TABLES DES MATIERES

REMERCIEMENTS i
TABLES DES MATIERES ii
LISTE DES FIGURES iv
LISTE DES PHOTOS v
LISTE DES TABLEAUX vi
LISTE DES ABREVIATIONS vii
LISTE DES SYMBOLES viii
LISTE DES INDICES ix
INTRODUCTION 1
CHAPITRE I : MOTEUR THERMIQUE 3
I.1 Définition : 3
I.2 Classification des moteurs thermiques : 3
I.3 Quelques types des cycles thermiques : 20
I.4 Critère de choix du moteur Stirling : 31
CHAPITRE II : MODE DE FONCTIONNNEMENT DU MOTEUR STIRLING 32
II.1 Le gaz de travail : 32
II.2 Les propriétés des matériaux élémentaires du moteur modèle Stirling : 33
II.3 Les procédures pour réchauffer et refroidir le gaz de travail : 34
II.4 Le régénérateur : 37
CHAPITRE III : MODELISATIONS DU MOTEUR MODELE STIRLING 40
III.1 Dimensionnement élémentaires du moteur modèle étudié : 40
III.2 Moteur modèle Idéal : 65
III.3 Bilans des puissances du moteur modèle : 78
III.4 Pertes de charge dans le moteur modèle : 81
III.5 Organigramme de calcul : 83
CHAPITRE IV : RESULTAS ET INTERPRETATIONS 84
IV.1 Résultats : 84
IV.2 Variations des positions des pistons : 84
IV.3 Diagramme de pression et volume du cycle idéal du moteur modèle : 85
IV.4 Influence de température de la source chaude : 86
IV.5 Influence de température de la source froide : 87
IV.6 Influence de température de la source chaude par la vitesse de rotation : 88
IV.7 Influence de la vitesse de rotation du moteur : 89

CHAPITRE V : APPLICATION DU MOTEUR MODELE 91
V.1 Moteur modèle Stirling de type béta : 91
V.2 Futur projet à réaliser : 93
CHAPITRE VI : IMPACTS ENVIRONNEMENTAUX 94
VI.1 Description : 94
VI.2 Mise en contexte : 94
VI.3 Aspect positifs 96
VI.4 Aspect négatifs 96
CONCLUSION GENERALE 97
BIBLIOGRAPHIE ET WEBOGRAPHIE 98
ANNEXES ..... a
Annexe 1 : ..... a
Annexe 2 : c
Annexe 3 : ..... d
Annexe 4 : ..... e
Annexe 5 : ..... f
Annexe 6 : ..... g

LISTE DES FIGURES

Figure 1: Classification du moteur thermique [1] 3
Figure 2:Schéma de fonctionnement du moteur à 4 temps [2] 8
Figure 3: Schéma d'un moteur Stirling [10] 10
Figure 4:Schéma d'un moteur à configuration Béta [6] 12
Figure 5:Schéma d'un moteur à configuration Alpha [3] 12
Figure 6: Cycle de transformation isotherme 13
Figure 7: Phase de compression du moteur Béta [6] 13
Figure 8: Cycle de transformation isochore 14
Figure 9:Phase d'échauffement du moteur Béta [6] 14
Figure 10: Phase d'échauffement commun 14
Figure 11: Cycle de transformation isotherme 15
Figure 12: Phase de détente du moteur Béta [6] 15
Figure 13: Cycle de transformation isochore 16
Figure 14: Phase de refroidissement du moteur Béta [6] 16
Figure 15: Schéma du moteur type ALPHA [8] 17
Figure 16: Schéma du moteur type BETA [8] 18
Figure 17: Schéma du moteur type GAMMA [8] 19
Figure 18: Schéma symbolique d'un système motrice 20
Figure 19:Diagramme (P,V) du cycle motrice 20
Figure 20: Schéma symbolique d'un système réceptrice 21
Figure 21: Diagramme de (P,V) du cycle réceptrice 21
Figure 22: Diagramme de cycle théorie de Carnot 22
Figure 23: Diagramme (P,V) de cycle théorie de Beau de Rochas 24
Figure 24: Diagramme (P,V) de cycle théorie de Diésel [1] 26
Figure 25: Diagramme (P,V) du cycle théorie de Stirling 28
Figure 26:Diagramme (T,S) du cycle théorique de Stirling 28
Figure 27: Résistance chauffante du moteur modèle 35
Figure 28:Schéma d'un refroidisseur en eau [10] 36
Figure 29:Régénérateur [20] 37
Figure 30: Matrice en toile poreuse 38
Figure 31: Plaques des matrices 38
Figure 32:Schéma cinématique de type Béta (Vue de dessus) 40
Figure 33:Schéma géométrique des pistons 41
Figure 34:Schéma du cylindre et des pistons 44
Figure 35: Les pistons du moteur modèle 47
Figure 36: Effort de rentrée 53
Figure 37: Transfert de chaleur dans le compartiment froid 55
Figure 38: Transfert de chaleur dans le compartiment chaud 58
Figure 39: Température le long du régénérateur 61
Figure 40: Cycle de température du moteur modèle 61
Figure 41: Fils des matrices 62
Figure 42 : Diagramme de pression- volume de cycle idéal 68
Figure 43: Etat initial admission du gaz(air sec) 69
Figure 44: 1ère temps compression isotherme du gaz 70
Figure 45: 2ème temps chauffage isochore du gaz 71
Figure 46: Course commune des pistons 72
Figure 47: 3éme temps détente isotherme du gaz 73

