الجمـهـوريـة الجـزائـريـة الـديـمقـراطيـة الشـعـبيـة

République Algérienne Démocratique et Populaire

Ministère de l'Enseignement Supérieur et de la Recherche Scientifique

Université Dr. YAHIA FARES de MEDEA

Faculté des Sciences et de la Technologie

Département de Génie de la Matière

Mémoire Présenté

Pour l'obtention de diplôme

Master en :

Génie Mécanique

Option : **Énergétique et thermique des systèmes**

THEME

Etude et réalisation d'un moteur à air chaud

'' Moteur Stirling''

Réalisé par :

ALLOUANE Kamel

GUERMIT Brahim

Encadré par :

Dr. **ALLICHE Mounir**

Année Universitaire 2015/2016

Remerciements

Je tiens profondément à remercier tout d'abord ***Allah*** *l'Unique qui a permis à ce travail de voir la lumière.*

Je tiens à remercier vivement notre promoteur Monsieur ***Dr.ALLICHE Mounir****, pour ses orientations éclairées, ses conseils constructifs, son esprit critique et son aide précieuse.*

Nous remercions très chaleureusement les membres du jury pour l'honneur qu'ils nous ont fait en acceptant d'êtrerapporteurs de notre mémoire.

Tous les enseignants qui ont contribué à notre formation pendant notre cycle de formation.

Que tous ceux qui ont contribué de prés ou de loin, dans notre formation ainsi qu'à la réalisation de ce travail reçoivent ici le témoignage de notre grande sympathie.

Dédicaces

Je dédie ce modeste travail à :

A ma source de bonheur et d'amour : mes chers parents ;

A mes chers frères et sœur ;

A toutes la famille ALLOUNE

A tout mes amies, avec qui j'ai partagé les meilleurs moments et:

A toute la promotion - 2016 - G.M.Energétique

Tous ceux qui m'ont aidé dans ma tache de réussir mes études avec succès

KAMEL

Dédicace

Avant tout, je remercie le grand Dieu, qui nous a aidés à élaborer ce modeste travail.

Je dédie ce travail

A mes chers parents pour leurs soutiens et leurs encouragements,

A ma grande mère,

A mes frères et mes sœurs,

A mes familles GUERMIT et DAHMANI,

A mes chères amies pour m'avoir supportée,

A toutes les personnes qui m'ont aidé dans ce travail.

A mon binôme : ALLOUANE KAMEL.

GUERMIT BRAHIM

Résumé

Ce travail de mémoire ,a pour but d'étudier et à mettre en œuvre un moteur Stirling réaliste et voir l'effet de certains facteurs externes sur la performance de ce moteur, ainsi que son impact sur le cycle de Stirling où les fluides jouent un rôle important dans la détermination de l'efficacité du moteur, ont inclus divers Apprentissage et principes du moteur ainsi que les avantages et les inconvénients qui distinguent et l'utilisation de ce type de moteurs.

Afin d'illustrer la façon dont le moteur fonctionne en utilisant deux programmes simplifiés de calcul pour l'optimisation (MATLAB) et pour la conception d'ouvrages solides (Solide Works).

En fin de compte, ce sont les résultats de toutes les études que nous avons fait appel à l'optimisme et encourageant dans le même temps, malgré les difficultés que nous avons rencontrées dans la réalisation de ces travaux.

Mots clés: moteur Stirling, moteur à air chaud, machines thermiques, moteurs à combustion externe, le cycle Stirling CFD.

ملخص

مضمون هذه المذكرة ، يهدف إلى دراسة وتصميم لمحرك ستيرلينغ ومعرفة تأثير بعض العوامل الخارجية على اداء هذا المحرك، وكذالك تاثيرها على دورة ستيرلينغ حيث تلعب السوائل المستخدمة دورا كبيرا في تحديد مردود المحرك،وقد تضمنت هذه المذكرة مختلف وظائف ومبادئ عمل المحرك وكذا المزايا والعيوب التي تميزه ومجال استعمال هذا النوع من المحركات. ولأجل توضيح اكثرعن كيفية عمل المحرك قمنا بانجاز تصميم مبسط باستخدام برنامج الحساب لتصميم الأشغال الصلبة.

و في النهاية، فقد كانت نتائج كل الدراسات التي قمنا بها تدعو الى التفاؤل و مشجعة في نفس الوقت على الرغم من الصعوبات التي واجهتنا في انجاز هذا العمل.

كلمات مفتاحية : محرك ستيرلينغ، محرك الهواء الساخن، حرارة الماكينات، محرك الاحتراق الخارجي، CFD.دورة ستيرلنج

Abstract

This working memory, aims to study and implement a realistic Stirling engine and see the effect of external factors on the performance of this engine and its impact on the Stirling cycle where fluids play an important role in determining the efficiency of the engine, included various learning and motor principles and the advantages and disadvantages that distinguish and use of this type of engine.

To illustrate how the engine works using a simplified calculation program for the design of structures or solid (Solid Works) is called in Latin.

Ultimately, it is the results of all the studies we called for optimism and encouraging at tsame time, despite the difficulties we encountered in the realization of this work.

Keywords: Stirling engine, heat engine, heat engines, external combustion engines, Stirling CFD cycle.

Sommaire

Introduction générale	1
Chapitre I. Généralité sur les moteurs à air chaud.	
I.1 Introduction	3
I.2 Historiques sur les moteurs à air chaud	3
I.3 Les types de moteur	3
I.3.1 Moteur de Stirling	3
A) Les avantages	4
B) Les inconvénients	4
I.3. 2 Moteur d'Ericsson	4
A) Avantages du moteur Ericsson	5
B) Inconvénients du moteur Ericsson	5
I. 3.3 Machine à vapeur	6
- Les avantages et l'inconvénient	7
I.3. 4 Moteur Manson	7
A) Avantages escomptés	7
B) Inconvénients possible	8
I.4 Conclusion	8
Chapitre II : Etude théorique du moteur Stirling	
II.1 Introduction	9
II.2. Principe de fonctionnement	9
II.2.1. Etape 1 : compression isotherme	9
II.2.2. Etape 2 : réchauffement isochore du gaz	9
II.2.3. Etape 3 : détente isotherme	9
II.2.4 Etape 4 : refroidissement isochore	10
II.3. Etude du moteur Stirling	11
II.3.1. Les différents types du moteur Stirling	11
II.3.1.1. Le moteur Alpha	11
II.3.1.2. Moteur Stirling Beta	12
II.3.1.3. Moteur Stirling Gamma	13

Sommaire

II.4. Avantages et inconvénients du moteur Stirling	14
II.4.1. Avantages	14
II.4.2 Inconvénients	14
II.5. Utilisations du moteur Stirling	15
II.5.1. Domaine de l'informatique	15
II.5.2. Domaine spatial	16
II.5.3. Pompage d'eau	17
II.5.4. Domaine de réfrigération	18
II.5.5. Domaine industrielle et militaire	18
II.6. Conclusion	18
Chapitre III : cycle de Stirling avec régénérateur parfait et sans volume mort	
III .1. Rendement théorique du moteur de Stirling	19
III .1.1. Introduction	19
III .1.2. Définition	19
III .1.3. Cycle avec un régénérateur parfait et sans volume mort	19
III .1.3.1. Etude thermodynamique	20
- La compression isotherme. (1-2)	20
- Le chauffage isochore. (2-3)	21
- Détente isotherme (3- 4)	21
- Le refroidissement isochore: (4-1)	21
III .1.4. Chaleur totale ajoutée	22
III .1.5.Chaleur totale rejetée vers l'extérieur	22
III .1.6. Le Travail total	22
III .1.7. L'expression du Rendement de Stirling	22
III .2.Influence de quelque paramètre sur le rendement de Stirling	23
III .2.1. Influence de la température de la source chaude	23
III .2.2. Influence de la température de la source froide	24
III.2.3. Influence du taux de compression	26
III.2.3.1. Influence du Fluides de travail dans le moteur Stirling	27
III.3. Conclusion	28
Chapitre IV: cycle de Stirling avec régénérateur imparfait et présentant un volume mort	

Sommaire

IV.1. Introduction	29
IV.2. L'efficacité d'un régénérateur **e**	30
A) Coté chaud	30
B) Coté froid	30
IV.3. Les volumes morts	31
IV.4. Équations d'état	32
IV.4.1. La compression isotherme. (1-2)	33
IV.4.2. Le chauffage isochore. (2-3)	33
IV.4.3. Détente isotherme (3- 4)	34
IV.4.4. Le refroidissement isochore: (4-1)	35
IV.5. Chaleur totale ajoutée	35
IV.6. Chaleur totale rejetée vers l'extérieur	36
IV.7. Travail effectif	37
IV.8. Pression effective moyenne	38
IV.9. Rendement thermique	39
IV.10.Conclusion	40
Chapitre V: cycle de Stirling mise en pratique	
V.1. Introduction	41
V.2. Les paramètres initiaux suivant le Premier cas (Tableau V.1)	41
V.2.1. Calcul des volumes morts et ses rapports correspondants	42
V.2.2. Rapport de chacun des volumes morts sur le volume mort	42
V.2.3. Volume totale	42
V.2.4. Travail de compression et travail de détente	43
V.2.5. Le travail fournit par le moteur	43
V.2.6. Les températures du régénérateur	44
V.2.7. Les chaleurs, d'entrée et de sortie	44
V.2.8. Le rendement thermique	45
V.2.9. Les pressions aux quatre positions :	45
V.2.9.1. Pression sur le point 1 du diagramme P- V	45
V.2.9.2. Pression sur le point 2	45
V.2.9.3. Pression sur le point 3	46
V.2.9.4. Pression sur le point 4	46
V.2.10. La pression effective moyenne	46

Sommaire

V.3. Les paramètres initiaux suivant le Deuxième cas (Tableau V.1)	46
V.3.1. Résultat de deuxième cas (Tableau V.1) suivant le logiciel (*calcul d'un moteur Stirling*)	46
V.4. Résultat de premier cas (Tableau V.1) suivant le logiciel (calcul d'un moteur Stirling)	48
V.5. Diagramme P-V	49
V.6. Conclusion	49
Chapitre VI: Réalisation et étude cinématique d'un moteur Stirling	
VI.1. Introduction	50
VI.2. Etude cinématique du Moteur de Stirling	52
VI.2.1. Etude cinématique à un piston	52
VI.2.1. 1.La longueur L_0	53
VI.2.1. 2.La course $D_1(\theta)$	53
VI.2.1. 3. Remarque	53
VI.2.2. Etude Cinématique à deux pistons	54
VI.2. 2.1. La course $D_2(\theta)$	54
VI.2.3. La force de pression	55
VI.2.4. Moment cinétique	57
VI.2.5. Puissance utilisée	57
VI.2.5.1 L'influence du flux de chaleur sur la force de pression	57
VI.2.5.2. Application numérique	57
VI.2.6. Conclusion	58
Conclusion générale	59
Annexe	
Bibliographie	

Sommaire

Liste des figures

Figure I.1. Moteur Stirling	04
Figure I.2. Moteur à vapeur	06
Figure I.3. Moteur Manson	07
Figure II.1. : principe de fonctionnement d'un moteur Stirling	10
FigureII. 1-a Phase de chauffage	10
Figure II.1-b Phase de détente.	10
Figure II.1-c Phase de refroidissement	10
Figure II.1-d Phase de compression	10
Figure II.2. principe du régénérateur	10
Figure II. 3. cycle théorique du moteur Stirling	11
Figure II.3.1. principe du moteur Stirling Alpha	12
Figure II .3.2.principe du moteur Stirling Bêta	13
Figure II.3.3 principe du moteur Stirling Gamma	13
Figure II.3.4.Utilisations du moteur Stirling Domaine de l'informatique	16
Figure II.3.5.Utilisations du moteur Stirling Domaine spatial	17
Figure II.3.6.Utilisations du moteur Stirling Pompage d'eau	17
Figure III.1: représente le diagramme p-v	20
Figure III.2 : Rendement théorique de Stirling en fonction de température chaude	23
Figure III.3 : Travail de Stirling en fonction de température chaude	24
Figure III.4 : Rendement théorique de Stirling en fonction de température froide	25
Figure III.5 : Travail de Stirling en fonction de température froide.	25
Figure III.6 : Rendement théorique de Stirling en fonction de taux de compression	26
Figure III.7 : Conductivités thermiques des fluides de travail en fonction de la température	27
Figure III.8. : Chaleurs spécifiques des fluides de travail en fonction de la température	28
Figure IV.1 : un schéma simplifié d'un moteur Stirling équipé d'un régénérateur	29
Figure IV.2 : diagramme p-v d'un moteur Stirling équipé d'un régénérateur	29

Figure (V.1) : les données et les rapports (k_{MDP}, k_{Mc}, k_{Mr}, k_{Mf}, $k_{MT)}$ et $T_{3'}$ pour le deuxième cas	47
Figure (V.2) : travail et de pression aux quatre points de diagramme P-V pour le deuxième cas	47
Figure (V.3) : les données et les rapports (k_{MDP}, k_{Mc}, k_{Mr}, k_{Mf}, $k_{MT)}$ et $T_{3'}$ pour le premier cas	48
Figure (V.4) : les valeurs de travail et de pression aux quatre points de diagramme P-V pour le premier cas	48
Figure (V.5) : cycle Stirling premier cas et deuxième cas, diagramme P-V	49
Figure(VI.1): moteur Stirling a un piston	50
Figure (VI.2) : Couplage à un piston	52
Figure (VI.3) : Couplage à deux pistons	54
Figure (VI.4) : mécanisme de rotation d'une rout d'inertie	56
Figure (VI.5) : force de pression en fonction du flux de chaleur et le mort chaud.	58

Liste des Tableaux

Tableau(VI.1) : les paramètres initiaux mise en pratique	41
Tableau(VI.1) : pièces et ses mesures nécessaires pour moteur Stirling	51

Nomenclature

R	Constante du gaz de travail	[J/kg K]
ρ	Masse volumique	[Kg/m^3].
Cp	Chaleur spécifique	[J /Kg K]
M	masses molaires du fluide considéré.	[kg /Kmol]
$\eta_{Sterling}$	Rendement de Stirling.	
CV	Chaleur spécifique à volume constant	[J/Kg K]
e	Efficacité du régénérateur.	
K	Facteur défini par l'équation (IV.9).	[m^3/ K]
γ	rapport de chaleur spécifique.	
P	La pression instantanée définie par l'équation (IV.8).	[Pa]
K Mc	Rapport du volume mort « chaud » sur le volume mort total.	
K Mr	Rapport du volume mort contenu dans le régénérateur.	
K Mf	Rapport du volume mort « froid » sur le volume mort total.	
K MT	Rapport des volumes morts sur le volume total.	
K MDP	Rapport des volumes morts sur les volumes balayés.	
m	Masse totale du fluide contenu dans le moteur	[Kg]
τ	Taux de compression	
P m	Pression moyenne effective du cycle complet	[Pa]
Q e	Chaleur totale ajoutée depuis une source extérieure	[J]
Q s	Chaleur rejetée vers l'extérieur par le cycle	[J]
T3, T4, Tc	Température chaude	[K]
T1, T2, Tf	Température froid	[K]
T3 '	Température du gaz de travail à la sortie du régénérateur	[K]
T1 '	Température du gaz de travail à l'entrée du régénérateur	[K]
T R	Température de régénérateur.	[K]

VT	Volume total du gaz de travail contenu dans le moteur	[cm^3]
V Mc	Volume mort chaud (réchauffeur, liaisons, cylindre)	[cm^3]
V M f	Volume mort froid (refroidisseur, liaisons, cylindre)	[cm^3]
V Mr	Volume mort du régénérateur	[cm^3]
V MT	Total des volumes morts	[cm^3]
V D	Volume balayé par le déplaceur	[cm^3]
V P	Volume balayé par le piston de travail	[cm^3]
W net	travail nette du moteur	[J]
a_1 , a_2	Rayon de l'arbre.	[cm]
$A_1(\theta)$, $A_2(\theta)$	Projection horizontale de la bielle d'accouplement.	[cm]
b_1, b_2	Longueur de la bielle d'accouplement.	[cm]
$B_1(\theta)$, $B_2(\theta)$	Projection horizontale du point d'ancrage.	[cm]
$c_1 = C_1$	Longueur de la bielle horizontale.	[cm]
$D_1(\theta)$	la course de piston de travail	[cm]
θ	l'angle de rotation	[rad]
ω	la vitesse angulaire	[rad/s]
N	la vitesse de rotation	[tour/min]
$D_2(\theta)$	la course de deplaceur	[cm]
L_0	Logeur entre centre de la rout et l'extrémité du cylindre	[cm]
F	la force de pression exerce sur le piston	[N]
F_A	la force de pression exerce sur la manivelle	[N]
$M(\theta)$	Moment cinétique	[N.m]
S_p	surface du piston	[cm^2]
P_{ui}	Puissance	[Watt]
Φ	flux de chaleur	[Watt]

Introduction générale :

Dans les contextes énergétique et environnemental actuels, l'intérêt de développer des technologies de Production d'énergie "propre" est relancée afin répondre aux besoins énergétiques d'une part et de lutter contre la pollution et les risques de l'effet de serre.

Ainsi, de nouvelles perspectives comme le solaire ou la valorisation des déchets sont offertes à la recherche sur les "énergies renouvelables".

Dans cette vision, il existe plusieurs types de moteurs capables de transformer l'énergie thermique en énergie mécanique. Les moteurs thermiques utilisés le plus fréquemment sont les moteurs alternatifs à combustion interne, les turbines à gaz et les installations à cycle de Rankine à Vapeur d'eau. Malheureusement, aucun de ces systèmes n'est bien adapté à la valorisation de certains types de "source chaude" (énergie solaire, biomasse, effluents gazeux à haute température,. . .).

Les moteurs à air chaud, à apport de chaleur externe par échangeur, avec ou sanséchangeur récupérateur, à machines de compression et de détente alternatives distinctes, à cycle monophasique ouvert ou fermé, avec ou sans soupapes ou clapets, sont en revanche très appropriés à la valorisation d'énergie renouvelable.

L'objectif de notre présent travail s'inscrit dans ce cadre. On propose un exemple de ces moteurs propres. L'étude touche l'aspect conception, calcul thermodynamique et réalisation d'un prototype.

Pour ce faire, nous avons partagé le mémoire en six chapitres :

Dans le premier chapitre, nous abordons tous les moteurs à apport de chaleur externe, les différents types des moteurs à air chaud : leurs avantages et inconvénients.

Le deuxième chapitre est consacré au moteur STIRLING (étude théorique) sujet de ce travail. Nous verrons son Principe de fonctionnement, ses différents types, ses avantages, ses inconvénients.

Au troisième chapitre, on étudie le cycle de Stirling avec régénérateur parfait et sans volume mort.

Dans lequatrième chapitre, onétudie le cycle de Stirling avec régénérateur imparfait et en présence de volume mort. Nous prenons l'expression de l'efficacité de régénérateur, les volumes morts, et l'expression du rendement avec volume mort, et on utilise des facteurs connues pour simplifie les équations.

Dans le cinquième chapitre, on présente une étude de conception d'un moteur à air chaud.

L'étude cinématique et dynamique sera l'objet du sixième chapitre.

En fin, nous terminons ce travail par une conclusion générale.

Introduction générale

Chapitre I :

Généralités sur les moteurs à air chaud

I.1. Introduction :

La recherche de nouveaux moteurs est stimulée par le besoin actuel de machines moins polluantes et davantage performantes au point de vue du rendement.

A l'exception de sources d'énergie musculaire et des sources d'énergie électrique, tous les moteurs sont thermiques : comme les moteurs à air chaud, les moteurs à explosion etc.…

Un moteur thermique est une machine thermique capable de convertir une partie Φ2 - Φ1, d'un flux de chaleur Φ2 (joules/seconde) fournie par une source chaude à température T2, en puissance mécanique (Pui) (puissance motrice recueillie sur l'arbre de rotation). Le flux de chaleur Φ1 est obligatoirement perdu par rejet dans une source froide à température T1. [1].

I .2 Historiques sur les moteurs à air chaud:

Ce moteur est une machine thermique à combustion externe. Le brevet de ce moteur a été déposé en 1816 par le pasteur protestant écossais Robert Stirling. Les inventions du moteur à gaz et du moteur Diesel l'ont fait retomber dans l'oubli. En 1936, Philips développa de nouveau le moteur Stirling. Il sert aujourd'hui à la propulsion des sous-marins, comme moteur de groupe électrogène (production d'électricité à partir d'énergie solaire).
Entraîné mécaniquement, il sert de pompe à chaleur.

Ce moteur a comme avantage d'être :

• moins polluant (combustion externe d'où production de gaz carbonique et vapeur d'eau uniquement).

• moins bruyant : le fluide actif (l'air ou l'hélium) travaille en circuit fermé et ne s'échappe pas dans l'atmosphère (pas de bruit d'échappement).

• Multi- carburant : le moteur peut être alimenté par n'importe quelle source de chaleur (charbon, alcool, soleil,…).

I .3. Les types de moteur :

Les différents types de moteurs à air chaud ou moteurs à combustion externe sont :

I .3.1 Moteur de Stirling :

Robert Stirling est né le 25 octobre 1790, à Gloag dans le comté de Perthshire en Ecosse. Il est mort le 6 juin 1878 à Galston, ville située à 30 km environ au sud de Glasgow.

