur. Les résultats obtenus montrent que l'échange thermique en utilisant l'hydrogène comme fluide de travail est meilleurs par comparaison avec l'Hélium et l'air

Le travail effectué n'est pas totalement achevé il reste d'étudier les paramètres géométriques du moteurs sur le transfert thermique et de proposé des corrélations du transfert thermique en fonctions de la vitesse de rotations de moteur et ses paramètres géométriques

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

Bibliographie

[1] O'HARE, LR, « Convection powered solar engine », U.S. Patent. 1984.

[2] KOLIN. RINGBOM, « Stirling engines », New York: Oxford University Press. 1993.

[3] G. POPESCU, « Optimisation thermodynamique endo- et exo-irréversible en temps fini du moteur Stirling », Rev Gin Therm. 1996.

[4] SEBASTIEN BONNET, « Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : étude d'un moteur Stirling et d'un moteur Ericsson ». Thèse de doctorat en énergétique, Paris, L'Université de Pau et des Pays de l'Adour, 2005.

[5] DESCOMBES, G., MAGNET, J.-L, « Moteurs non conventionnels, Chap. 4 ». Techniques de l'ingénieur. BM 2 593. Paris 1998

[6] P. STOUFFS, « Machines thermiques non conventionnelles : état de l'art, applications, problèmes à résoudre, Thermodynamique des machines thermiques non conventionnelles », Journée d'étude du 14 octobre 1999, SFT, Paris, 1999.

[7] T. COLMANT, V. DELEDICQUE, O. SQUILBIN, S. BONNET, M. ALAPHILIPPE, P. STOUFFS, « Quasi steady flow modeling of a small Stirling engine: comparison between calculated and measured instantaneous temperatures » Proceedings of the 11th Int. Stirling Engine Conf., ISEC'2003, p. 128-136, Roma, 2003.

[8] GHEITH RAMLA, « Dimensionnement de moteurs Stirling à apport de chaleur externe ». Thèse de doctorat en énergétique. Tunisie. 2008.

[9] HASSAN LEMRANI, « Modélisation énergétique des moteurs Stirling » PhD thesis, ISITEM_ENSTIMN, Nantes, France, 1995.

[10] **D.G. THOMBAREA, S.K. VERMAB,** « Technological development in the Stirling cycle engines »

[11] A. J ORGAN, «Thermodynamics and Gas Dynamics of the Stirling Cycle Machine », Cambridge University Press, 1992.

[12] N.MARTAJ, « Modélisation énergétique et exergétique, simulation et optimisation des moteurs Stirling à faible différence de températures Confrontations avec l'expérience », Thèse de doctorat en énergétique, Paris, L'Université Paris X – Nanterre, 2008

[13] N.S. MEHDIZADEH, « Modélisation Énergétique et Amélioration Des Performances d'un Moteur Stirling a Piston Libre et Déplaceur Cinématique, Destiné a la Production a'électricité ». PhD thesis, Laboratoire d'énergétique des systèmes de Nantes, 1998.

[14] SITE INTERNET, « http ://www.moteurstirling.com »

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

[15] V. M. COVADONGA, « Facteurs clés de la compétivité des moteurs Stirling en microcogénération ». Technical report, paris-ENSMP, 2000.

[16] HANEMAN D, « Theory and principles of low-temperature hot air engines fuelled by solar energy » Atomic Energy Commission Contract. 1975.

[17] NADIA MARTAJ, « Thermodynamic Study of a Low Temperature Differenc Stirling Engine at Steady State Operation » Int. J. of Thermodynamics, Vol. 10, No.4, 2007, pp. 165 – 176, 2007.

[18] ISKANDER TLILI, « Evaluation des capacités de transfert thermique en écoulement oscillant dans des machines écologiques: application au moteur Stirling ». JITH. 2007.

[19] F. ALOUI, « Étude expérimentale des performances d'un moteur Stirling de type β avec et sans isolation thermique de sa chambre chaude », Monastir. 2009.

[20] Nadia MARTAJ, « Moteur Stirling à faible différence de températures (LTD) : Confrontation simulations numériques et Expérimentation », LEME.U-Paris. 2010

[21] M. ABBAS, « Optimisation d'un moteur Stirling de type gamma », Revue des Energies Renouvelables Vol 13 N°1. 2010.

[22] NADIA MARTAJ, « Étude numérique d'un moteur Stirling LTD à régénérateur poreux : Confrontation simulations numériques et Expérimentation », Congrès SFT 2010, Le Touquet, Vol.2, pp. 949-955, 25-28 mai 2010.

[23] NADIA MARTAJ et LAVINIA GROSU, « Modélisation TDF des moteurs "isothermes".avec pertes : application à l'évaluation d'un moteur Stirling LTD », congrès SFT, Vannes, Vol.2, pp. 901-906, 26-29 mai 2009.

[24] MOHAMED. ANNOUN, RIDHA ALLICHEAND ZIANE KECHIDI, « Thermodynamic analysis and 2D numerical simulation of LTD Stirling engine », MAMERN morocco, 2011

[25] M. ABBAS, N. SAID, B. BOUMEDDANE, « Thermal Analysis of Sterling Engine Solar Driven',,Revue des Energies Renouvelables, Vol. 11, N°4, pp. 503 – 514, 2008 »,.

[26] I. UREILI AND D.M. BERCHOWITZ, « Stirling Cycle Analysis », Published by Adam Hilger LTD. Bristol.

[27] TLILI, Y TIMOUMI, AND S B. NASRALLAH, «Thermodynamic analysis of the Stirling heat engine with regenerative losses and internal irreversibilities », Int. J. Engine Res. Vol. 9, 2008.

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com

[28] N. MARTAJ, P. ROCHELLE, L. GROSU, R. BENNACER, S.SAVARESE, « Moteur Stirling à faible différence de températures (LTD) : confrontation simulations numériques et expérimentation », congrès SFT, Toulouse, Vol.2, pp. 729-735, 3-6 juin 2008.

[29] FLUENT V6.3, « Fluent incorporated », Journal centerra source park, USA, 2006

[30] SITE INTERNET,

« http://livres-et-cours.com/tutoriels/cplus-plus/12-langages-de-programmation »,

[31] PATANKAR, V.P, « Numerical heat transfer and fluid flow », Hemisphere, Washington D.C., (1980)

This document was created using SOLID CONVERTER PDF To remove this message, purchase the product at www.SolidDocuments.com