Figure 48: 4éme temps Refroidissement isochore du gaz 74
Figure 49:Variations des positions des pistons par l'angle donné 84
Figure 50:Diagramme de la pression-volume du cycle idéal 85
Figure 51: Influence de la puissance et du rendement par la température chaude 86
Figure 52: Influence de la puissance et du rendement par la température froide 87
Figure 53: Influence de température de la source chaude par la vitesse de rotation 88
Figure 54: Influence la vitesse de rotation par la puissance et le rendement 89
Figure 55: Phase de compression du moteur Alpha [5] ..... a
Figure 56: Phase de chauffage du moteur Alpha [6] ..... a
Figure 57: Phase de détente du moteur Alpha [6] ..... b
Figure 58: Phase de refroidissement du moteur Alpha [6] ..... b

LISTE DES PHOTOS

Photo 1:Bloc moteur [2] 4
Photo 2:Culasse [2] 4
Photo 3:Carter inférieur [2] 4
Photo 4:Piston [2] 5
Photo 5:Bielle [2] 5
Photo 6:Vilebrequin [2] 5
Photo 7:Moteur à allumage [4] 6
Photo 8:Robert Stirling [21] 10
Photo 9:Moteur type gamma [7] 11
Photo 10: Miroirs paraboliques avec moteur [7] 11
Photo 11: Moteur Stirling AIP à propulsion de sous-marin SAGA [7] 11
Photo 12: Bruleur à gaz [17] 34
Photo 13: Béta Stirling cogénération [17] 91
Photo 14:Moteur Béta Stirling de Ultracold [20] 92
Photo 15:SV-2-MK-II-Stirling-moteur-groupe-assembled [18] 92
Photo 16: Water-Cooled-Deutz-Stirling-Engine [18] 92

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1:Bilan énergétique du cycle théorique de Carnot 23
Tableau 2 : Bilan énergétique du cycle théorie de Beau de Rochas 25
Tableau 3: Bilan énergétique du cycle théorie de Diésel 27
Tableau 4: Bilan énergétique du cycle théorique de Stirling 29
Tableau 5:Tableau comparatives des paramètres, travails et rendements [1] 30
Tableau 6: Critères de type du moteur [16] 31
Tableau 7:Valeurs approximatives des propriétés physiques des fluides de travail [4] 32
Tableau 8:Propriétés thermique des métaux à température 20°C [10] 33
Tableau 9: Propriétés mécaniques des métaux à température 20°C [12] 33
Tableau 10: Comparaison des éléments matriciels du régénérateur [13] 38
Tableau 11: Données élémentaires cinématiques 42
Tableau 12: Variation de position des pistons par rapport à l'angle 43
Tableau 13: Dimensions du cylindre après application numérique 46
Tableau 14: Coefficients de frottement [5] 50
Tableau 15: Dimensions des pistons d'après application numérique 52
Tableau 16: Dimension d'après application numérique 53
Tableau 17: Evaluation des coefficients d'échange d'air intérieur 55
Tableau 18: Températures élémentaires dans le compartiment froid 57
Tableau 19:Les températures élémentaires dans le compartiment chaud 60
Tableau 20:Dimension du régénérateur d'après l'application numérique 64
Tableau 21: Bilan des paramètres des états dans chaque transformation 67
Tableau 22: Bilan énergétique de cycle moteur modèle idéal 75
Tableau 23: Valeurs de bilan énergétique du cycle Idéal 75
Tableau 24:Bilans énergétiques du cycle idéal 77
Tableau 25: Pertes de charge par conduction 81
Tableau 26:Propriété mécanique et désignation des Fontes [22] c
Tableau 27: Propriétés thermodynamique de l'air à pression atmosphérique ....d
Tableau 28: Propriétés de l'eau (liquide saturé) ....d