La vie de Robert Stirling se déroule durant le dix-neuvième siècle qui voit de nombreuses découvertes scientifiques et techniques. C'est probablement ce bouillonnement d'idées, sa curiosité naturelle et son pragmatisme qui pousseront Robert Stirling à inventer "le

moteur à air chaud". Le brevet fut déposé le 27 septembre 1816 et fut effectif le 20 janvier 1817. **[2].**

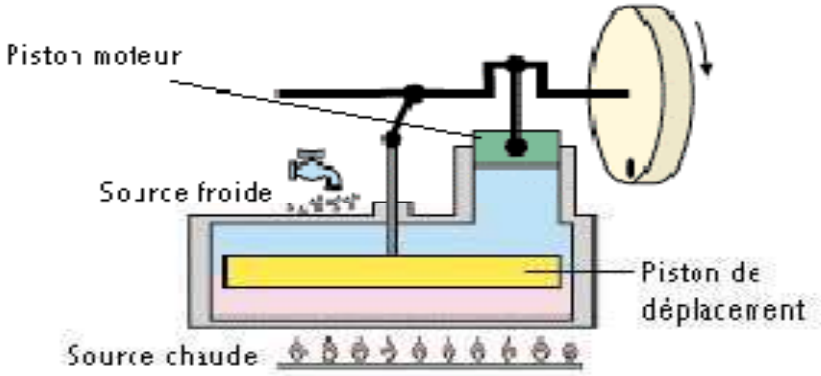


Figure I.1.moteur de Stirling de type gamma [1].

A) Les avantages :

- Le silence de fonctionnement
- Le rendement élevé
- Les utilisations très diverses du fait de son autonomie et son adaptabilité au besoin et à la nature de la source chaude.

B) Les inconvénients :

- Le prix : le frein à son développement est aujourd'hui probablement son coût.
- Une généralisation de son emploi devrait pallier ce problème inhérent à toute nouveauté.
- Les problèmes d'étanchéité.

I.3.2 Moteur d'Ericsson :

John Ericsson est né en 1803 en Suède, à Langban dans le Värmland. Très tôt, à l'âge de 12 ans, il travailla comme géomètre sur l'important chantier suédois du canal Göta. Puis il fit une courte carrière dans l'armée. Il inventa alors son premier "caloric engine" qui fit l'objet d'un brevet déposé en Suède en 1826, année de son départ pour l'Angleterre. Toujours passionné de mécanique, il inventa différents moteurs à air chaud ou à vapeur.

Dans ce cadre, il développa le premier condenseur de vapeur tubulaire puis un régénérateur de sa conception. Cependant, la réussite financière ne fut vraiment pas au rendez-vous. Il breveta en 1833, un moteur à air chaud utilisant le cycle thermodynamique de Brayton-Joule.

Aujourd'hui, ce principe est utilisé dans les turbines à gaz comprenant un étage de compression puis un étage de détente.

En 1851, il déposa un nouveau brevet de moteur à air chaud. C'est le moteur Ericsson étudié sur ce site et utilisant le cycle thermodynamique du même nom. Ce moteur équipa le bateau Ericsson. Faute de performances équivalentes à celles des bateaux à vapeur classiques, l'Ericsson fut modifié pour recevoir un moteur à vapeur **[2].**

A) Avantages du moteur Ericsson :

-la multitude de "sources chaudes" possibles : combustion de gaz divers, de bois, sciure, déchets, énergie solaire ou géothermique...

-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.

-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 "rusticité".

-les utilisations très diverses du fait de son autonomie et son adaptabilité au besoin et à la nature de la source chaude.

-Le rendement intéressant : Il paraît judicieux de le faire fonctionner en cogénération (puissances mécanique et calorique) en récupérant les calories rejetées à l'échappement du moteur. Le rendement global est alors élevé.

B) Inconvénients du moteur Ericsson :

-le prix : le frein à son développement est aujourd'hui probablement son coût. rapport aux autres moyens bien implantés..

-la méconnaissance de ce type de moteur par le grand public. Il faut donc en faire la promotion.

-les échanges de chaleur avec un gaz sont délicats et nécessitent souvent des appareils volumineux.

-le bruit lié à son fonctionnement : le rejet à l'atmosphère de l'air chaud après détente peut provoquer un bruit gênant.

I .3.3 Machine à vapeur :

La machine à vapeur est une invention dont les évolutions les plus significatives datent du 18ème siècle. En 1690 un français **Denis Papin**, découvre le principe de la machine à vapeur.

Après diverses améliorations techniques (par James Watt notamment), la machine à vapeur s'imposera comme l'une des principales techniques de la révolution industrielle aux 18ème et 19ème siècles. Elle participera au développement économique et entraînera de nouvelles pratiques (trains, bateaux, machines, etc.).

Comme première source d'énergie mécanique constructible et maîtrisable par l'Homme (contrairement à l'énergie de l'eau des marées ou du vent, qui nécessitent des sites spéciaux et que l'on ne peut actionner facilement à la demande), elle a eu une importance majeure lors de la Révolution industrielle. Mais au 20ème siècle la machine à vapeur « alternative » a été supplantée par la turbine à vapeur. Le moteur électrique et le moteur à explosion l'ont aussi remplacé dans la mise à disposition d'énergie mécanique.

Aujourd'hui, les trains à vapeur ont été remplacés par des modèles électriques. Pourtant, une grande partie de l'électricité qui les fait avancer est produite dans des centrales utilisant des turbines à vapeur. **[2].**

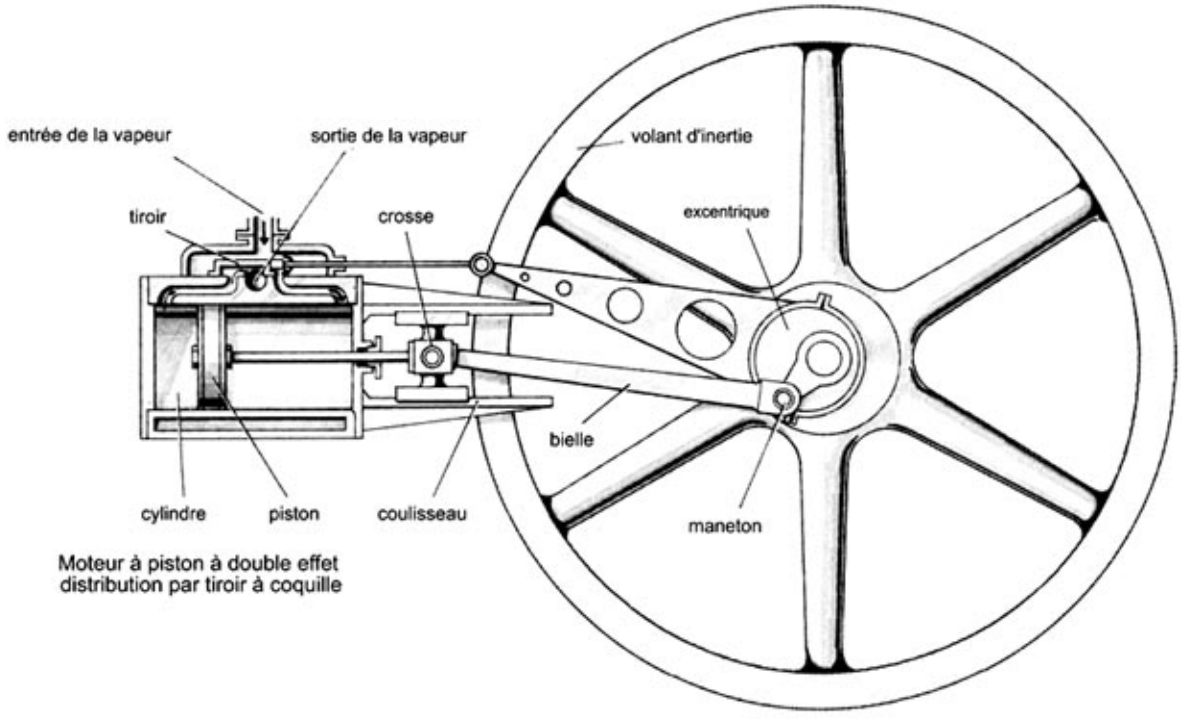


Figure I.1.2. Moteur à vapeur [3].

- Les avantages et les inconvénients:

La machine à vapeur a permis de décupler les forces dont disposait les hommes pour voyager, produire, cultiver, etc. Si aujourd'hui elle a été remplacée pour les transports par le moteur à explosion, elle reste une technologie moderne puisque l'utilisation de turbines à vapeur permet de produire la majeure partie de l'électricité dans le monde.

L'utilisation des machines à vapeur a été à l'origine du recours massif aux énergies non renouvelables (qui peuvent s'épuiser et sont très polluantes : charbon, pétrole, gaz naturel, uranium). Cependant, le rendement des machines à vapeur est faible. En effet, seul 30% de l'énergie contenue dans le combustible de départ se retrouve finalement sous forme de mouvement (énergie mécanique) ou d'électricité. Il s'agit donc d'une technologie qui utilise de façon peu efficace une part non négligeable de nos ressources.

I .3.4 Moteur Manson :

A.D. Manson a inventé un moteur original portant son nom. Ce dernier a fait l'objet d'une publication dans la revue britannique "Newnes Practical Mechanics", en mars 1952.
Pour ceux qui connaissent les moteurs à air chaud ou à combustion externe, par exemple le moteur Stirling, ils retrouveront des similitudes de fonctionnement. A chaque moteur d'avoir sa plage d'utilisation, sa possibilité d'être adapté à des situations particulières et sa capacité d'être réalisé par des amateurs ou des experts. **[4].**

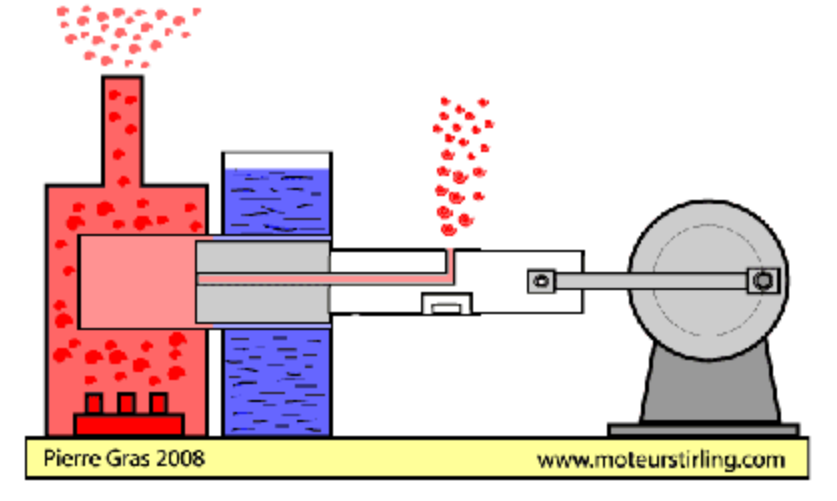


Figure I.1.3.moteur Manson [4].

A) Avantages escomptés :

- Une fiabilité et une maintenance aisée : la relative rusticité technologique permet d'avoir un moteur d'une très grande fiabilité et nécessitant peu de maintenance.
- Une durée de vie importante du fait de ce qui précède.

- Une utilisations très variée du fait de son adaptabilité au besoin et à la nature de sa source chaude.

B) Inconvénients possibles :

- Un rendement médiocre : ce moteur a la fâcheuse caractéristique de rejeter l'air chaud et sous pression à l'atmosphère.
- Un prix élevé : c'est le tribut de toute nouveauté avant un développement en série.
- Les échanges de chaleur en milieu gazeux sont délicats et nécessitent souvent des appareils volumineux.
- Un manque de souplesse probable : il faut probablement envisager un fonctionnement à puissance constante pour ce type de moteur**.**

I .4 Conclusion :

Malgré que les moteurs à air chaud restent très importants dans certaines utilisations mais le développement de ce genre de moteurs de nos jour sont très limités.

Chapitre II :

Étude théorique du moteur Stirling

II.1. INTRODUCTION :

Le moteur Stirling est un moteur à combustion externe, il utilise un gaz contenu dans une enceinte fermée chauffée par une source de chaleur située à l'extérieur. Cela permet d'avoir une combustion en continu. De plus, ce moteur ne contient pas de soupapes, ce qui diminue considérablement le bruit. Enfin, le moteur Stirling peut fonctionner avec tout type de combustible et avec l'énergie solaire à concentration.

II.2. Principe de fonctionnement:

Le moteur Stirling fonctionne grâce à des pistons et un gaz de travail ; il suit un cycle thermodynamique. La source chaude du moteur Stirling se trouve à l'extérieur des cylindres ; l'énergie calorifique de la source chaude est transmise indirectement au gaz de travail.

Ce moteur comprend un piston et un déplaceur de gaz formant un mécanisme synchrone.

Les étapes du cycle thermodynamique du moteur Stirling sont (voir figure II.1) :

II. 2.1. Etape 1 : compression isotherme

Pendant l'étape de compression, le déplaceur est au niveau de la source chaude au point mort haut. Le piston se déplace en comprimant le gaz (voir figure II.1. -a). Le gaz échange de la chaleur avec la source froide et la transformation est isotherme.

II.2.2. Etape 2 : réchauffement isochore du gaz

Le déplaceur se déplace vers la source froide, le gaz rejoint la source chaude et sa température augmente. Le piston se rapproche du point mort haut et se déplace lentement (voir figure II.1.-b). La transformation est isochore.

II.2.3. Etape 3 : détente isotherme

Le déplaceur est au niveau de la source froide, au point mort bas, le gaz se détend et pousse le piston qui génère un travail mécanique (voir figure II.1-c). Le gaz est toujours du coté de la source chaude.

II.2.4 Etape 4 : refroidissement isochore

Le déplaceur se déplace vers la source chaude, le gaz rejoint la source froide. Le piston est au niveau du point mort bas (voir figure II**.** 1.-d), le volume est constant : **[3].**

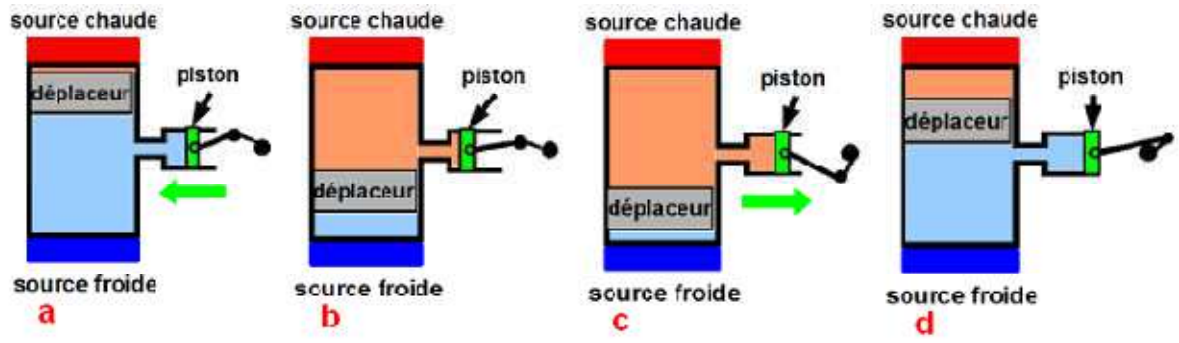


Figure II.1. : Principe de fonctionnement d'un moteur Stirling .

Le principe de ce moteur est facile, cependant les échanges thermiques sont lents. Afin d'améliorer le rendement du moteur, la chaleur dissipée par la source froide doit être récupérée et réinjectée dans le cycle. Il faut donc ajouter un régénérateur qui va récupérer l'énergie thermique libérée par le gaz pendant le refroidissement et le transmet au gaz pendant le réchauffage. **[3].**

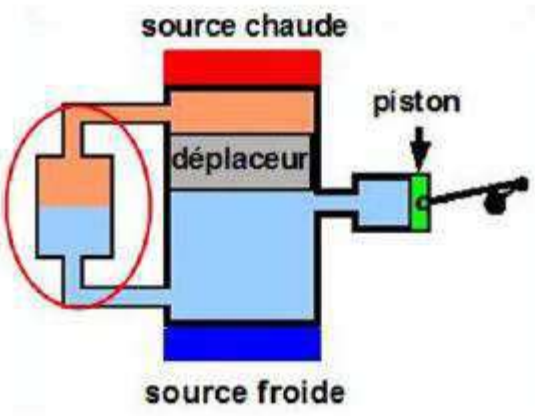


Figure II.2.: principe du régénérateur .

II.3. Etude du moteur Stirling :

Le moteur Stirling suit le cycle thermodynamique théorique suivant, dans le plan (P, V) :

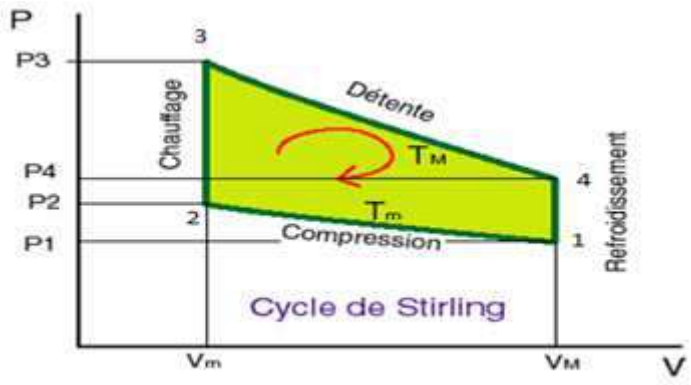


Figure II.3. : Cycle théorique du moteur Stirling .

•1→2 correspond à la compression isotherme à la température froide T1.

•2→3 correspond au chauffage isochore du gaz de volume V2.

•3→4 correspond à la détente isotherme à la température chaude T3.

•4→1 correspond au refroidissement isochore du volume V4.

-La chaleur Q1-2 produite par la compression est absorbée par la source froide (T1).

-La chaleur Q 3-4 provenant de la source chaude (T2) permet la dilatation du gaz, par conséquent c'est un travail fourni vers l'extérieur.

-Les chaleurs Q2-3 et Q4-1 sont produites par des transformations à volume constant. Elles ne sont ni absorbantes ni productrices de travail.

-La compression isotherme 1-2 absorbe le travail W1-2.

II.3.1. Les différents types du moteur Stirling :

Trois types de moteur Stirling se distinguent : le moteur Alpha, le moteur Béta et le moteur Gamma. On les différencie par leur configuration géométrique.

II.3.1.1. Le moteur Alpha :

Le moteur alpha (voir figure II.3.1) est un moteur bicylindre : il est composé de deux pistons qui se déplacent dans deux cylindres différents ; ce qui lui permet de dissocier la

source froide et la source chaude. Les pistons sont placés avec un angle de 90° afin que le piston de la source froide soit en retard de ¼ de tour sur le piston de la source chaude.

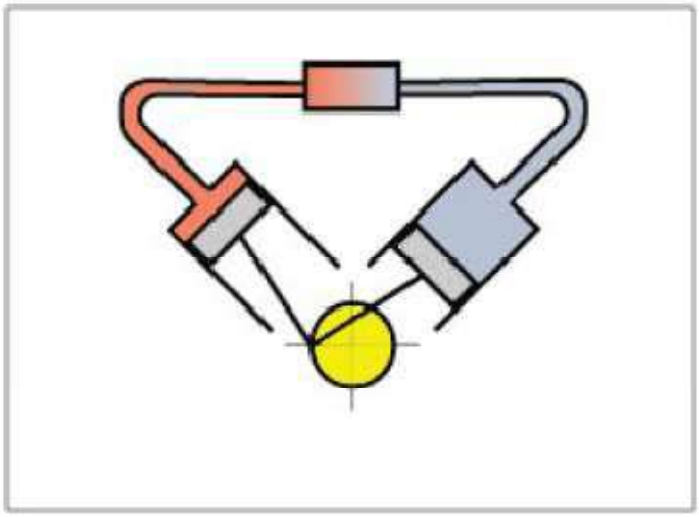


Figure II.3.1: principe du moteur Stirling Alpha .

Le couplage cinématique permet au gaz de travail de se déplacer entre les deux pistons en traversant un régénérateur. Ce régénérateur récupère l'énergie du gaz chaud lorsque cet air est expulsé vers la source froide et la transmet dans le trajet inverse. Ceci permet d'éviter les pertes calorifiques. Cependant, le rendement du moteur Stirling Alpha n'est que de 0.45 ce qui est inferieur au rendement théorique du moteur Stirling. Mais il reste supérieur aux moteurs à explosion.

II.3.1.2. Moteur Stirling Beta :

Le moteur Beta est monocylindrique. Son seul cylindre contient la chambre froide et la chambre chaude. Ce moteur est composé d'un piston moteur et d'un déplaceur qui déplace le volume du gaz de la partie froide à la partie chaude (voir figure II. 3.2). **[4].**

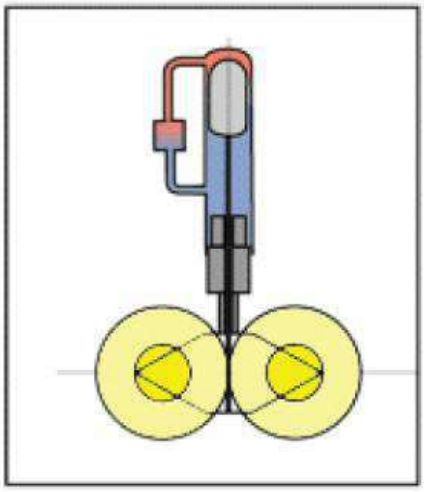


Figure II.3.2: principe du moteur Stirling Bêta.

II.3.1.3. Moteur Stirling Gamma :

Ce moteur est bicylindre, il est composé d'un piston et d'un déplaceur. Le déplaceur déplace le gaz d'une zone à l'autre (voir figure II.3.3). Le gaz subit des variations de températures qui engendrent à leur tour des variations de pression qui mettent en mouvement le piston moteur.