LISTE DES ABREVIATIONS

A.N	:	Application Numérique
CO2	:	Gaz carbonique
CH4	:	Gaz methane
Frigo	:	Frigorifique
G.S	:	Graphite Sphéroïdale
Max	:	Maximale
Min	:	Minimale
NH4	:	Gaz inerte
PMB	:	Point Mort Bas
PMH	:	Point Mort Haut

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

LISTE DES SYMBOLES

SYMBOLES	DESIGNATION	UNITES
C_p	Chaleur spécifique à pression constante	J/Kg. K
C_V	Chaleur spécifique à volume constante	J/Kg. K
R_a	Rayon du manivelle ou vilebrequin	mm
ΔH	Variation d'enthalpie	J
ΔS	Variation d'entropie	J.K^{-1}
ΔU	Variation d'énergie interne	J
e	Epaisseur	mm
h	Coefficient d'échange thermique	W/m^2.°K
hyd	hydraulique	-
i	Espace mort	m3
m	Masse	Kg
n	Nombre de mole	mol
p	Pression dans le système	Pa
Q	Quantité de chaleur échangée	J
R	Constante molaire d'un gaz parfait	J/mol.°K
r	Constante relative du gaz	-
T	Température	°C ou °K
V	Volume	m^3
W	Travail échangée	J
γ	Exposant adiabatique	-
Σ	Section frontale	m^2
B	Longueur de la bielle des pistons	mm
C	Course du piston	mm
Cyl	Cylindre	-
D	Diamètre	mm
L ou l	Longueur	mm
P	Puissance	W
Pis	Piston	-
ln	Logarithme népérien	-
β	Angle de déphasage	°
δ	Rapport volumétrique de combustion	-
ε	Rapport volumétrique de compression	-
ε_{reg}	Rendement de la régénérateur	%
η	Rendement	%
θ	Angle de la manivelle d'expansion	°
μ	Viscosité dynamique	$kg/m.s$
ρ	Masse volumique	kg/m^3
ρU	Vitesse massique du fluide	$kg/m^2.s$
ω	Rapport de pression de combustion	-
γ_h	Facteur d'auto consommation	%

LISTE DES INDICES

SYMBOLES	*DESIGNATION*
a	Air
ac_1 et ac_2	Acier inoxydable
adm	Admissible
Alu	Aluminium
B	Balayé
C	Cylindre
c	Chaud
comb	combinée
Cte	constante
Carn	Carnot
Cycle	Cyclique
D	Piston déplaceur
Dies	Diésel
Ess	Essence
ext_chaud	Extérieur chaud
ext_froid	Extérieur froid
F	Froid
ft_1et ft_2	Fonte GS
G	Gaz
g_chaud	Gaz chaud
e-froid	Eau froid
Int	intérieur
Ext	extérieur
M	Piston moteur
m	Morte
$mixte$	Mixte
Rec	Réchauffeur
Ref	Refroidisseur
Reg	Régénérateur
Stir	Stirling
T	Total
t	Tige
Th	Théorie
Res	Résistance chauffante
méc	mécanique
élec	électrique