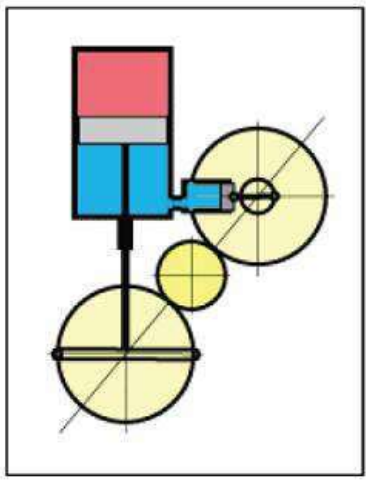


Figure II.3.3: principe du moteur Stirling Gamma.

II.4. Avantages et inconvénients du moteur Stirling :

II.4.1. Avantages :

•Le moteur Stirling possède de nombreux avantages par rapport aux moteurs à explosion.

• En plus de la pollution sonore réduite, l'absence d'échange de gaz avec le milieu extérieur le rend utile dans les milieux pollués, ou les milieux où il ne faut pas amener de matière étrangère.

• Entretien facile : du fait de son absence d'échange de matière avec son environnement et l'absence de réaction chimique interne, ce moteur se détériore moins qu'un moteur à combustion interne.

•Contrairement aux moteurs à explosion, le moteur Stirling ne présente pas de combustion interne, ce qui lui permet d'être moins bruyant, moins polluant et vibre moins qu'un moteur classique. Ce moteur est aussi réversible, il peut devenir pompe à chaleur s'il est couplé à un autre moteur. On peut aussi citer son aptitude écologique qui répond aux exigences environnementales en matière de pollution. Enfin le moteur Stirling fonctionne avec plusieurs sources de chaleurs : gaz, charbon, fuel, bois, déchets, géothermie et énergie solaire.

• Fonctionne avec n'importe qu' 'elle source de chaleur.

• Fonctionnement en régime fermé = pas de corrosion.

II.4.2 Inconvénients :

• Malgré des avantages importants, le moteur Stirling a cependant quelques inconvénients. En effet, ce moteur a des problèmes d'étanchéité difficiles à résoudre lorsque la pression est élevée.

• Conception délicate : alors que les moteurs à combustion interne produisent la chaleur directement au sein du fluide, très vite et de façon très homogène, un système Stirling repose sur des transferts thermiques entre le gaz et les échangeurs (les deux sources, le récupérateur), alors que les gaz sont des isolants thermiques où les échanges sont très lents. De plus, il faut

minimiser le volume « mort » (contenant du fluide qui n'accomplit pas le cycle et donc ne contribue pas au rendement). Tout cela pose des problèmes de dynamique des fluides, problèmes difficiles à résoudre, au niveau des échangeurs, du récupérateur, des tuyaux ou du piston qui permettent le déplacement du gaz au cours du cycle (problèmes de diamètre, de longueur, de turbulences à créer ou éviter, etc.).

•Le rendement dépend de la différence de température

Stockage coûteux (voiture)

•Puissance difficile à régler.

•Fuite du fluide de travail

•Prix de fabrication

II.5. Utilisations du moteur Stirling :

II.5.1. Domaine de l'informatique :

On a vu apparaître, récemment, une utilisation très spécifique du moteur Stirling pour refroidir un micro-processeur d'ordinateur .(voir Figure II.3.4).

Il s'agit d'un micro-moteur Stirling qui utilise l'énergie thermique dissipée par le micro-processeur. Ce petit moteur entraîne un Ventilateur qui dissipe le restant de chaleur évacué par le microprocesseur.

Il n'y a donc pas besoin d'énergie électrique supplémentaire pour assurer cette fonction de refroidissement contrairement à ce qui se Passe sur un ordinateur "usuel". Certains évaluent à 70% la chaleur dissipée de la sorte. [5].



Figure II.3.4: Utilisations du moteur Stirling dans domaine de l'informatique.

II.5.2. Domaine spatial :

Certains satellites se procurent de l'énergie grâce à un moteur Stirling. Le rendement est Particulièrement élevé vu les grandes différences de température disponibles. La source chaude est constituée par des radio-isotopes. (voir Figure II.3.5).

Cependant, l'utilisation de corps radioactifs n'est pas très écologique et présente des risques au moment de l'envol de la fusée. Sa justification vient du fait que des panneaux solaires peuvent se Salir ou être détruits dans certaines zones de l'espace, comme à proximité de Mars.

La NASA a toujours été en pointe dans ce domaine. Elle a développé un moteur Stirling à piston libre qu'on peut voir sur l'animation ci-contre. Actuellement, elle mène des études concernant L'installation d'une base permanente sur la Lune. Pour produire de l'électricité à cette station, la NASA réfléchit à une petite centrale nucléaire produisant la chaleur nécessaire à un moteur Stirling à piston libre. La source froide serait constituée par de grands radiateurs.

Le moteur Stirling devra avoir un bon rendement et surtout un très bon rapport Puissance / Masse.

Ce dernier point est capital dans le domaine spatial pour limiter la masse de carburant embarqué Par la fusée de lancement. [5].

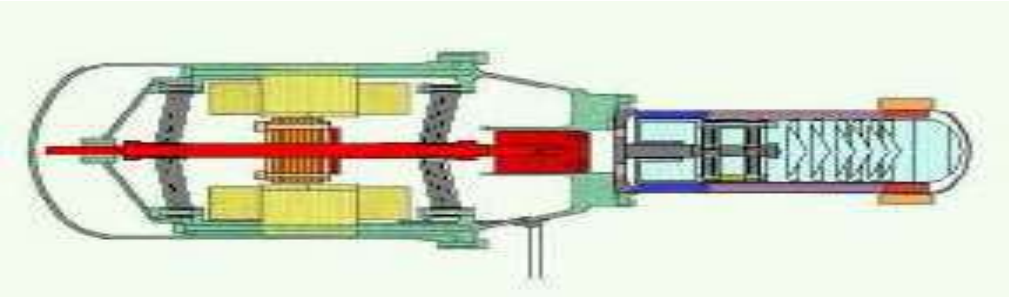


Figure II.3.5: Utilisations du moteur Stirling dans domaine spatial.

II.5.3. Pompage d'eau :

Basé sur le cycle de Stirling, ce dispositif permet de véhiculer de l'eau. Hormis des clapets, il n'y a aucune pièce mécanique en mouvement.

Une telle "moto-pompe" est simple, rustique, peu chère, facile à mettre en œuvre... Toutes ces qualités lui font pardonner son rendement et ses performances médiocres si on dispose d'énergie Peu chère et abondante, le soleil par exemple. (Figure II.3.6).

Le fluydine peut constituer un moyen économique d'irrigation des terres cultivées dans les pays Chauds. **[5].**

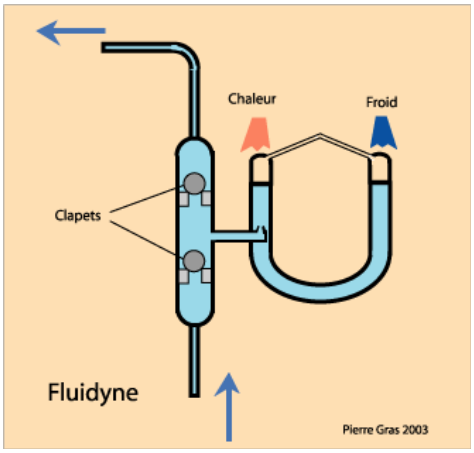


Figure II.3.6: Utilisations du moteur Stirling dans Pompage d'eau.

II.5.4. Domaine de réfrigération :

La principale application commerciale du Stirling est dans le domaine de la réfrigération

II.5.5. Domaine industrielle et militaire :

Il sert de machine pour la liquéfaction des gaz et comme refroidisseur pour les systèmes de guidage militaire infrarouge (sous marin silencieux). **[5].**

II.6. Conclusion :

Après cette étude sur le moteur Stirling, on conclut que le fonctionnement est basée sur :

- la différence de température (sources chaude-froide).
- La répétition continue de l'opération de la détente du fluide chaud et la compression du fluide froid.

On note aussi que les technologies Stirling sont une solution prometteuse pour faire face aux problèmes d'énergies fossiles. Ces moteurs ont l'aptitude d'utiliser une multitude de sources de chaleur : énergie solaire, biomasse, etc. Ils ont aussi une vaste gamme d'applications.

Chapitre III :

Cycle de Stirling avec régénérateur parfait et sans volume mort

On présente dans ce chapitre la démarche théorique d'un calcul thermodynamique d'un cycle de Stirling avec régénérateur parfait et sans volume mort.

III .1. Rendement théorique du moteur de Stirling :

III .1.1. Introduction :

On suppose que le gaz de travail est un gaz parfait. L'équation d'état du gaz est vérifiée tout instant :

$$P\,V = nRT \qquad \text{(III .1)}$$

$$P = \rho r\, T$$

Où ρ[kg/m3] est la masse volumique

et r = R/M[J/kg.K] avec M [kg/mol] est la masse molaire du fluide considéré **[6].**

III .1.2. Définition : [6]

Le rendement théorique du moteur de Stirling idéal peut se calculer grâce au principe de la thermodynamique. Il se définit de la manière suivante :

$$\eta_{Sterling} = \frac{\text{Travail récupéré par l'utilisateur}}{\text{Energie fournie par l'utilisateur}}$$

III .1.3. Cycle avec un régénérateur parfait et sans volume mort:

Pour une régénération idéale, la chaleur totale rejetée pendant la transformation4-1 serait absorbée par un régénérateur parfait et rendue au fluide de travail pendant la transformation 2-3(figure III.1).

Autrement dit, ce régénérateur parfait aurait une surface infinie ou bien il serait nécessaire de disposer d'un temps de régénération infini.

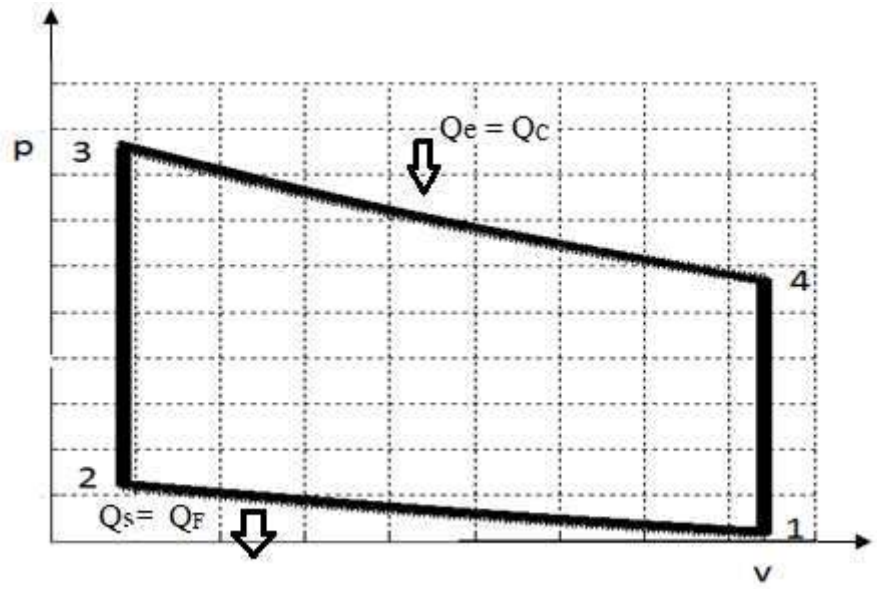


Figure III.1:**représente le diagramme p-v.**

III .1.3.1.<u>Etude thermodynamique</u> :

Le moteur Stirling suit le cycle thermodynamique théorique de la figure III.1, dans le plan (P, V) tel que :

1→2 correspond à la compression isotherme à la température froide $T_1 = T_2 = T_f$

2→3 correspond au chauffage isochore du gaz de volume $V_2 = V_3$

3→4 correspond à la détente isotherme à la température chaude $T_3 = T_4 = T_C$

4→1 correspond au refroidissement isochore du volume $V_4 = V_1$

-La compression isotherme. (1-2)

$T_1 = T_2 = T_f$

$W_{1_2} = -\int PdV = -nRT_1 \int dV/V$

$W_{1_2} = - nRT_1 \ln (V_2/V_1)$

$W_{1_2} = nRT_1 \ln (V_1/V_2)$

$W_{1_2} = nRT_f \ln \tau$ (III .2)

$Q_{1\text{-}2} = -W_{1\text{-}2}$

$\tau = V_1/V_2 = P_2/P_1$ (III .3)

-Le chauffage isochore. (2-3) :

$V_2=V_3$ et $W_{2_3} = 0$

$Q_{2_3} = \Delta U_{2_3} = C_v \Delta T = C_v (T_3-T_2) = C_v (T_3-T_1) = C_v (T_C - T_F)$ (III .4)

$[C_v = nc_v]$ en [J/K]

$\Delta T = T_3-T_1 = T_C - T_F$

-Détente isotherme (3-4) :

$T_3=T_4=T_C$

$W_{3_4} = - nRT_3 \ln (V_4/V_3) = -nRT_3 \ln \tau$

$W_{3_4} = -nRT_C \ln \tau$ $Q_{3_4} = - W_{3_4}$ (III .5)

τ : Taux de compression, $\tau = V_4/V_3 = V_1/V_2$

-Le refroidissement isochore: (4-1) :

$V_1=V_4$ et $W_{4_1} = 0$

$Q_{4_1} = \Delta U_{4_1} = C_v (T_1-T_4) = - C_v (T_3-T_1) = - C_v (T_C - T_F)$ (III .6)

III.1.4.Chaleur totale ajoutée

$$Qe = Q_C = Q_{2_3} + Q_{3_4}$$

$$Qe = nc_v(T_C - T_F) + nRT_C \ln \tau \qquad \text{(III .7)}$$

III.1.5.Chaleur totale rejetée vers l'extérieur :

$$Qs = Q_F = Q_{4_1} + Q_{1_2}$$

$$Qs = - C_v (T_C - T_F) - nRT_f \ln \tau \qquad \text{(III .8)}$$

III.1.6. Le Travail total :

$$Wt = W_{1_2} + W_{3_4} = nRT_f \ln \tau - nRT_C \ln \tau$$

$$Wt = - nR (T_C - T_F) \ln \tau \qquad \text{(III .9)}$$

III.1.7.L'expression du Rendement de Stirling:[7]

D'après la définition, le rendement théorique du moteur de Stirling est égal:

$$\eta = \frac{-Wt}{Q_C}$$

$$\eta = \frac{nR(T_C - T_F) \ln \tau}{ncv\,(T_C - T_F) + nRT_C \ln \tau}, \text{ où } \quad cv = \frac{R}{\gamma - 1}$$

$$\eta = \frac{1}{\frac{1}{(\gamma - 1)\ln \tau} + \frac{T_C}{\Delta T}} \qquad \text{(III .10)}$$

Avec $\Delta T = T_C - T_f$

III .2.Influence de quelque paramètre sur le rendement de Stirling :

III .2.1.Influence de la température de la source chaude :

La température de la source chaude est un paramètre très important puisqu'il détermine la gamme de fonctionnement du moteur Stirling.

Les Figures III.2 et III.3 montrent son influence sur le travail et le rendement du moteur Stirling, respectivement. Il est très clair que le travail et le rendement du moteur Stirling s'accroît en fonction de la température de la source chaude.

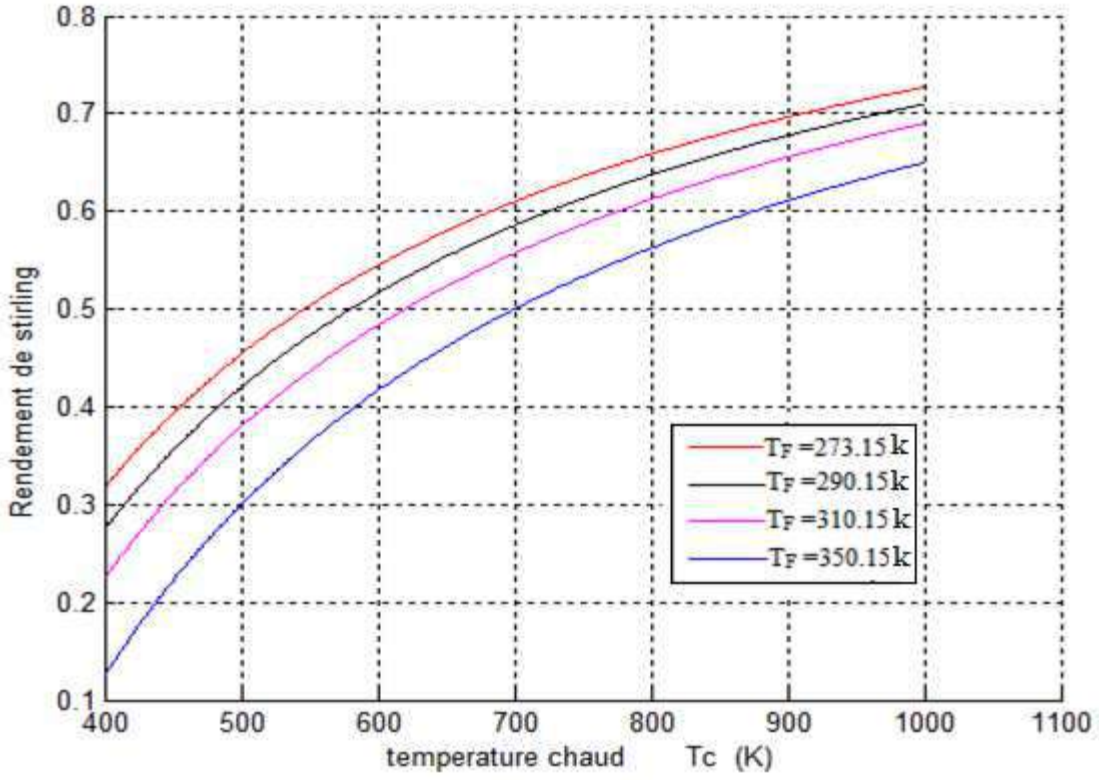


Figure III.2 : Rendement théorique de Stirling en fonction de température chaude

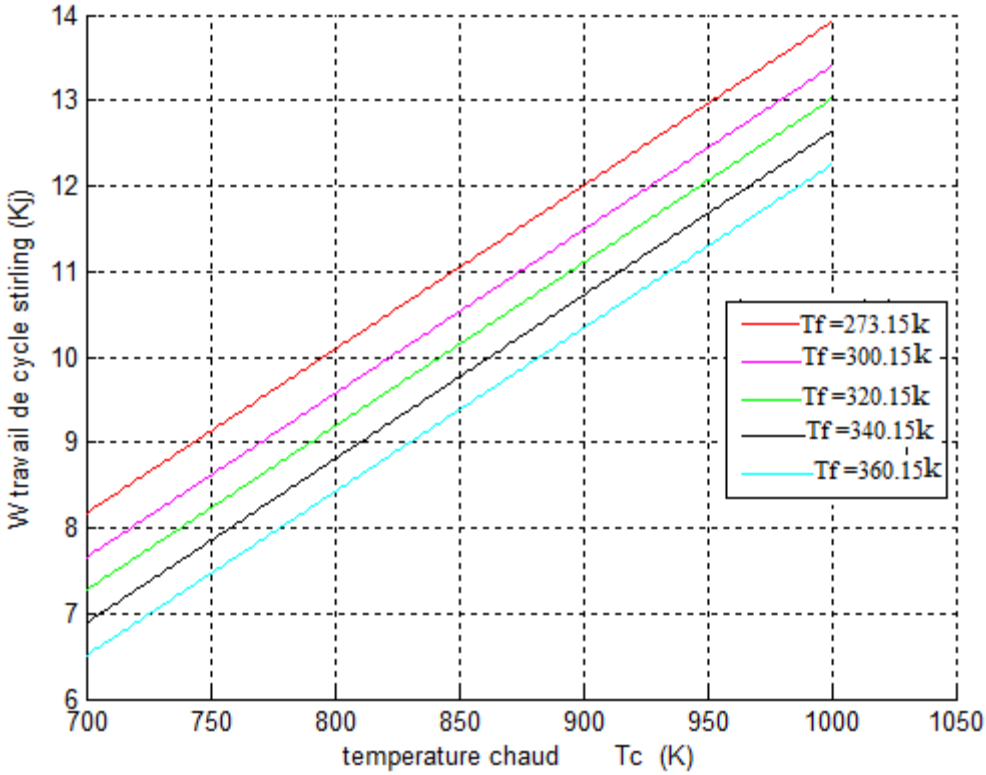


Figure III.3 : Travail de Stirling en fonction de température chaude

III.2.2.Influence de la température de la source froide :

Les figures III.4et III.5montrent que les performances du moteur diminuent avec l'augmentation de la température de la source froide contrairement à celle de la source chaude.