INTRODUCTION

Actuellement, le nombre des habitants augmente chaque année à Madagascar, alors que les fournisseurs d'énergie n'arrivent plus à satisfaire au besoin des consommateurs. Les matériels sont devenus obsolètes par manque d'infrastructure et d'entretien sur les machines. Pourtant, l'alimentation des appartements isolés en termes d'énergie électrique rencontre des difficultés. Les énergies fossilifères deviennent de plus en plus rares à cause de leurs quantités limitées et leurs prix sur le marché mondial qui sont imprévisibles et augmentent de façon incontrôlable. Les problèmes ont beaucoup stimulé la recherche et le développement de nouvelles sources d'énergies renouvelables. L'utilisation d'énergies renouvelables représente une nouvelle perspective. La transformation de l'énergie thermique en énergie mécanique peut se faire par les moteurs à "combustion" interne : moteurs à essence, moteurs Diesels ; à ceux-là, il faut ajouter les turbines à gaz et les moteurs à combustion externe appelés aussi moteurs à air chaud ou moteurs Stirling.

C'est pourquoi, ce présent mémoire s'intitule « *ETUDE STATIQUE D'UN MOTEUR MODELE STIRLING* ». Le but de cette étude consiste de déterminer les paramètres thermomécaniques prépondérants pour avoir un bon rendement thermique et de calculer sa puissance motrice mécanique.

Pour ce faire, le travail est divisé en trois grandes parties. Dans la première partie, nous allons se concentrer sur les moteurs thermiques qui généralisent les moteurs à combustion interne et externe ainsi que le mode de fonctionnement du moteur Stirling. La deuxième partie concerne la méthodologie, on va illustrer dont laquelle la modélisation thermomécanique d'un moteur modèle Stirling, on le dimensionnant ainsi qu'en introduisant ces éléments pour calculer le cycle idéal du moteur modèle Stirling choisi. Et pour la troisième et dernière partie concerne l'application du moteur modèle et les impacts environnementaux.

PARTIE I : GENERALITES

CHAPITRE I : MOTEUR THERMIQUE

I.1 Définition :

Le moteur thermique est une machine qui transforme en travail mécanique l'énergie développée à partir d'une source calorifique ou chimique. C'est un transformateur d'énergie, en ce sens qu'il produit une énergie mécanique à partir de celle contenue dans un combustible.

Il transforme la chaleur en travail. Quant à l'énergie thermique, elle est produite par la combustion d'un hydrocarbure en général mélangé avec l'air, à l'intérieur d'un cylindre dans lequel peut se déplacer un piston. [1].

I.2 Classification des moteurs thermiques :

Selon les combustibles utilisés, le moteur thermique est classé en deux catégories :

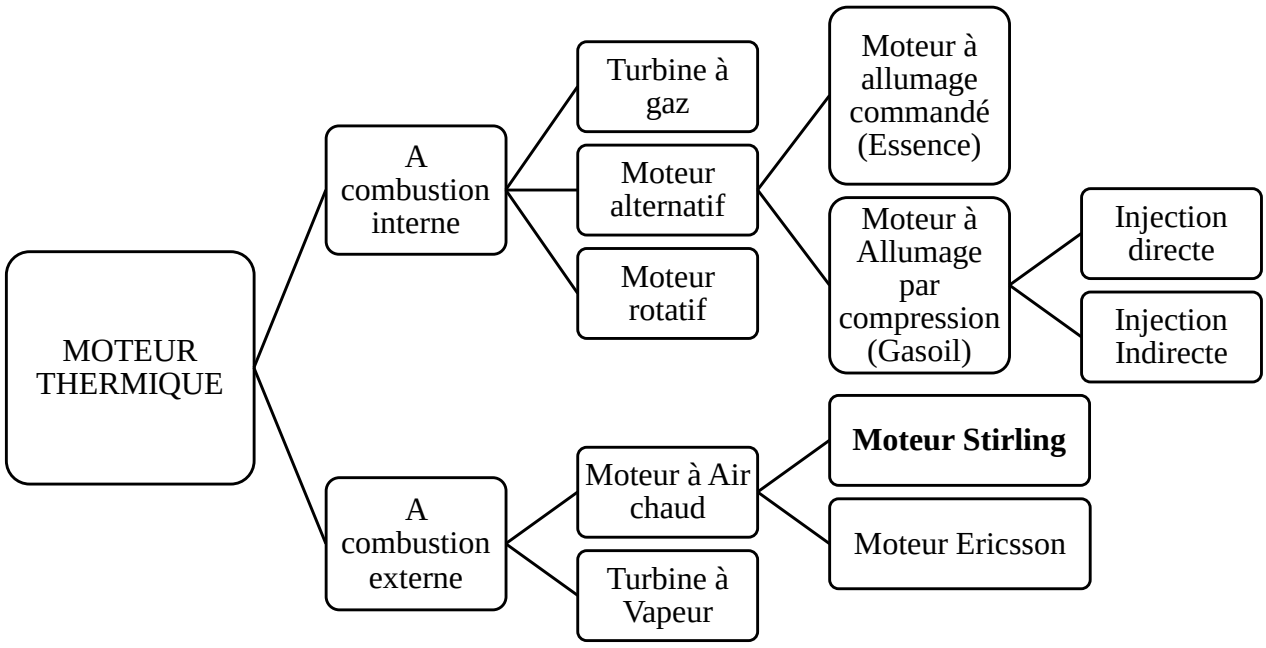


Figure 1: Classification du moteur thermique [1]

I.2.1 Les éléments constitutifs des moteurs thermiques :

Les principaux organes qui assurent le processus de fonctionnement d'un moteur thermique pendant la durée d'un cycle sont caractérisés par des organes fixes et des organes mobiles. C'est donc les éléments qu'il constitue.

I.2.1.1. Organes fixes :

Les organes fixes du moteur sont ceux qui restent immobiles pendant le cycle, à savoir :

- *Le bloc moteur ou bâti cylindre :*

Il supporte tous les autres organes qui se trouvent soit à l'intérieur, soit à l'extérieur du bloc et assure ainsi la rigidité de la structure du moteur en termes de force, de sens, de direction.

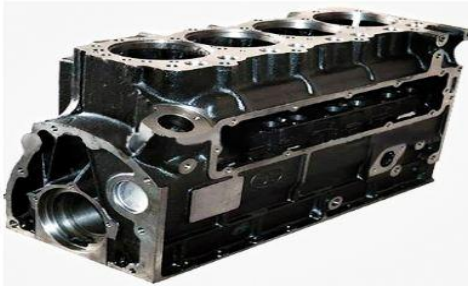


Photo 1:Bloc moteur [2]

- *La culasse*

Elle assure l'acheminement et l'évacuation respective du carburant, du comburant et des gaz d'échappement.

Photo 2:Culasse [2]

- *Le carter et le couvercıe*

Ils protègent les pièces nécessitant une lubrification ; ils sont donc en contact avec l'huile moteur et doivent être absolument étanches, généralement par interposition de joints. Le carter couvre la partie basse du moteur. Il est le réservoir d'huile pour la lubrification.

Photo 3:Carter inférieur [2]

I.2.1.2. Organes mobiles :

Comme son nom l'indique, ces organes sont en mouvement. Ils sont constitués des pièces suivantes :

- *Le piston*

Le piston est une pièce rigide de section généralement circulaire coulissant dans un cylindre de forme complémentaire par la pression provoquée de l'explosion. Il subit la pression de l'explosion pour se déplacer. Le déplacement du piston entraîne une variation de volume dans le cylindre. Un piston permet la conversion d'une pression en un travail, et du travail en pression.

Photo 4:Piston [2]

- *La bielle*

Elle transforme le mouvement du piston en mouvement circulaire au niveau du vilebrequin (arbre moteur). Son mouvement est donc complexe.

Photo 5:Bielle [2]

- *Le vilebrequin ou manivelle*

Il est en rotation sur le tourillon (palier) et assure la transmission du mouvement vers l'utilisation.

***Photo 6:Vilebrequin** [2]*

Remarque :

Pour faire remonter le piston, on adjoint un dispositif appelé volant moteur à l'extrémité du vilebrequin (principe de la vitesse acquise ou principe de l'énergie cinétique) [1].