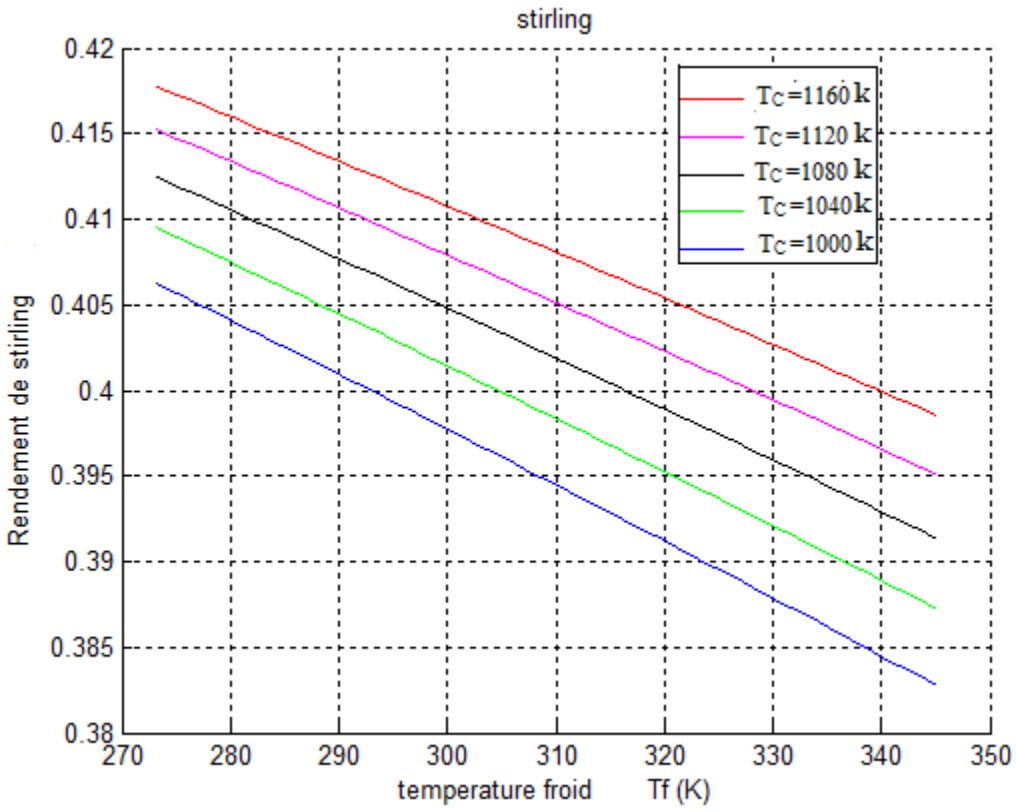


Figure III.4 : Rendement théorique de Stirling en fonction de température froide

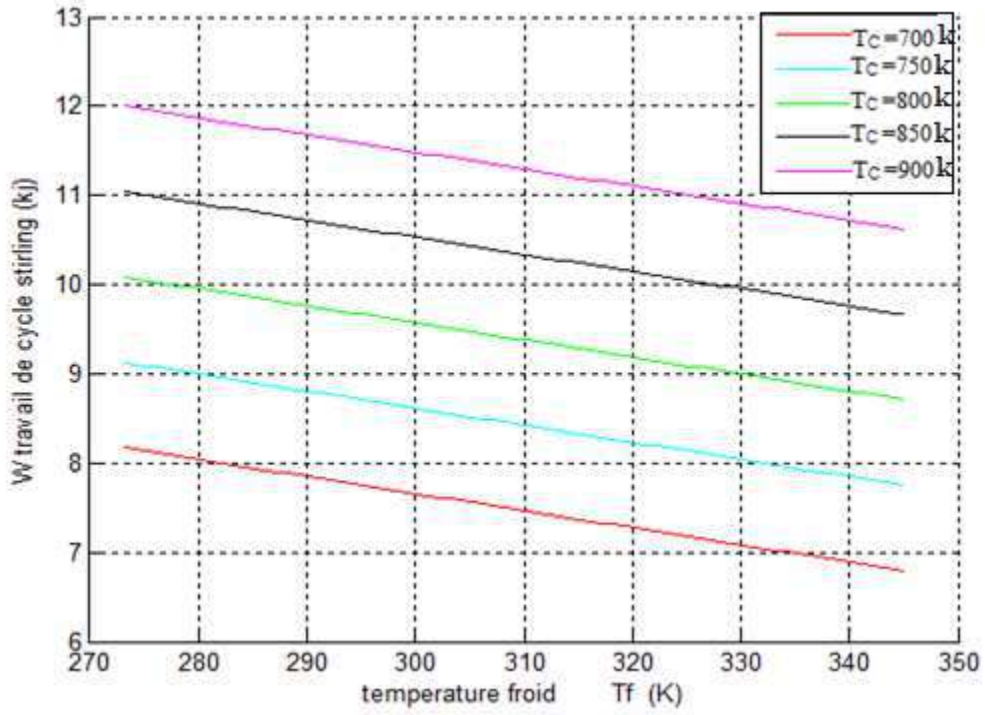


Figure III.5 : Travail de Stirling en fonction de température froide

III.2.3.Influence du taux de compression :

Le taux ou coefficient de compression est défini ici comme le rapport du volume maximal que le gaz de travail peut occuper dans le moteur au cours d'un cycle par le volume minimal qu'il occupera pendant ce même cycle [21].

Par rapport aux notations de la figure Figure III.1,on a également :$\tau = V_4/V_3 = V_1/V_2$

La figure III.6 montre que le rendement d'un moteur Stirling est une fonction croissante du rapport volumétrique (taux de compression), sans oublier la nature et les caractères du fluide utilisé dans le moteur.

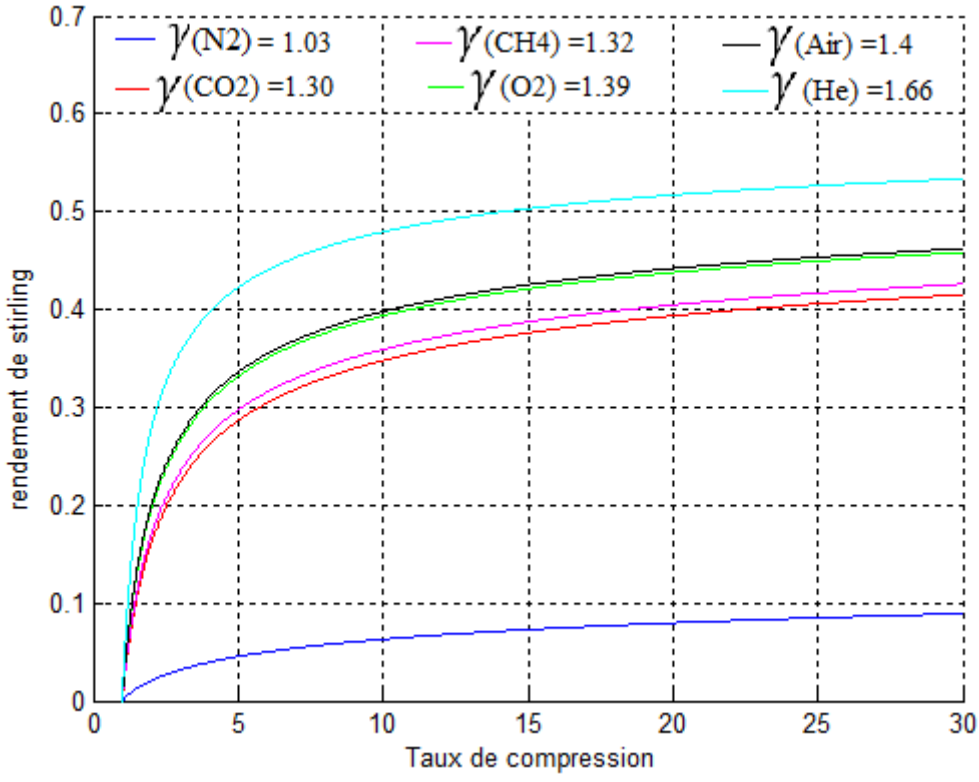


Figure III.6 : Rendement théorique de Stirling en fonction de taux de compression

III.2.3.1. Influence du Fluides de travail dans le moteur Stirling : [9]

Les fluides de travail couramment utilisés dans des moteurs Stirling se composent de l'air, de l'hélium, ou de l'hydrogène. La sélection d'un fluide de travail particulier est basée sur les propriétés des fluides suivantes : Conductivité thermique, chaleur spécifique, densité, et viscosité.

Un fluide de travail avec une plus grande conductivité thermique, une densité et une chaleur spécifique plus élevée permettra d'améliorer les capacités de transfert de chaleur du gaz et l'efficacité des échangeurs de chaleur. Un fluide de travail avec une plus faible densité et une viscosité réduira la chute de pression à travers le régénérateur, l'aire de travail, et l'espace vide et il améliorera par conséquent le rendement du moteur.

Le fluide de travail pour des moteurs Stirling d'une haute performance est souvent l'hydrogène ou l'hélium puisqu'ils ont une plus grande conductivité thermique et une capacité thermique par rapport à l'air suivant les indications du schéma (III.7) et schéma (III.8) respectivement.

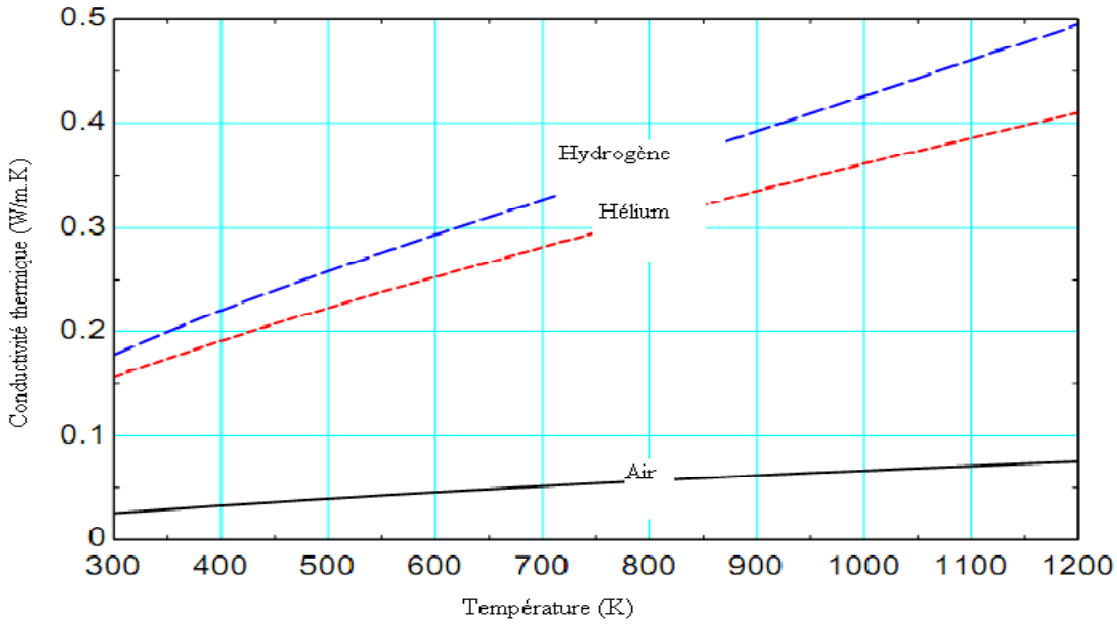


Figure III.7 : Conductivités thermiques des fluides de travail en fonction de la température [9]

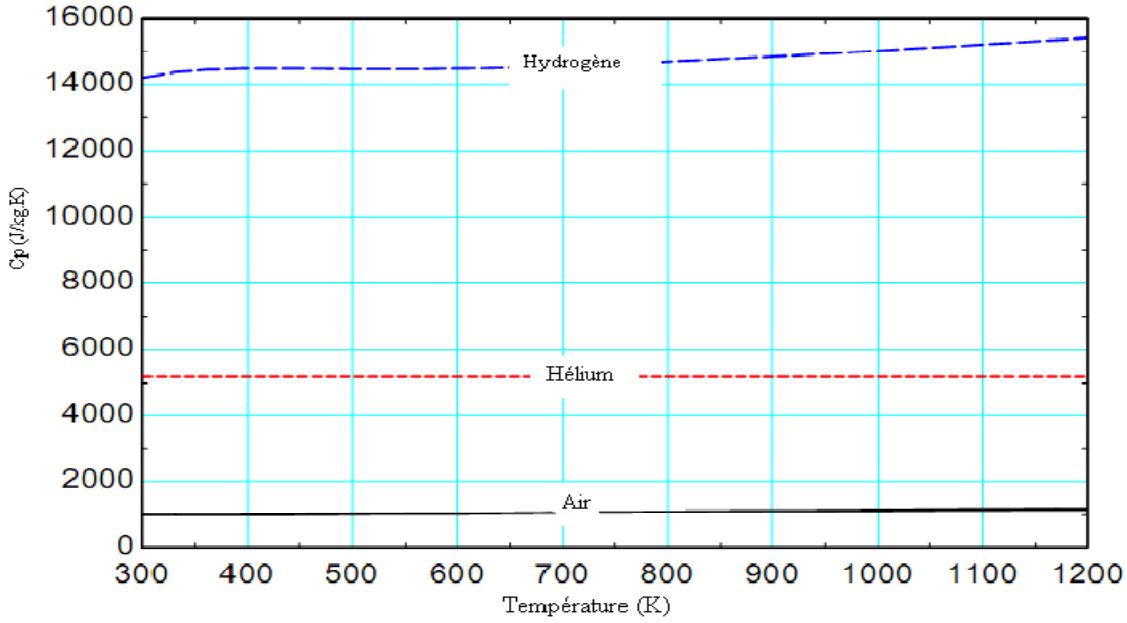


Figure III.8. : Chaleurs spécifiques des fluides de travail en fonction de la température [9]

III.3. Conclusion :

Dans ce chapitre, nous avons commencé par donner les calculs thermodynamiques de différentes phases du cycle théorique de Stirling (compression isotherme, chauffage isochore, détente isotherme et refroidissement isochore) et ensuite, nous avons présenté quelques paramètres qui peuvent influencer sur le rendement de ce type de moteur.

Chapitre IV :

Cycle de Stirling avec régénérateur imparfait et pressante de volume mort

IV.1.Introduction :

On présente dans ce chapitre la démarche théorique d'un calcul thermodynamique d'un cycle de Stirling avec régénérateur imparfait et présentant d'un volume mort

Pour un régénérateur imparfait, la température du fluide de travail à l'entrée et à la sortie du régénérateur correspond à T1' et T3' respectivement (Figure IV.2**)**. Des échangeurs externes doivent alors augmenter la température de T3' à T3 et la diminuer de T1'vers T1. Le développeur de moteur Stirling doit pouvoir évaluer l'efficacité de son régénérateur et d'analyser cette imperfection pour calculer le rendement final de sa réalisation.

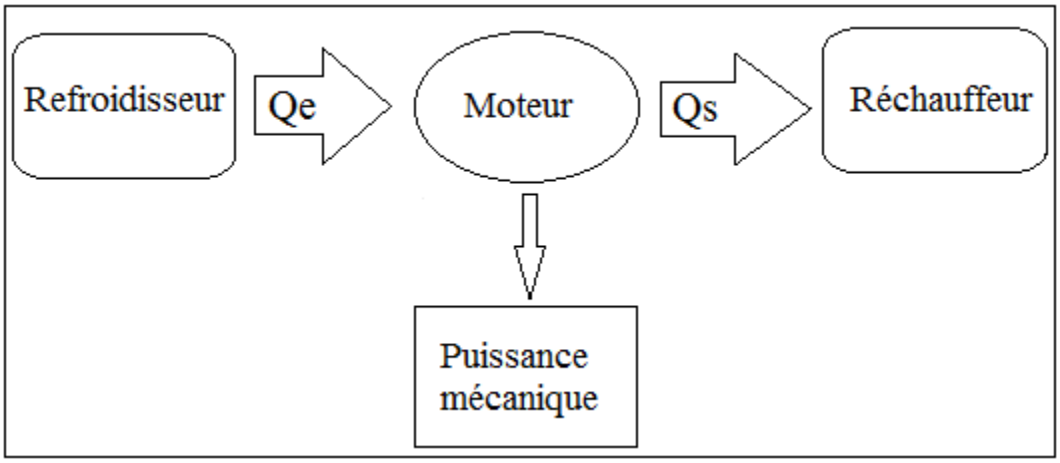


Figure IV.1 : un schéma simplifié d'un moteur Stirling équipé d'un régénérateur.

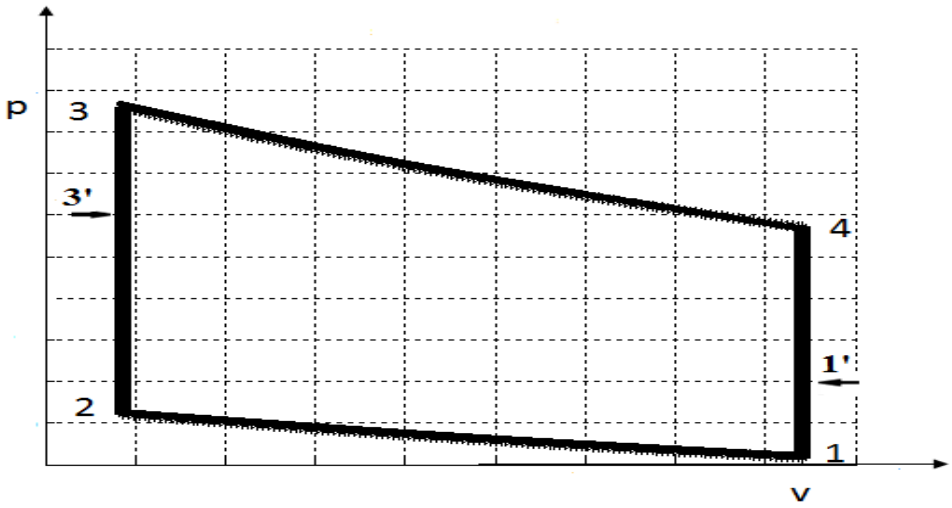


Figure IV.2 : diagramme p-v d'un moteur Stirling équipé d'un régénérateur.

IV.2.L'efficacité d'un régénérateur e [10]:

L'efficacité du régénérateur **e** est exprimée de la manière suivante :

A) Coté chaud :

$e = \frac{Q_{2-3'}}{Q_{2-3}}$Après la simplification on trouve :

$$e = \frac{T_{3'} - T_1}{T_3 - T_1} \qquad \text{(IV.1)}$$

La valeur de **e** est de 1 pour 100% d'efficacité, cela correspond à une régénération idéale. Une valeur de zéro correspond à une absence totale de régénérateur ou pire, à une efficacité de 0%. La température du gaz de travail à la sortie du régénérateur peut être calculée à partir de l'efficacité de celui-ci. Cela nous donne alors :

$$T_{3'} = T_1 + e\,(T_3 - T_1) \qquad \text{(IV.1. A)}$$

B) Coté froid :

Pour un régénérateur ayant une même efficacité de chauffage et de refroidissement :

$$Q_{2-3'} = Q_{4-1'}$$

La température du gaz de travail à l'entrée sera :

$$T_{1'} = T_3 + e\,(T_1 - T_3) = T_3 - e\,(T_3 - T_1) \qquad \text{(IV.1. B)}$$

Pour un moteur Stirling contenant un volume mort notable, il est important d'avoir une température correcte du fluide de travail au niveau du régénérateur. La température effective du gaz contenu dans le volume mort du régénérateur peut être déterminée par une simple moyenne arithmétique :

$$T_R = \frac{T_{3'} + T_{1'}}{2} \qquad \text{(IV.2)}$$

En substituant l'équation (IV.2)et (IV.3)en équation (IV.4)cela donne :

$$T_R = \frac{T_3 + T_1}{2} \qquad \text{(IV.3)}$$

Nous observons qu'en utilisant la moyenne arithmétique, la température effective du régénérateur devient indépendante de son efficacité.

Le volume mort correspond à la somme des volumes du fluide de travail contenus dans les échangeurs, le régénérateur ainsi que dans les raccordements entre ces différents éléments. Il est évident qu'un moteur Stirling contient des volumes morts irréductibles. En pratique, on trouve des moteurs avec un volume mort représentant 58% du volume total.

IV.3. <u>Les volumes morts</u> [11]:

Les volumes morts contenus dans le réchauffeur, le régénérateur et le refroidisseur sont exprimés en mètres cubes et sont respectivement exprimés par :

V_{Mc}, V_{Mr} et V_{Mf}

alors le volume mort total s'exprime par:

$$V_{MT} = V_{Mc} + V_{Mr} + V_{Mf} = (k_{Mc} + k_{Mr} + k_{Mf})\, V_{MT} \qquad \text{(IV.4)}$$

Où

$k_{Mc} = \frac{V_{Mc}}{V_{MT}}$: représente le rapport du volume mort chaud sur le volume mort total

$k_{Mr} = \frac{V_{Mr}}{V_{MT}}$: représente le rapport du volume mort du régénérateur sur le volume mort total

$k_{Mf} = \frac{V_{Mf}}{V_{MT}}$: est le rapport du volume mort froid sur le volume mort total.

Représentons maintenant le rapport entre le total des volumes morts et le volume total de gaz contenu dans le moteur par $k_{MT} = \frac{V_{MT}}{V_T}$alors le total des volumesmorts peut être exprimé sous la forme:

$V_{MT} = k_{MT} V_T = k_{MT}(V_{MT} + V_D + V_P)$ (IV.5)

Où V_D et V_P représentent les volumes en mètres cubes déplacés par le piston déplaceur et le piston de travail.

Le volume mort d'un moteur Stirling est souvent exprimé en référence au volume total de gaz déplacé, cela nous donne alors:

$V_{MT} = k_{MDP}(V_D + V_P)$ (IV.6)

En conséquence le rapport du volume mort sur le volume total est celui du volume mort sur le total des volumes balayés. Il est exprimé par:

$$k_{MT} = \frac{k_{MDP}}{1+k_{MDP}} \text{ ou } k_{MDP} = \frac{k_{MT}}{1-k_{MT}} \quad \text{(IV.7)}$$

IV.4. Équations d'état [11]:

Nous commençons par l'équation d'état correspondant à la transformation isotherme 1-2. Nous avons les espaces chaud et froid, respectivement V_C et V_f où les températures du fluide de travail correspondent respectivement à T_3 et T_1 Sans oublier la température du régénérateur : T_R.

Dans cette équation nous tenons compte des volumes morts V_{MC}, V_{Mf} et V_{Mr}

La pression instantanée, supposée uniforme dans le moteur, s'obtient par la relation :

$$p = \frac{mR}{\frac{V_c}{T_3}+\frac{V_{Mc}}{T_3}+\frac{V_{Mr}}{T_r}+\frac{V_{Mf}}{T_1}+\frac{V_f}{T_1}} = \frac{mR}{\frac{V_c}{T_3}+K+\frac{V_f}{T_1}} \quad \text{(IV.8)}$$

Cela nous donne:

$$K = \frac{V_{Mc}}{T_3} + \frac{V_{Mr}}{T_r} + \frac{V_{Mf}}{T_1} \quad \text{(IV.9)}$$

m : correspond à la masse totale de gaz contenu dans le moteur (en kg).

En substituant l'équation (IV.3)et (IV.4)dans l'équation (IV.9), cela donne:

$$K = \left(\frac{k_{Mc}}{T_3} + \frac{2k_{Mr}}{T_3 + T_1} + \frac{k_{Mf}}{T_1}\right)V_{MT}$$

Il devient clair maintenant que pour des températures données du fluide de travail le facteur K est fonction des volumes morts.

IV.4.1.La compression isotherme. (1-2)

Durant la transformation correspondant à la compression isotherme, le fluide de travail contenu dans l'espace froid est comprimé depuis$V_{f1} = V_D + V_P$vers $V_{f2} = V_D$.

V_{f1} et V_{f2}représentent les volumes correspondant aux positions1 et 2 dans la figure IV.2.

Donc la chaleur rejetée pendant la transformation isotherme 1-2 est:

$$Q_{1-2} = W_{1-2} = \int_{V_{f1}}^{V_{f2}} p dV_f$$

$$= mRT_1 \ln\left(\int_{V_{f1}}^{V_{f2}} dV_f/(V_f + KT_1)\right.$$

$$= mRT_1 \ln\left(\frac{V_{f2} + KT_1}{V_{f1} + KT_1}\right)$$

$$Q_{1-2} = mRT_1 \ln\left(\frac{V_D + KT_1}{V_D + V_P + KT_1}\right) \qquad \text{(IV.10)}$$

On note que le travail de compression dépend seulement du facteur **K,** fonction des volumes morts.

IV.4.2.Le chauffage isochore. (2-3)

En principe, la chaleur ajoutée durant le chauffage isochore (2-3) est:

$$Q_{2-3} = mC_V(T_3 - T_2)$$

$$Q_{2-3} = mC_V(T_3 - T_1) \qquad \text{(IV. 11)}$$

Où $C_V$est la chaleur spécifique à volume constant (j/kg K) supposée être une constante. Sans régénérateur, cet apport de chaleur est obtenu depuis une source externe. Avec un régénérateur idéal, cet apport proviendrait uniquement de celui-ci.

La chaleur restituée par un régénérateur imparfait durant cette transformation est:

$$Q_{2-3'} = mC_V(T_3 - T_{3'})$$

$$Q_{2-3'} = emC_V(T_3 - T_1) \qquad \text{(IV.12)}$$

Donc la chaleur apportée par la source externe pendant 3'-3 devient :

$$Q_{3-3'} = mC_V(T_3 - T_{3'})$$

$$Q_{3-3'} = (1-e)mC_V(T_3 - T_1) \qquad \text{(IV.13)}$$

On voit bien que pendant cette phase du cycle, la chaleur apportée dépend de l'efficacité du régénérateur seulement.

IV.4.3.<u>Détente isotherme</u> (3- 4) :

Durant la transformation isotherme (3-4) le volume chaud contenant le gaz de travail varie de$V_{C3} = V_D$à $V_{C4} = V_D + V_P$Le volume contenant le gaz froid

V_f : est supposé être à zéro.

Pendant cette transformation, la chaleur apportée est:

$$Q_{3-4} = W_{3-4} = \int_{V_{C3}}^{V_{C4}} PdV_C$$

$$= mRT_3 \ln\left(\int_{V_{C3}}^{V_{C4}} dV_C/(V_C + KT_3)\right.$$

$$= mRT_3 \ln\left(\frac{V_{C4} + KT_3}{V_{C3} + KT_3}\right)$$

$$Q_{3-4} = mRT_3 \ln\left(\frac{V_D+V_P+KT_3}{V_D+KT_3}\right) \qquad \text{(IV.14)}$$

Il est maintenant évident que le travail fourni est dépendant des volumes morts.

IV.4.4.Le refroidissement isochore: (4-1)

La chaleur rejetée pendant la transformation isochore (4-1), phase de refroidissement du fluide est:

$$Q_{4-1} = mC_V(T_1 - T_4)$$

$$Q_{4-1} = -mC_V(T_3 - T_1) \qquad \text{(IV.15)}$$

Sans régénérateur, cette chaleur est dissipée dans le refroidisseur.

Avec un régénérateur parfait elle serait complètement absorbée par celui-ci. Avec une régénération imparfaite la chaleur absorbée par le régénérateur est alors exprimée par la formule suivante :

$$Q_{4-1'} = mC_V(T_4 - T_{1'})$$

$$Q_{4-1'} = -emC_V(T_3 - T_1) \text{(IV.16)}$$

La chaleur rejetée pendant la transformation 1-1' est alors :

$$Q_{1-1'} = mC_V(T_1 - T_{1'})$$

$$Q_{1-1'} = -(1-e)mC_V(T_3 - T_1) \qquad \text{(IV.17)}$$

Nous voyons ici que le transfert de chaleur pendant la phase de refroidissement dépend de l'efficacité du régénérateur.

IV.5.Chaleur totale ajoutée :

Pour une régénération imparfaite, la chaleur totale ajoutée depuis une source extérieure dans le cycle est:

$$Q_e = Q_{3-3'} + Q_{3-4} \text{(IV.18)}$$

Voyons cela plus en détails:

$$Q_e = mC_V((T_3 - T_{3'}) + (\gamma\text{-}1)T_3 \ln\left(\frac{V_{C4}+KT_3}{V_{C3}+KT_3}\right)$$

$$Q_e = mC_V(1-e)(T_3 - T_1) + (\gamma - 1)T_3 \ln\left(\frac{V_D+V_P+KT_3}{V_D+KT_3}\right) \qquad \text{(IV.19)}$$

γ : représente le rapport de chaleur spécifique. Il paraît maintenant évident que la chaleur totale introduite dans le moteur dépend de la qualité du régénérateur et de la quantité de volumes morts présente.

Sans régénération ou avec un régénérateur d'une efficacité nulle, la chaleur apportée au moteur depuis une source extérieure serait

$$Q_e = Q_{2-3} + Q_{3-4}$$

Par contre, avec un régénérateur parfait, ce serait

$$Q_e = Q_{3-4}$$

IV.6.Chaleur totale rejetée vers l'extérieur [12] :

Avec un régénérateur imparfait la chaleur extraite du cycle est :

$$Q_s = Q_{1-1'} + Q_{1-2}$$

Cela donne :

$$Q_s = Q_{1-1'} + Q_{1-2}$$

$$Q_s = mC_V((T_1 - T_{1'}) + (\gamma - 1)T_1 \ln\left(\frac{V_{f1} + KT_1}{V_{f2} + KT_1}\right)$$

$$Q_s = mC_V(1-e)(T_3 - T_1) + (\gamma - 1)T_3 \ln\left(\frac{V_D+V_P+KT_1}{V_D+KT_1}\right) \qquad \text{(IV.20)}$$

Nous avons ici une forte ressemblance entre chaleur ajoutée et chaleur extraite.

La dépendance de ces phénomènes à la qualité du régénérateur et de la présence de volumes morts devient indiscutable.

Sans aucune régénération cela donnerait :

$$Q_s = Q_{4-1} + Q_{1-2} \qquad \text{(IV.21)}$$

Alors qu'avec le régénérateur idéal ce serait :

$$Q_s = Q_{1-2}$$

Il paraît évident qu'une symétrie de fonctionnement du régénérateur coté chaud et coté froid apparaît ici aussi comme indispensable.

IV.7.Travail effectif [12]:

Le surplus d'énergie des deux transformations isothermes 1-2 et 3-4 est transformé en travail mécanique utile. Ce travail, avec un moteur muni d'un régénérateur imparfait et comprenant des volumes morts peut être calculé comme ceci :

$$W_{net} = \sum Q$$

$$= Q_e + Q_s$$

$$W_{net} = Q_{3-3'} + Q_{3-4} + Q_{1-1'} + Q_{1-2}$$

$$= Q_{3-4} + Q_{1-2}$$

$$W_{net} = mR[T_3 \left(\ln\left(\frac{V_{C4}+KT_3}{V_{C3}+KT_3}\right) - T_1 \ln\left(\frac{V_{f1}+KT_1}{V_{f2}+KT_1}\right)\right)] \qquad \text{(IV.22)}$$

Il faut noter que V_{C4}(Volume chaud en position 4 sur le diagramme p-v Figure(IV.2**)** est égal à V_{f1}(isochore) donc égal à $V_D + V_P = V_1$. Et que$V_{C3} = V_{C2} = V_D = V_2$ on déduit:

$$W_{net} = mR[T_3 \ln\left(\left(\frac{V_D+V_P+KT_3}{V_D+KT_3}\right) - T_1 \ln\left(\frac{V_D+V_P+KT_1}{V_D+KT_1}\right)\right)] \qquad \text{(IV.23)}$$

Il est évident que le travail fourni par le cycle dépend des volumes morts. S'ils étaient réduits à néant cela nous donnerait ceci:

$$W_{net} = mR\ln(\frac{V_1}{V_2})(T_1 - T_3)$$

Cette équation est celle que l'on trouve dans les ouvrages de thermodynamique. On constate aussi qu'en l'absence de volumes morts le travail fourni par le cycle est totalement indépendant de l'efficacité du régénérateur.

IV.8.<u>Pression effective moyenne</u> :

Le travail mécanique peut être déterminé par la pression moyenne effective du cycle (P_m) et des changements de volumes qui se résument finalement au volume balayé par le piston de travail:

$$V_{C4} - V_{C3} = V_{f1} - V_{f2} = V_1 - V_2 = V_P$$

Cela donne :

$$W_{net} = P_m V_P \text{(IV.24)}$$

L'équation(IV.22) et l'équation (IV.24) cela donne:

$$P_m = \left(\frac{mR}{V_P}\right)\left[T_3 \ln\left(\frac{V_D+V_P+KT_3}{V_D+KT_3}\right) - T_1 \ln\left(\frac{V_D+V_P+KT_1}{V_D+KT_1}\right)\right] \qquad \text{(IV.25)}$$

Notons encore que la pression effective dépend des volumes morts. S'il n'y en avait aucun, cela nous donnerait ceci, en utilisant la loi des gaz parfaits ainsi qu'en se souvenant que :

$T_1 = T_2$et que $V_2 = V_3$:

$$P_m = [\frac{\left((P_3 - P_2)V_3\right)}{V_1 - V_2}]\ln(\frac{V_1}{V_2})$$

$$= \frac{(P_3 - P_2)}{\frac{V_1}{V_2} - 1}\ln(\frac{V_1}{V_2})$$

$$P_m = \frac{(P_3 - P_2)}{\tau - 1}\ln\tau \qquad \text{(IV.26)}$$

Une autre solution consiste à calculer la pression aux quatre « coins » du cycle et d'en faire la moyenne. Cette solution passe par le calcul de la densité du gaz par rapport au volume spécifique. C'est le principe adopté dans la mise en pratique exposée plus loin.

IV.9.L'expression du rendement [6,11]:

L'efficacité thermique d'un moteur Stirling η_S peut être vue sous la forme :

$$\eta_S = \frac{W_{net}}{Q_e}$$

Cela donne pour le moteur Stirling imparfait:

$$\eta_S = \frac{[T_3 \ln(\left(\frac{V_D+V_P+KT_3}{V_D+KT_3}\right) - T_1 \ln\left(\frac{V_D+V_P+KT_1}{V_D+KT_1}\right))]}{[T_3 \ln(\left(\frac{V_D+V_P+KT_3}{V_D+KT_3}\right) + (T_3-T_1)\frac{1-e}{\gamma-1}]} \qquad \text{(IV.27)}$$

On remarque que l'efficacité thermique du moteur Stirling dépend à la fois de la qualité du régénérateur et de la proportion de volumes morts présents.

Sans volumes morts l'équation (IV.27) serait réduite à:

$$\eta_S = \frac{1}{\frac{T_3}{(T_3-T_1)} + \frac{1-e}{(T_3-T_1)(\gamma-1)ln\tau}} \qquad \text{(IV.28)}$$

Même lorsqu'une notation différente est employée comme dans l'équation (IV.28), les résultats sont identiques en utilisant la thermodynamique classique ou la thermodynamique en temps fini.

En l'absence de régénérateur (**e = 0**), ce qui représente le pire des cas pour l'efficacité du cycle du moteur Stirling, l'efficacité thermique serait alors :

$$\eta_S = \frac{1}{\frac{T_3}{(T_3-T_1)} + \frac{1}{(T_3-T_1)(\gamma-1)ln\tau}} \qquad \text{(IV.29)}$$

Si maintenant nous disposions du régénérateur parfait e = 1 et d'une absence totale de volumes morts, ce qui serait idéal pour un moteur Stirling, l'efficacité thermique serait :

$$\eta_S = \frac{T_3 - T_1}{T_3} \qquad \text{(IV.30)}$$

Ce qui nous fait dire que le cycle de Stirling possède l'efficacité du cycle de Carnot opérant entre deux sources thermiques T_3et T_1 respectives.

IV.10.Conclusion :

Il est maintenant évident qu'en théorie, le moteur Stirling peut être une machine très rentable pour convertir de la chaleur en travail mécanique.

L'efficacité d'une conception et d'une fabrication qui exclurait les volumes morts tout en incluant un régénérateur quasi-parfait équivaudrait à réaliser une machine de Carnot.

Autrement dit ce serait la réalisation du moteur thermique le plus efficace qu'il soit en termes de rendement énergétique.

Chapitre V :

Cycle de Stirling mise en pratique

V.1. Introduction:

Nous allons prendre un exemple de calcul pour voir l'influence de quelques paramètres sur le rendement du moteur Stirling (volume mort chaud, variation de température (Tc et Tf) et l'efficacité du régénérateur).

Pour cet exemple, en utilisant l'air dans le moteur, les paramètres initiaux seront les suivants:

	A) Premiercas	**B) Deuxième cas**
Température chaude	T_3 = 700.15 K = 427°C.	T_3 = 1000.15 K = 727°C.
Température froide	T_1 = 293.15 K = 20°C.	T_1 = 345.15 K = 72°C.
Volume de gaz déplacé par le piston de travail	$V_P = 69.7645 cm^3$	$V_P = 69.7645 cm^3$
Volume de gaz déplacé par le déplaceur avec	$V_D = 69.7645 cm^3$	$V_D = 69.7645 cm^3$
Volume mort morts côté chaud	V_{Mc}=107.9689 cm^3	V_{Mc}=174.4113 cm^3
Volume mort du régénérateur	V_{Mr} =11.60818cm^3	V_{Mr} =11.60818cm^3
Volume mort côté froid	V_{Mf} = 8.3053cm^3	V_{Mf} = 8.3053cm^3

Tableau(V.1) : Les paramètres initiaux mise en pratique.

La procédure de calcul d'un moteur Stirling est basée sur les équations du chapitre IV.

V.2. Les paramètres initiaux suivant le Premier cas (Tableau V.1) :

De l'équation (IV.3) pour une température du gaz de travail maintenu à T_3 = 700.15 K et à T_1 = 293.15 K, la température effective du régénérateur est: $_{TR}$= 496.65 K

Le volume des cylindres seront :

$$V_{f1} = V_{c4} = V_D + V_P = 69.7645 + 69.7645 = 139.529\ cm^3$$

$$V_{f2} = V_{c3} = V_D = 69.7645 cm^3$$

V.2.1. Calcul des volumes morts et des rapports correspondants :

De l'équation (IV.4) le volume mort total contenu dans le moteur $V_{MT} = V_{Mc} + V_{Mr} + V_{Mf}$

$V_{MT} = 107.9689 + 11.60818 + 8.3053 = 127.88238\ cm^3$

De l'équation (IV.7) on a le rapport des volumes morts sur les volumes balayés :

$k_{MDP} = 0.9165$

Le rapport des volumes morts sur le volume total est:

$k_{MT} = 0.4782$

V.2.2. Rapport de chacun des volumes morts sur le volume mort :

Voyons maintenant le rapport de chacun des volumes morts sur le volume mort total :

$$k_{Mc} = 0.8442$$

$$k_{Mr} = 0.0907$$

$$k_{Mf} = 0.0649$$

De l'équation (IV.9) le facteur K sera donc:

$$K = 2.0591\ 10^{-7} m^3 K^{-1} = 0.20591\ \ cm^3 K^{-1}$$

Les produits du facteur K sur les températures du refroidisseur et du réchauffeur seront:

$K_{T1} = K * T_1 = 60.36\ cm^3$

$$K_{T3} = K * T_3 = 144.16\ cm^3$$

Remplissons le moteur avec de l'air à pression atmosphérique.

Comme il n'est pas établi de position de remplissage normalisé, nous choisissons de placer le moteur en position 3. Le volume correspond alors au volume total maximum.

$V_T = V_D + V_P + V_{MT}$. La température de remplissage étant fixée à 20 ° C (293.15 K), elle est valable pour les trois volumes.

V.2.3. Volume totale :

$V_T = V_{MT} + V_D + V_P$

$V_T = 267.4113 cm^3$,

$P_r = 1.01235 * 10^{-5}$ Pa , $M_{air} = 29$ g mol^{-1}, $R = 287$ J kg^{-1}K^{-1}

Donc :

$$m = \left(\frac{P}{R}\right)\left(\frac{V_T}{(20 + 273.15)}\right) = \left(\frac{1.01235 * 10^5}{287}\right)\left(\frac{267.4113 * 10^{-6}}{293.15}\right)$$

$m = 0.322113$ g

Nous allons maintenant calculer les différentes transitions d'état pour un cycle complet en tenant compte de l'efficacité du régénérateur, fixé arbitrairement à 70%(e = 0,7), et des volumes morts présents.

V.2.4. Travail de compression et travail de détente :

De l'équation (IV.10), le travail de compression isotherme1-2 est:

$$W_{1-2} = -4.5475 \text{ J}$$

De l'équation (IV.14) le travail d'expansion isotherme 3-4 est:

$$W_{3-4} = 7.14139 \text{ J}$$

V.2.5. Le travail fourni par le moteur :

Nous avons que le travail fournit par le moteur est la somme de ces deux derniers résultats. Les deux autres transformations nous servant à calculer le rendement énergétique du moteur.

$$W_{net} = W_{1-2} + W_{3-4}$$

$$W_{net} = -2.5938 \text{ J}$$

Cependant si nous utilisons la formule (IV.23) pour calculer ce travail, le résultat est identique à la somme évoquée plus haut.

V.2.6. Les températures du régénérateur :

Calculons le rendement énergétique des deux isochores en tenant compte de l'efficacité du régénérateur.

On prend Cv (qui représente la Chaleur spécifique à volume constant (J/Kg K)) egale à 718 pour l'air [23].

Les températures de sortie du régénérateur 1' et3', dépendantes de l'efficacité du régénérateur définit par e. Nous utilisons les formules (IV.1.A) et (IV.1.B).

Température froide de régénérateur $T_1' = 415.25$ K

Température chaude de régénérateur $T_3' = 578.05$ K

Le chauffage isochore 2-3 est la somme des chaleurs apportées par le régénérateur et par celle apportée depuis une source extérieure.

De l'équation (IV.11) la chaleur totale apportée pendant cette transformation est:

$$Q_{2-3} = 36.7962 \text{ J}$$

De l'équation (IV.13) la chaleur apportée depuis une source extérieure pendant la transformation 3'-3 est:

$$Q_{3-3'} = 11.0388 \text{ J}$$

Le refroidissement isochore 4-1 est la somme de la chaleur rejetée dans le régénérateur et celle extraite vers le milieu extérieur.

L'équation (IV.15) donne:

$$Q_{4-1} = -36.7962 \text{ J}$$

V.2.7. Les chaleurs, d'entrée et de sortie :

De l'équation (IV.17) la chaleur extraite vers le milieu extérieur pendant la transformation 1-1' est:

$$Q_{1-1'} = -11.0388 \text{ J}$$

La formule (IV.18) nous dit que l'énergie totale apportée correspond à :

$Q_e = Q_{3-3'} + Q_{3-4} = 18.1802$ J

Celle rejetée se calcule suivant la formule (IV.21) :

$Q_s = Q_{4-1} + Q_{1-2} = -15.5864$ J

Le travail net par cycle, que nous avons déjà calculé, peut aussi être vue comme la somme de Q_e et de Q_s

V.2.8. Le rendement thermique :

Le rendement thermique du moteur s'obtient avec la formule (29)

$$\eta_S = \frac{|W_{net}|}{Q_e}$$

$$\eta_S = \frac{2.5938}{18.1802} = 0.1426$$

L'efficacité de Carnot suivant la formule (IV.28) est de 0.5813ce qui montre que nous pouvons encore améliorer le rendement de ce moteur.

V.2.9. Les pressions aux quatre positions :

Pour obtenir la pression aux quatre « coins » de cycle du moteur le plus simple est de procéder ainsi.

V.2.9.1. Pression sur le point 1 du diagramme P- V :

Le volume est égal à$V_D + V_P + V_{Mt}$et la température égale àT1 la pression est alors :

$$P_1 = R * T_1 * \left(\frac{m}{V_D + V_P + V_{Mt}}\right) = 0.39616 \text{ kgcm}^{-2} = 0.39616\ 10^5 \text{ Pa}$$

V.2.9.2. Pression sur le point 2 :

$$P_2 = R * T_1 * \left(\frac{m}{V_D + V_{Mt}}\right) = 0.53600 \quad 10^5 \text{ Pa}$$

V.2.9.3. Pression sur le point 3:

$$P_3 = R * T_3 * \left(\frac{m}{V_D + V_{Mt}}\right) = 1.28017\ 10^5\ \text{Pa}$$

V.2.9.4. Pression sur le point 4:

$$P_4 = R * T_3 * \left(\frac{m}{V_D + V_P + V_{Mt}}\right) = 0.94618\ 10^5\ \text{Pa}$$

V.2.10. La pression effective moyenne :

La pression effective moyenne s'obtient ici en faisant la moyenne de ces 4 pressions .Cela nous donne($0.7896\ 10^5$ Pa.), (remplissage à $1.01235\ \ 10^5$ Pa).

V.3. Les paramètres initiaux suivant le Deuxième cas (Tableau V.1) :

Pour le deuxième cas, on utilise un logiciel de calcul (***calcul d'un moteur Stirling***) qui se base sur les équations du chapitre IV.

V.3.1. Résultats du deuxième cas (Tableau V.1) suivant le logiciel *(calcul d'un moteur Stirling)*:

Les résultats du deuxième cas dans les figures ((V.1), (V.2)).

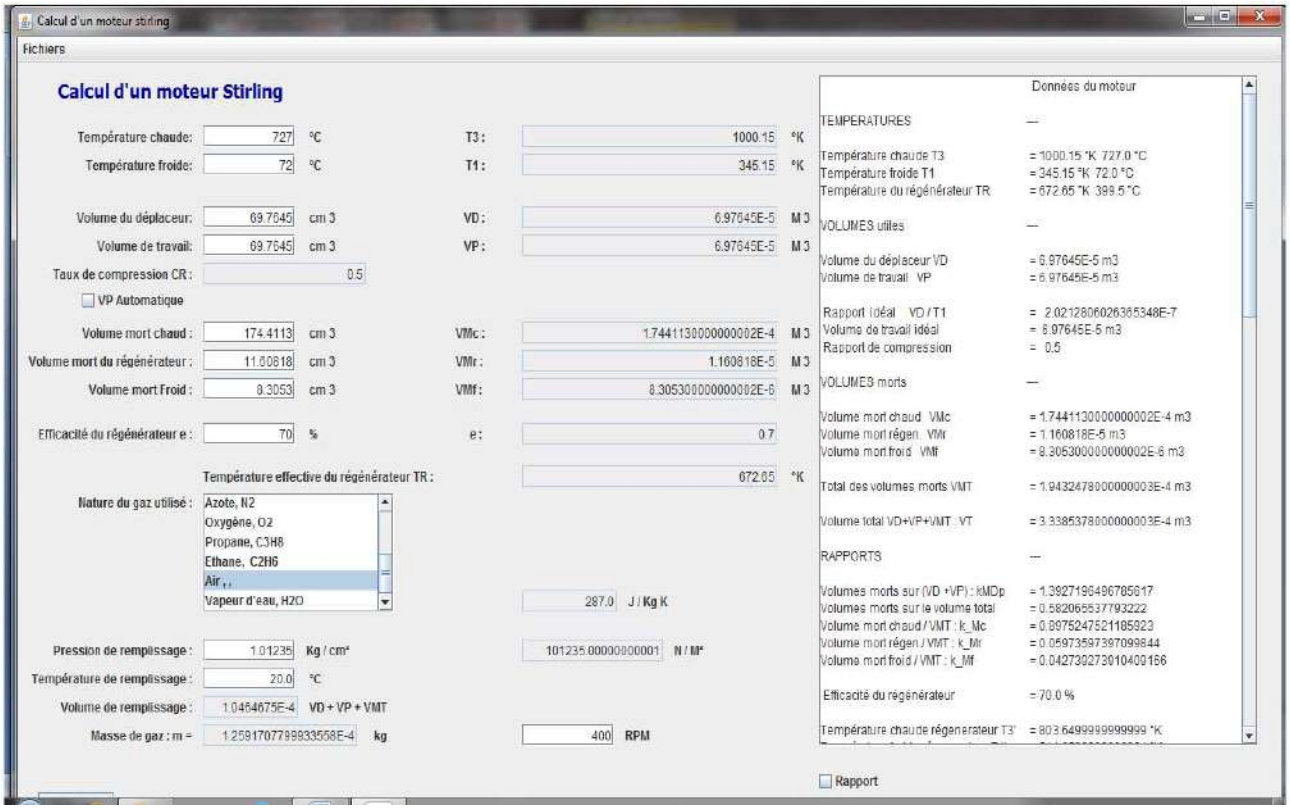


Figure (V.1) : les données et les rapports (k_{MDP}, k_{Mc}, k_{Mr}, k_{Mf}, k_{MT})et$T_{3'}$pour le deuxième cas.

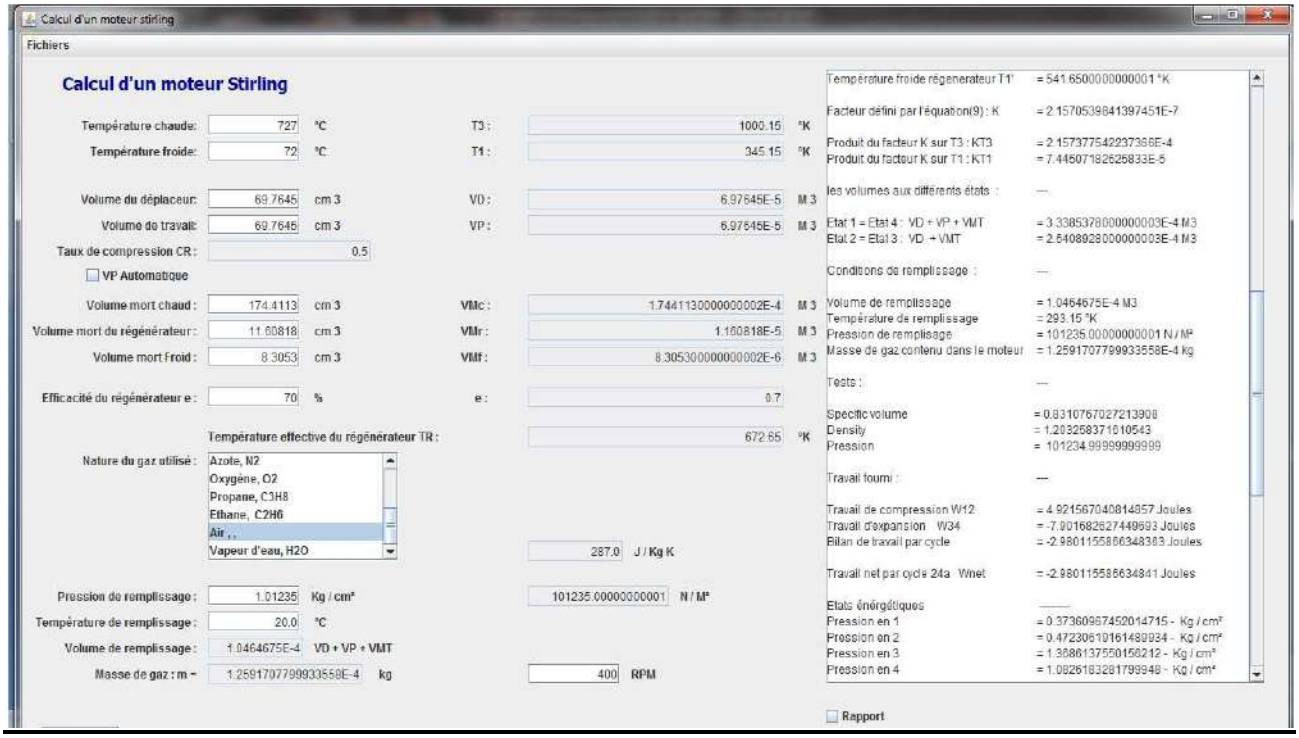


Figure (V.2) : travail et de pression aux quatre points de diagramme P-V pour le deuxième cas.

V.4. Résultats de premier cas (Tableau V.1) suivant le logiciel *(calcul d'un moteur Stirling)*:

Les résultats du premier cas dans les figures ((V.3), (V.4)).

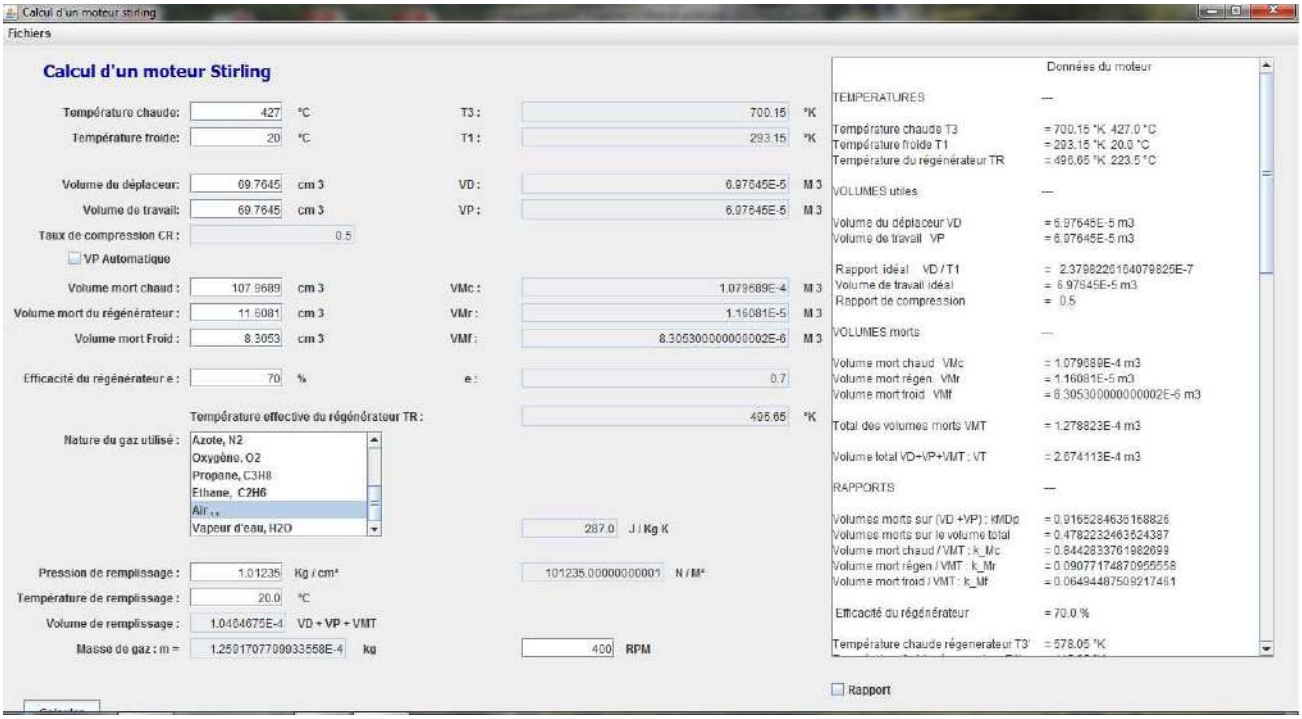


Figure (V.3) : les données et les rapports (k_{MDP}, k_{Mc}, k_{Mr}, k_{Mf}, k_{MT})et$T_{3'}$pour le premier cas.

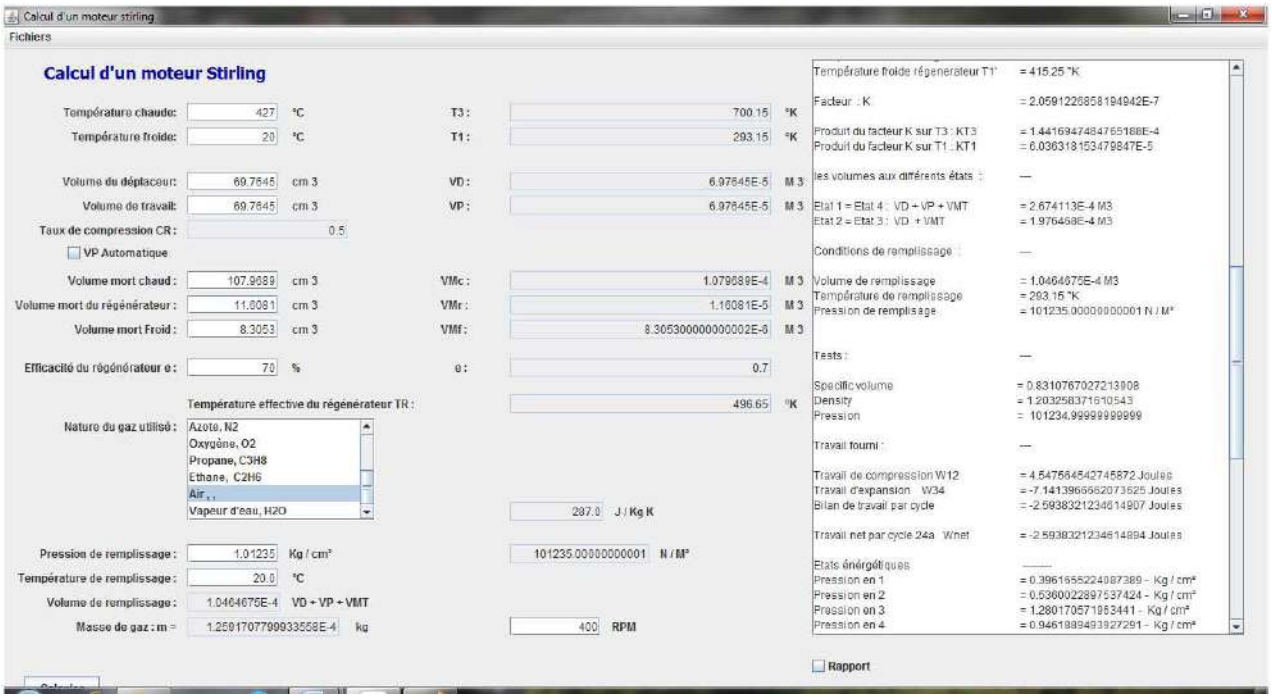


Figure (V.4) : les valeurs de travail et de pression aux quatre points de diagramme P-V pour le premier cas.

V.5.Diagramme-V :

D'après les calculs précédentes, on peut tracer le diagramme P-V des deux cas (cas A et cas B) comme suit (Figure (V.5)) :

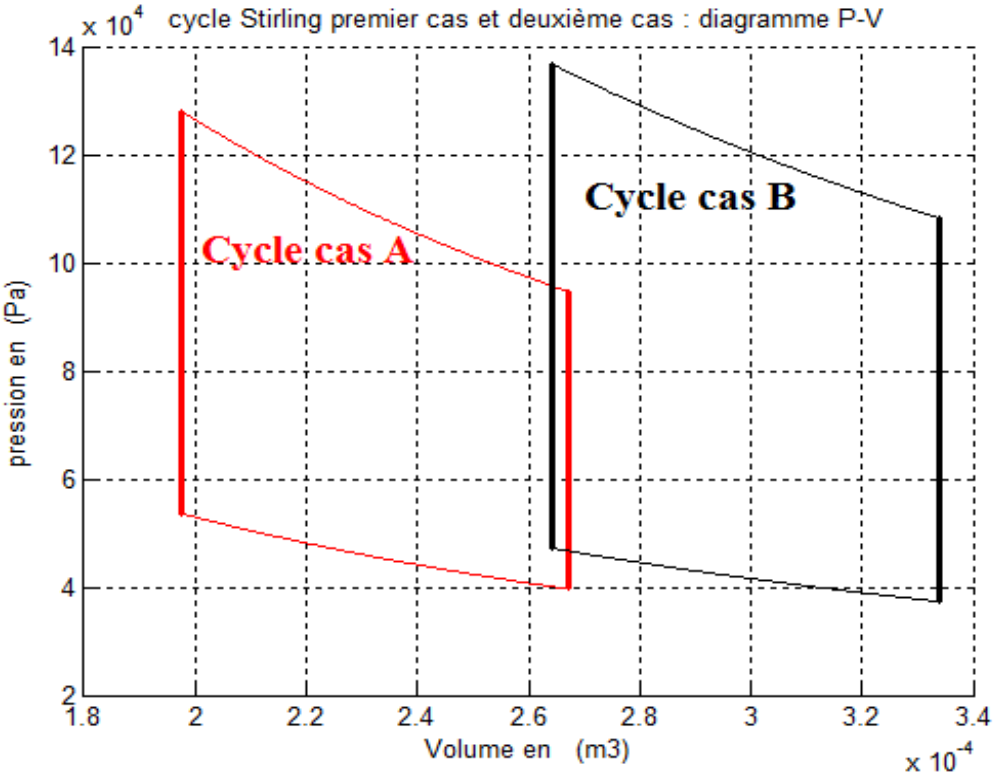


Figure (V.5) :cycle Stirling premier cas et deuxième cas, diagramme P-V.

Lorsque la température de la source chaude augmente, et les autres paramètres restant constants, la surface du cycle dans le diagramme de Clapeyron croit. Le travail récupère augmente donc avec la différence des températures de la source chaude et de la source froide.

V.6.Conclusion:

Les volumes morts vont dégrader à la fois l'efficacité énergétique et augmenteront les apports de chaleurs externes.

On note que la construction d'un moteur Stirling entraîne la présence de volumes morts incontournables.

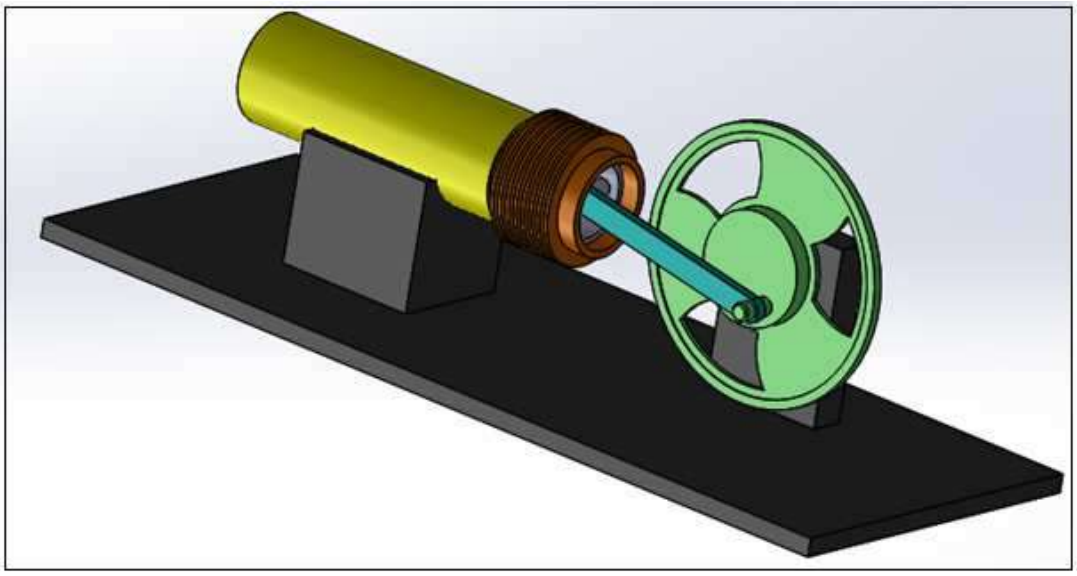
Un faible travail mécanique peut quand même être obtenu si le moteur contient un taux de volumes morts importants.

Chapitre VI :

Réalisation et étude cinématique d'un moteur Stirling

VI.1. Introduction :

Pour réaliser le moteur Stirling schématisé par la Figure(VI.1), on a utilisé les pièces mentionnées dans le tableau(VI.1) :



Figure(VI.1): moteur Stirling à un piston

	-Roue d'inertie liée avec la manivelle	-Diamètre de la Rout : 18cm -Longueur entre point d'attachement de manivelle et centre de la Rout : 6cm
	-Bielle	-Longueur du Bielle: 10cm
	-Cylindre ouverte (bloc moteur)	-Diamètre intérieur : 4.6cm - Longueur : 4.2cm
	-Cylindre fermée d'une cote	-Diamètre intérieur : 4.6cm - Longueur : 15,5cm
	-Piston	-Diamètre extérieur : 4.6cm - Longueur : 4.2cm
	-L'axe piston	- Longueur : 4.6cm -Diamètre extérieur :1cm
	-Support du moteur	

Tableau(VI.1) : pièces avec leurs cotes nécessaires pour moteur Stirling réalisé

VI.2. Etude cinématique du Moteur de Stirling: [13]

VI.2.1. Etude cinématique à un piston :

Pour ce calcul, on utilise les paramètres suivants :

a_1: Rayon de l'arbre.

$A_1(\theta)$: Projection horizontale de la bielle d'accouplement.

b_1: Longueur de la bielle d'accouplement.

$B_1(\theta)$: Projection horizontale du point d'ancrage.

$c_1 = C_1$: Longueur de la bielle horizontale.

$d_1(\theta) = D_1(\theta)$: Hauteur du volume gazeux.

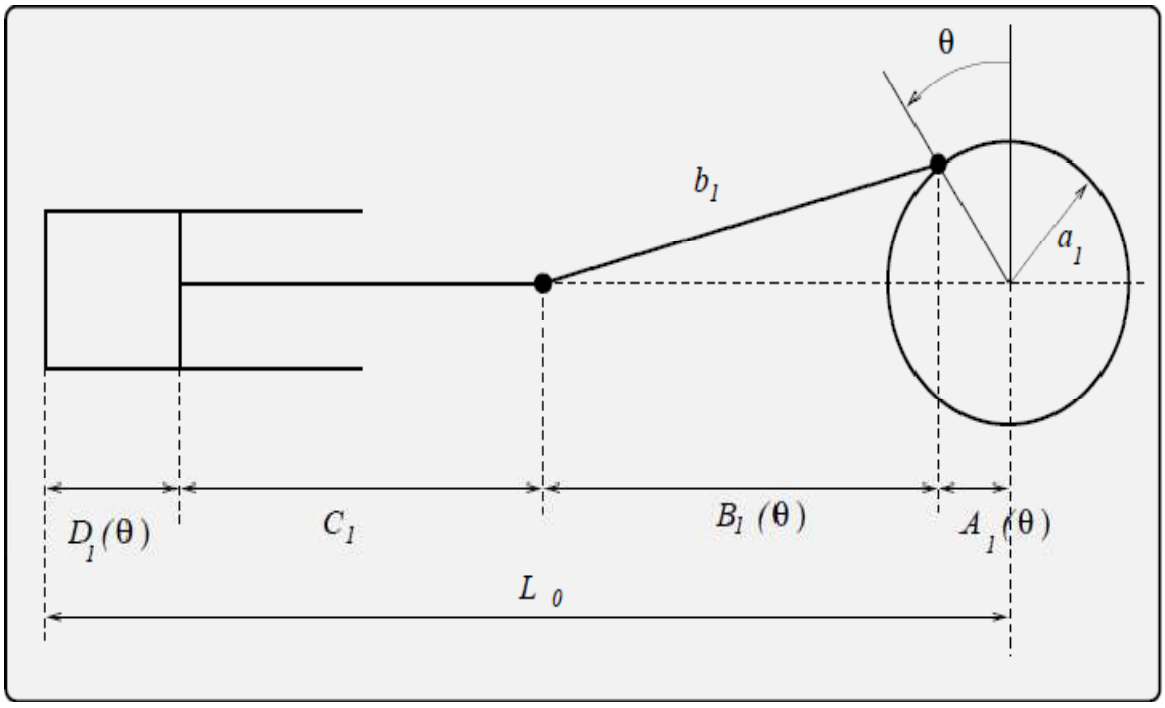


Figure (VI.2) : Couplage à un piston

$A_1(\theta) = a_1 \sin\theta$ (VI.1)

$B_1(\theta) = (b_1^2 - (a_1 \cos\theta)^2)^{1/2}$ (VI.2)

VI.2.1. 1.La longueur L_0 :

Calculons la longueur L_0 en fonction de a_1 , b_1 et c_1 :

$L_0 = D_1(\theta) + C_1 + B_1(\theta) + A_1(\theta)$ (VI.3)

Pour $\theta = \frac{\pi}{2}$ le volume mort est nul soit :

$D_1\left(\frac{\pi}{2}\right) = 0$, $B_1\left(\frac{\pi}{2}\right) = b_1$, $A_1\left(\frac{\pi}{2}\right) = a_1$. (VI.4)

Soit : $L_0 = a_1 + b_1 + c_1$ (VI.5)

VI.2.1. 2.La course $D_1(\theta)$:

Remplaçant (VI.1), (VI.2) et(VI.5) dans l'équation (VI.3).

La course $D_1(\theta)$ est égale :

$D_1(\theta) = a_1 + b_1 - a_1 \sin\theta - (b_1^2 - (a_1 \cos\theta)^2)^{1/2}$ (VI.6)

VI.2.1. 3. Remarque :

1) Si $a_1 \ll b_1$ alors $D_1(\theta) = a_1(1 - \sin\theta)$: donc le mouvement du piston est sinusoïdal.

2) $\theta = \omega t$, $\omega = \frac{2\pi N}{60}$, θ: est l'angle de rotation en [rad]

ω : Represante la vitesse angulaire en [rad/s] et N: est la vitesse de rotation en [tour/min].

VI.2.2. Etude Cinématique à deux pistons :

Nous considérons, pour simplifier les choses, que : La longueur de la bielle du piston de travail est déterminée de façon que le volume mort du piston de travail soit minimal.

Il existe donc une valeur de l'angle θ pour la quelle le piston déplaceur et le piston de travail sont joints : tout le gaz est alors contenu dans le compartiment chaud.

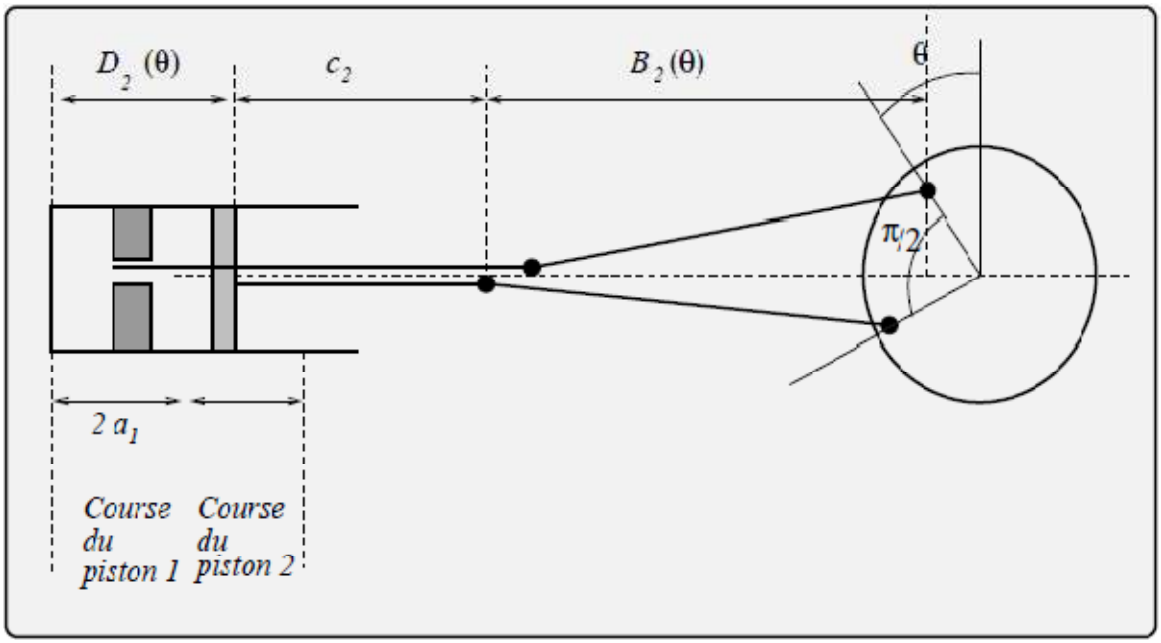


Figure (VI.3) : Couplage à deux pistons

La cinématique du piston de travail s'écrit alors, en prenant les mêmes notations :

VI.2. 2.1. La course $D_2(\theta)$:

$$D_2(\theta) = L_0 - C_2 - B_2(\theta) - A_2(\theta) \qquad \text{(VI.7)}$$

$$A_2(\theta) = a_2 \cos\theta \qquad \text{(VI.8)}$$

$$B_2(\theta) = (b_2^2 - (a_2 \sin\theta)^2)^{1/2} \qquad \text{(VI.9)}$$

$$L_0 = a_1 + b_1 + c_1 \qquad \text{(VI.10)}$$

Remplaçant (VI.8), (VI.9) et(VI.10) dans l'équation (VI.7).

La course $D_2(\theta)$ est égale :

$$D_2(\theta) = a_1 + b_1 + c_1 - c_2 - (b_2^2 - (a_2 \sin\theta)^2)^{1/2} - a_2 \cos\theta \qquad \text{(VI.11)}$$

VI.2.3. La force de pression [13]:

Connaissant le volume et la température de chaque compartiment, nous cherchons à déterminer la pression pour trouver la force.

Appelons :

V_1 : Le volume à températureT_f.

V_2: Le volume à températureT_c.

n_1: Le nombre de moles du volume V_1

n_2 : Le nombre de moles du volume V_2

$$PV_1 = n_1 RT_f \qquad \text{(VI.11.A)}$$

$$PV_2 = n_2 RT_c \qquad \text{(VI.11.B)}$$

$n_1 + n_2 = n_0$, tel que n_0 est constante. (VI.11.C)

Soit en différenciant :

$$(dP)V_1 + P(dV_1) = dn_1 RT_f \qquad \text{(VI.12)}$$

$$(dP)V_2 + P(dV_2) = dn_2 RT_c \qquad \text{(VI.13)}$$

$$dn_1 + dn_2 = 0 \qquad \text{(VI.14)}$$

En éliminant dn_1 et dn_2 entre les équations (VI.12), (VI.13) on a :

$$\frac{dP}{P} = \frac{-d\left(V_2 + \frac{T_c}{T_f}V_1\right)}{V_2 + \frac{T_c}{T_f}V_1} \qquad \text{(VI.15)}$$

Soit :

$$P\left(V_2 + \frac{T_c}{T_f}V_1\right) = C^{te} \qquad \text{(VI.16)}$$

La pression en fonction de l'ongle θ s'écrit donc :

$$P(\theta) = \frac{C^{te}}{\left(V_2(\theta) + \frac{T_c}{T_f} V_1(\theta)\right)} \qquad \text{(VI.17)}$$

Avec :

$$V_1(\theta) = S_p . D_1(\theta)$$

$$V_1(\theta) = S_p . [a_1 + b_1 - a_1 \sin\theta - (b_1^2 - a_1^2 \cos^2\theta)^{1/2}] \qquad \text{(VI.18)}$$

$$V_2(\theta) = S_p . D_2(\theta)$$

$$V_2(\theta) = S_p . [a_1 + b_1 + c_1 - c_{2-}a_2 \cos\theta - (b_2^2 - a_2^2 \sin^2\theta)^{1/2}] \qquad \text{(VI.19)}$$

$$F(\theta) = S_p . P(\theta) \qquad \text{(VI.20)}$$

VI.2.4. **Moment cinétique** [14]**:**

Le mécanisme de la figure(VI.4) équipe les moteurs thermiques et les compresseurs. Il permet de transformer la translation d'axe (B x) du piston en une rotation d'axe (Oz) du vilebrequin (manivelle) (O : centre de la roue) (cas des moteurs thermiques) ou l'inverse (cas des compresseurs).

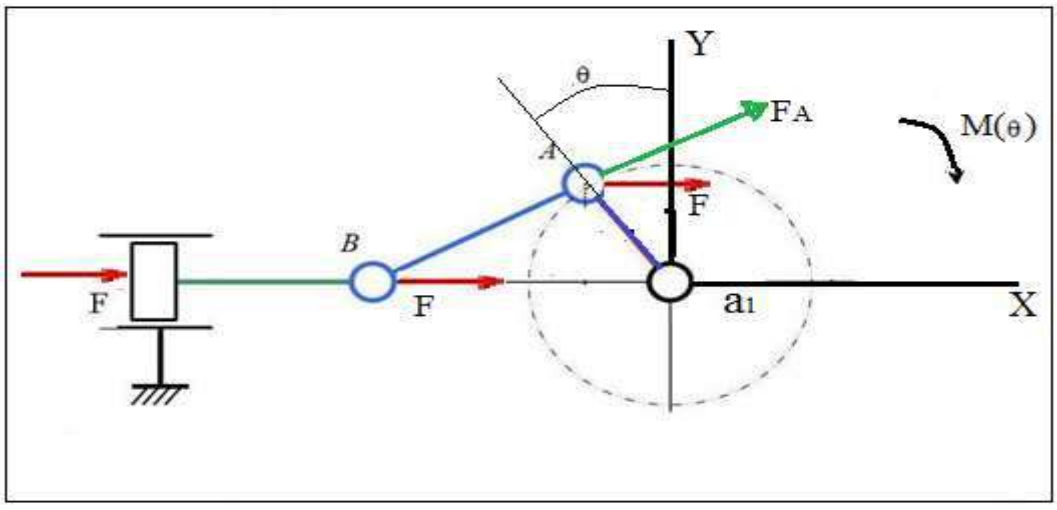


Figure (VI.4) : mécanisme de rotation d'une roue d'inertie [14]**.**

Le moment $M(\theta)$ est égal :

$$M(\theta) = F_A\, a_1 \qquad \text{(VI.21)}$$

$$M(\theta) = F(\theta)\ \sin\theta\ a_1$$

$M(\theta)$ en [N m]

$$M(\theta) = S_p.\, P(\theta)\ \sin\theta\ a_1 \qquad \text{(VI.22)}$$

VI.2.5. Puissance utilisée :

$$P_{ui} = M(\theta)\ \omega$$

$$P_{ui} = S_p.\, P(\theta)\ \sin\theta\ a_1\ \omega \qquad \text{(VI.22)}$$

P_{ui} en [Wat]

VI.2.5.1 L'influence du flux de chaleur sur la force de pression :

De l'équation (III.4) et (VI.16) on trouve :

$$P = \frac{mRT_f}{\left(V_2 + \left(1 + \frac{Q}{m\ Cv}\right) V_1\right)} \qquad \text{(VI.23)}$$

VI.2.5.2. Application numérique :

Pour voir l'influence de Q sur la force de pression, on prend trois valeurs de L (c'est à dire l'augmentation du volume mort chaud où L est la longueur du cylindre fermée d'un coté **(**Tableau V.1))

L (cm)	0	5.5	10.5	15.5
$V_2 = V_c$ (cm3)	69.7645	177.73	244.17	327.22
$V_1 = V_f$ (cm3)	69.7645	69.7645	69.7645	69.7645

Tableau V.2 : valeurs de L pour l'augmentation du volume mort chaud.

- Application numérique :

T_C =700.15 K ,T_F =293.15 K.

R=287J/kg K, Cv = 718 J/kgK (pour l'air comme fluide moteur)

Donc on peut donner le graphe de P en fonction de Q (figure (V.5)).

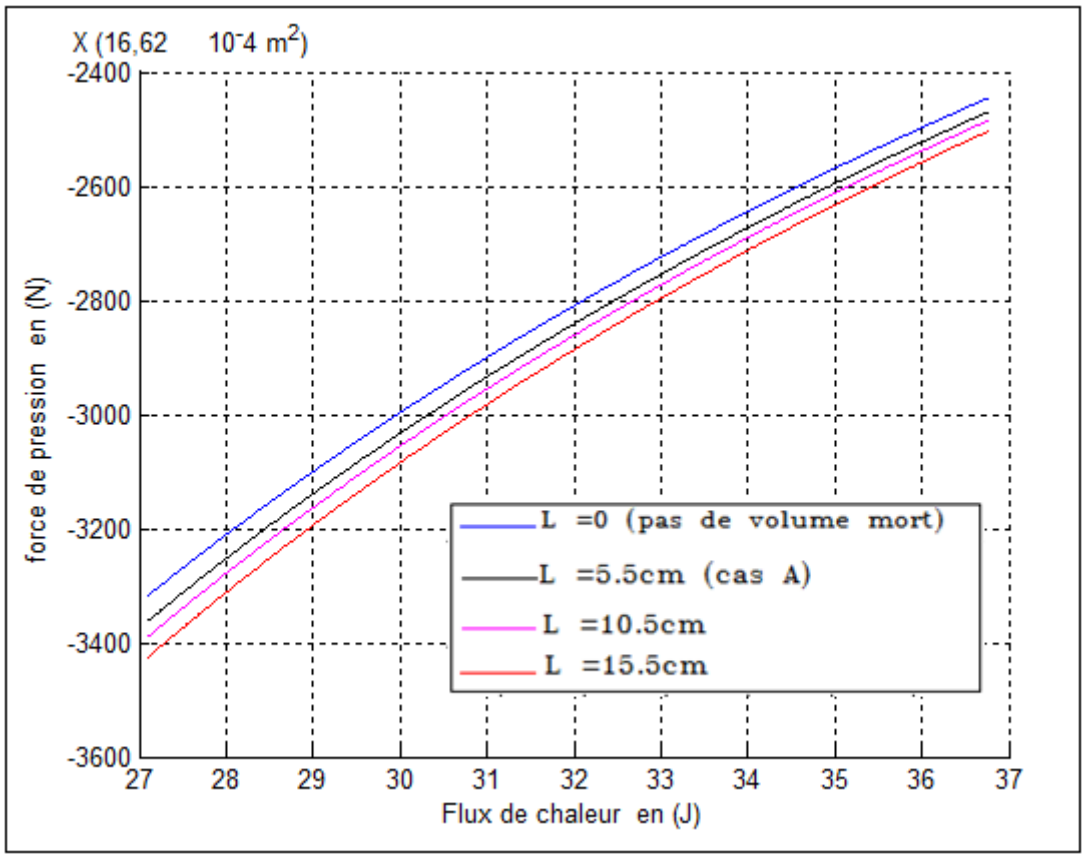


Figure (VI.5) : force de pression en fonction du flux de chaleur et le mort chaud.

D'après la figure(VI.5).

-la force de pression est une fonction croissante avec le flux de chaleur.

- l'augmentation du L diminue la valeur de la force F, car la source de chaleur insuffisante de chauffée le compartiment chaud (cylindre).

VI.2.6. <u>Conclusion</u> :

La roue tourne grâce à un moment cinétique, c'est à dire une force exercée sur le point d'attachement de la bielle avec la manivelle, mais l'origine de cette force est une force des gaz chaud appliquée sur la surface circulaire du piston appelée **force de pression.**

Conclusion générale

Le moteur Stirling connaît depuis quelques années, un important regain d'intérêt, essentiellement lié à son rendement théorique élevé, à son caractère peu polluant et à sa grande adaptabilité à tout type de source de chaleur. Mais il faut noter que tous les modèles réalisés jusqu'à présent ont des faibles performances. Ceci est dû essentiellement aux pertes thermiques et mécaniques, surtout celles qui existent au niveau du régénérateur (pertes par conduction), ainsi que les pertes de charges dans le réchauffeur, le refroidisseur et le régénérateur.

Dans cette étude, on a remarque que le fonctionnement du moteur Stirling est basée sur :

. La différence de température (chaud-froid).

. La répétition continue de l'opération de la détente du fluide chaud et la compression du fluide froid.

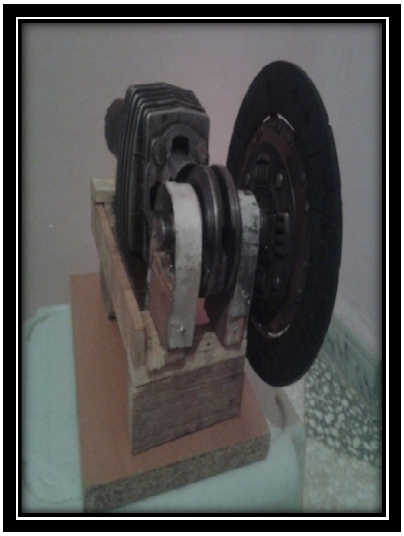
On a conclu aussi que les volumes morts vont dégrader à la fois l'efficacité énergétique et augmenteront les apports de chaleurs externes.

On note que la construction d'un moteur Stirling entraîne fatalement la présence de volumes morts incontournables. Un faible travail mécanique peut quand même être obtenu si le moteur contient un taux de volumes morts importants.

Finalement, on peut noter que les technologies Stirling sont une solution prometteuse pour faire face aux problèmes d'énergies fossiles. Ces moteurs ont l'aptitude d'utiliser une multitude de sources de chaleur: énergie solaire, biomasse, etc. Ils ont aussi une vaste gamme d'applications.

Annexes

Annexe A: photos d’un moteur Stirling



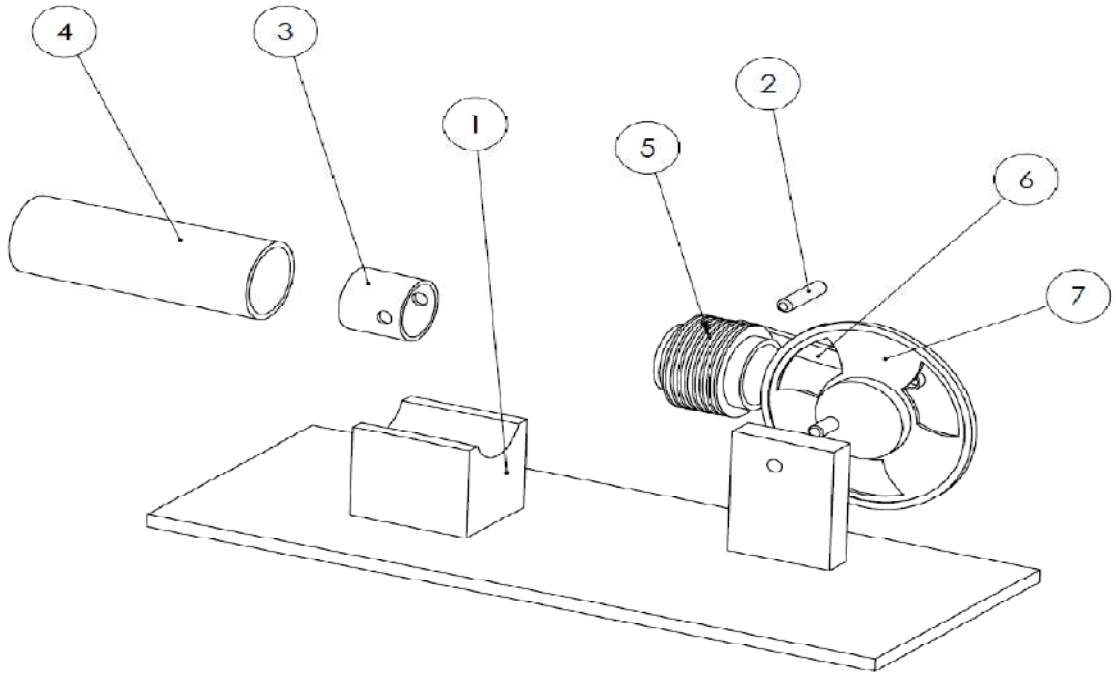






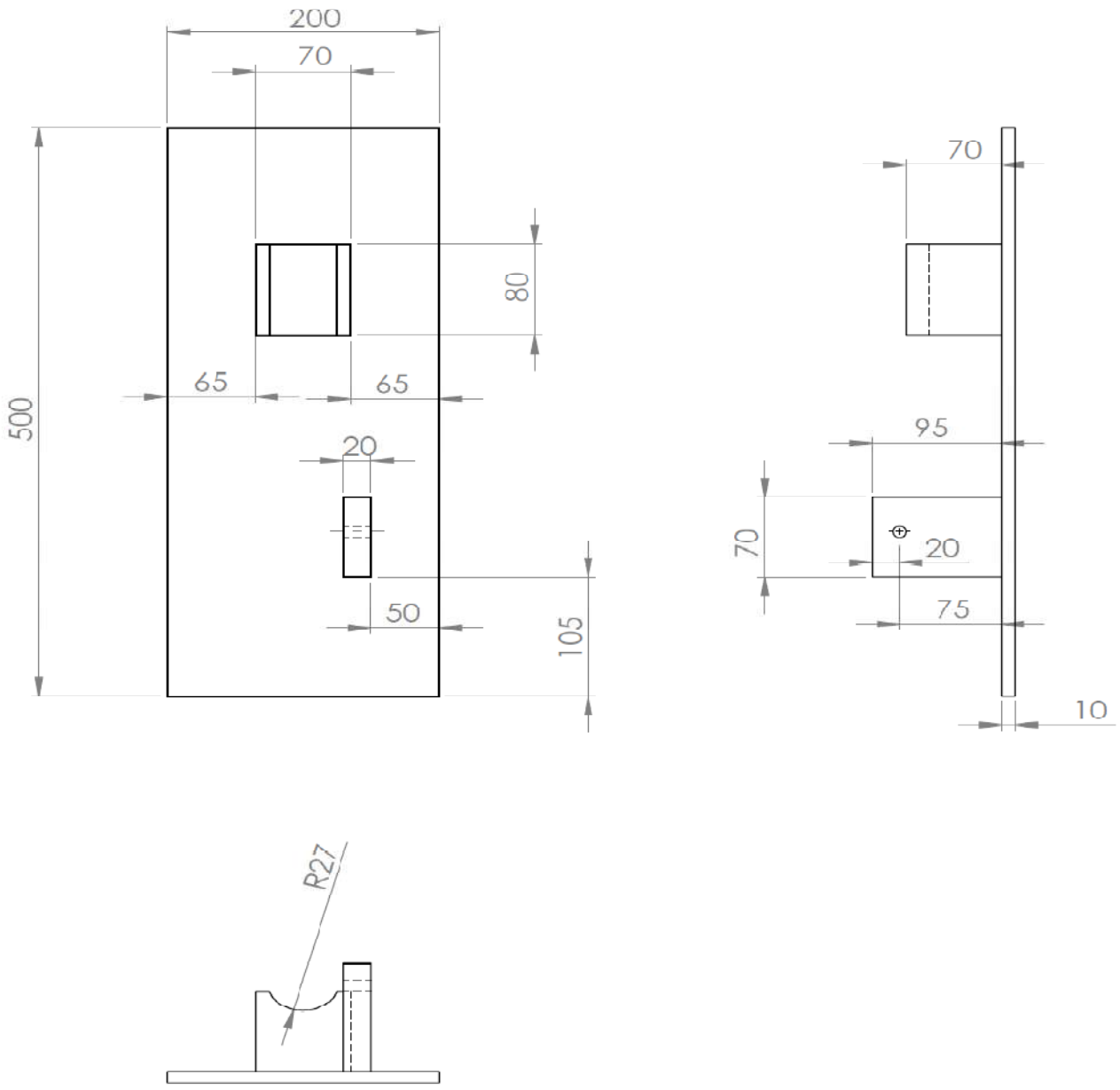
Annexe B : Pièces utilisées dans le moteur Stirling.

1	Support du moteur Stirling
2	L’axe de piston
3	Piston
4	Cylindre d’échauffement
5	Cylindre de refroidissement
6	Bielle
7	Rout d’inertie liée avec la manivelle

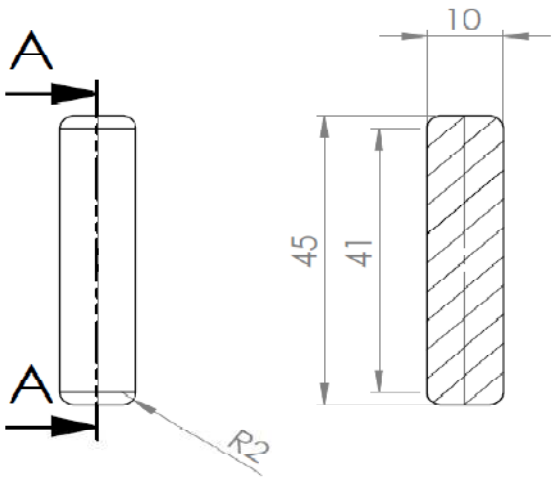


Moteur stirling à un piston

Université YAHIYA Fares de médea		P F E
1/4	G.M.énergétique	06/2016

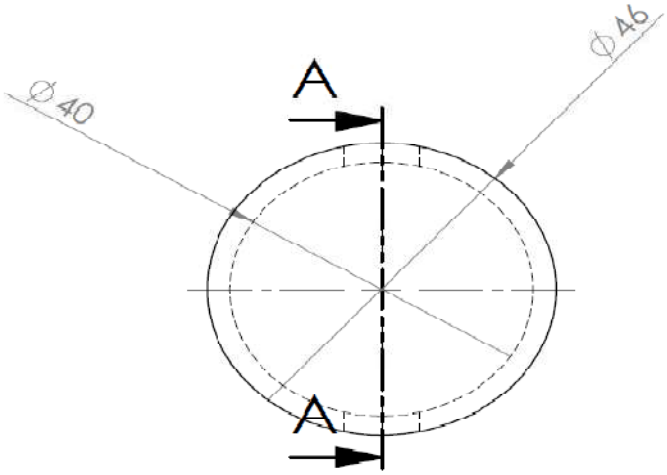


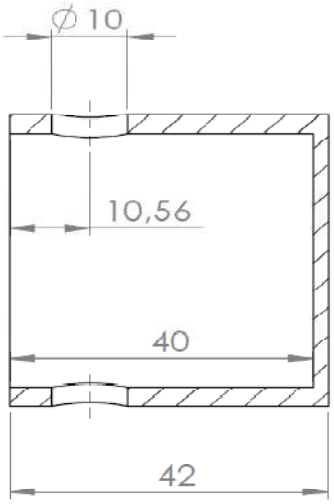
Support du moteur stirling		
Universite YAHIYA FARES de medea		P F E
1/6	G.M.énergétique	06/2016



COUPE A-A

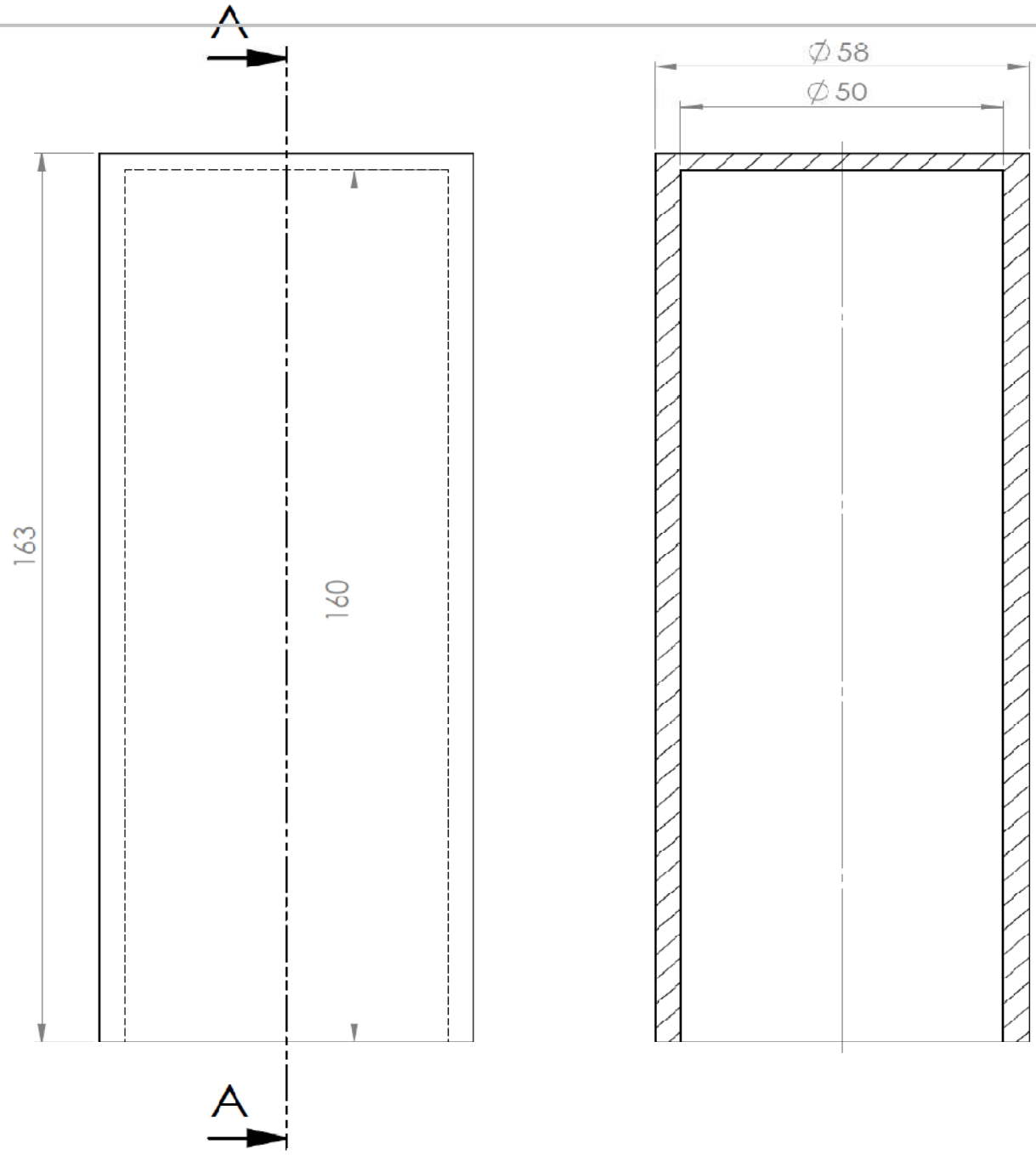
L'axe de piston		
Universite YAHIYA FARES de medea		P F E
1/2	G.M.énergétique	06/2016





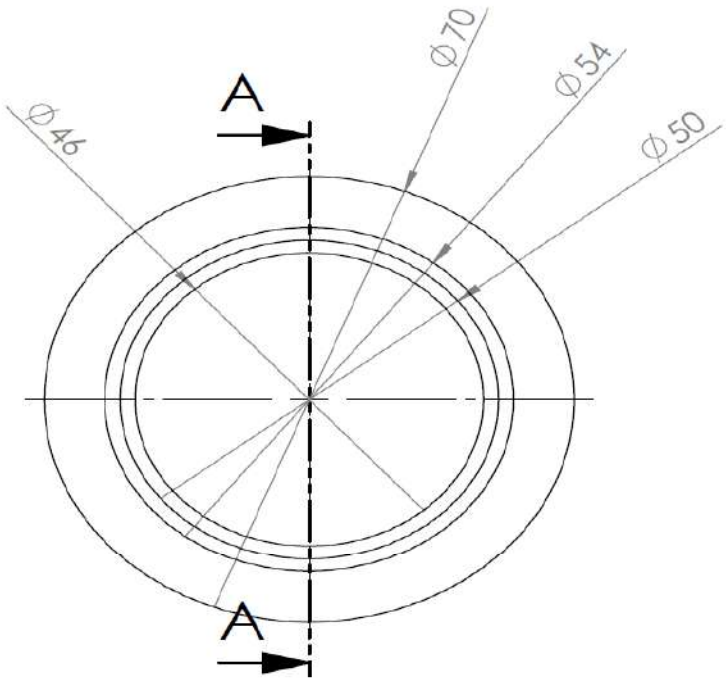
COUPE A-A

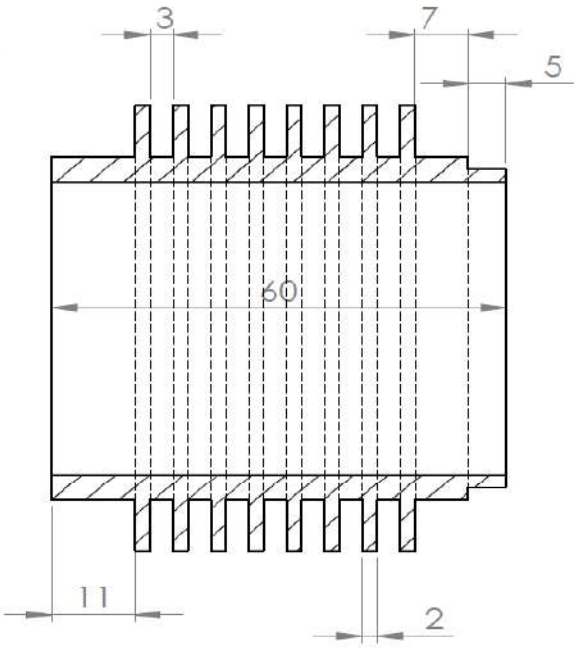
Piston		
Universite YAHIYA FARES de medea		PFE
1/2	G.M.énergétique	06/2016



COUPE A-A

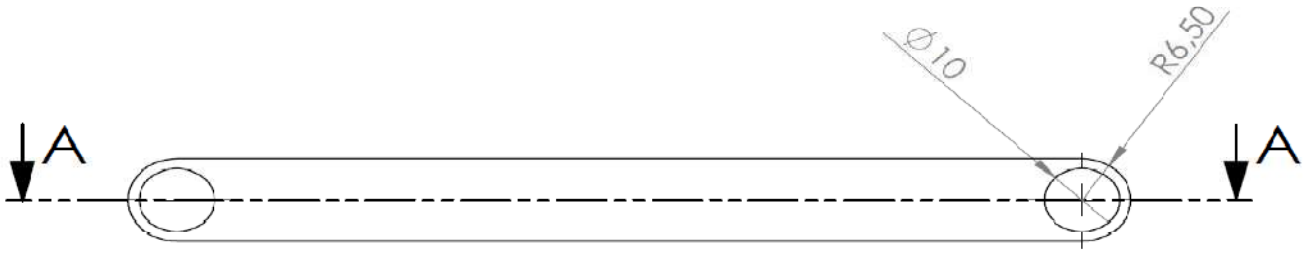
Cylindre d'echauffement		
Universite YAHIYA FARES de medea		P F E
1/2	G.M.énergétique	06/2016

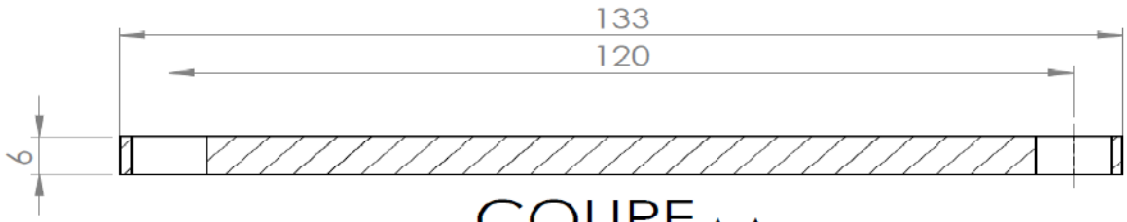




COUPE A-A

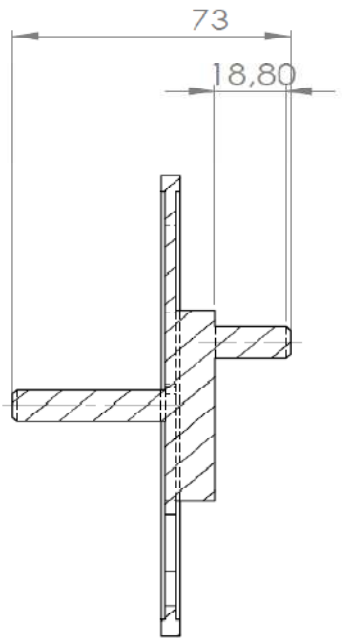
cylindre de refroidissement		
Universite YAHIYA FARES de medea		P F E
1/2	G .M.énergétique	06/2016



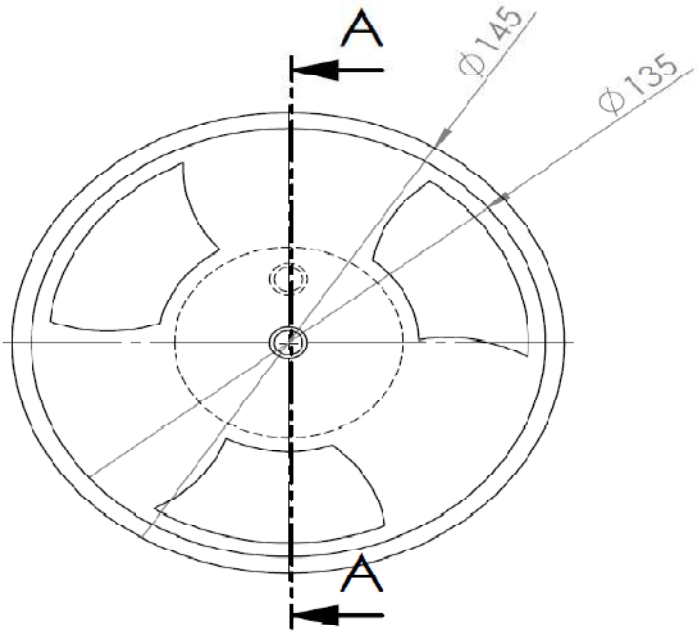


COUPE A-A

Bielle		
Universite YAHIYA FARES de medea		P F E
1/2	G M.énergétique	06/2016



COUPE A-A
ECHELLE 1 : 2



Rout d'inertie liée avec la manivelle

universite YAHIYA FARES de medea		P F E
1/2	G.M.énergitique	06/2016

Bibliographie

Bibliographies

[1] MICHAEL J. Moran Fundamentals of Engineering Thermodynamics , the Ohio State University Howard n. Shapiro Iowa State University of Science and Technology

[2] Raballand THIERRY .Bibliographie sur les machines thermiques à cycle de Stirling , Université de Bordeaux , France ,2005 .

[3] P. Bouvier. Transferts thermiques en écoulement oscillant dans une conduite

[4] SEBASTIEN BONNET Moteurs thermiques à apport de chaleur externe : étude d'un moteur Stirling et d'un moteur Ericsson .Université de Pau et des Pays de l'Adour France Novembre 2005.Cylindrique : Application au moteur Stirling. PhD thesis, Université de Nantes, 2000.

[5] Ramla GHEITH Étude expérimentale et théorique des moteurs Stirling à apport de chaleur externe : Application aux machines de types Bêta et Gamma UNIVERSITÉ DE NANTES Année 2011

[6] Eric GONCALVES et Jean-Paul THIBAULT. Cycles thermodynamiques des machines thermiques - octobre 2008

[7] ZAOUI Khalil et TALBI ALAMI Fayçal l'application de l'énergie solaire au moteur Stirling : l'école d'ingénieur de l'industrie minérale 2014 - 2015

[8] NICOLAS LANCIAUX thèse de doctorat : Contribution au développement d'un moteur Stirling : De la cogénération dans le bâtiment à l'autonomie énergétique université D'ÉVRY-VAL D'ESSONNE Janvier 2015

[9] Abdelmadjid KADDOUR Modélisation et simulation d'un concentrateur parabolique solaire à moteur Stirling en vue d'un rendement optimum .université ABOU-BEKR BELKAID-Tlemcen Année Universitaire 2012/2013

[10] Pierre Gras, Le moteur Stirling et autres moteurs à air chaud, 2010.

[11] Serge KLUTCHENKO. Analyse du cycle de Stirling convenant aux vrais moteurs. Cours de l'ENSTA. 2008

[12] VALADIER François. Le Moteur Stirling : Analyse, État de l'Art et Modélisation d'un Prototype Année 2009

. [13] Olivier PERROT, cours de la thermodynamique I.U.T. de SAINT-OMER Dunkerque2010-2011

[14] M.Bourich .mécanique des systèmes de solides indéformables université Marrakch 2014

[15] www.Tpe moteur de stirling.com. (Valide à la date du 29/05/2016).

[16] www.chimix.com/moteur.htm. (Valide à la date du 29/05/2016).

[18] www.naturestirling power.com. (Valide à la date du 29/05/2016).

[19] www.moteur stirling.com. (Valide à la date du 29/05/2016).

[20] www. Cycle de Stirling .Com. (Valide à la date du 29/05/2016).

[21] www.moteur stirling.com. (Valide à la date du 29/05/2016).

[22] http://www.film-documentaire.fr/The_Stirling_experiment.html,film,5556.

[23] www.moteur stirling.com. (Valide à la date du 29/05/2016).