I.2.2 Les moteurs à combustion interne :

I.2.2.1. Moteurs alternatifs :

Dans le cas de ces moteurs, la chaleur est produite par une combustion dans une chambre à volume variable et elle est utilisée pour augmenter la pression au sein d'un gaz qui remplit cette chambre (ce gaz est d'ailleurs initialement composé du combustible et du comburant : air). Cette augmentation de pression se traduit par une force exercée sur un piston, force qui transforme le mouvement de translation du piston en mouvement de rotation d'arbre (vilebrequin).

Il existe deux types principaux de moteurs à combustion interne :

- Le moteur à allumage commandé, ou moteur à explosion (moteur essence) ;
- Le moteur à allumage par compression (moteur diesel) [1];

I.2.2.2. Désignations :

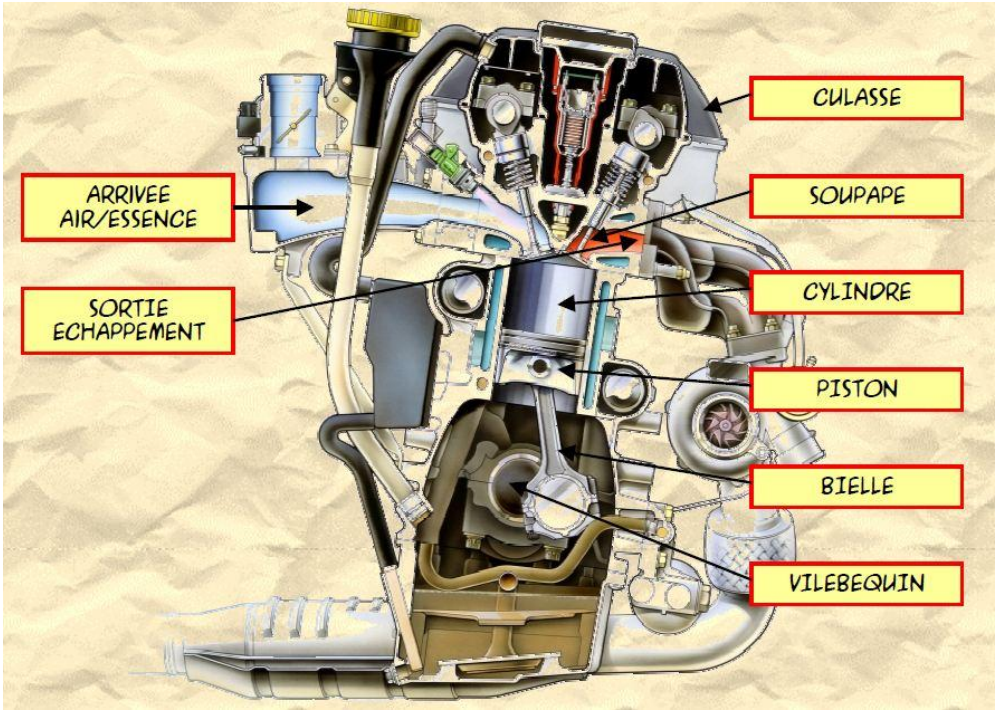


Photo 7:Moteur à allumage [4]

I.2.2.3. Principe de fonctionnement :

Le fonctionnement du moteur alternatif est assuré par l'association de quatre grands groupes fonctionnels tels que :

- *Les systèmes à fonction mécanique :*
  - Le système enceint : assure l'isolement de la masse gazeuse.
  - Le système bielle-manivelle : assure la transformation du mouvement rectiligne alternatif du piston en mouvement de rotation.
  - Le système de distribution : assure la commande de l'ouverture et de la fermeture des soupapes en temps voulu.
- *Le système de carburation :*

  Il assure l'alimentation du moteur en mélange carburé.
- Le système d'allumage :

  Il assure l'inflammation du mélange carburé à l'aide d'une bougie (pour le DIESEL, le carburant utilisé est un mélange air / gazole qui, une fois comprimé, voit sa température portée à environ 600°C et le mélange s'enflamme seul presque immédiatement).
- *Les systèmes auxiliaires :*
  - Le système de lubrification
  - Le système de refroidissement
  - Le système de démarrage et de charge (circuit électrique) [2]

Rapport-Gratuit.com

I.2.2.4. Déroulement du cycle à 4 temps :

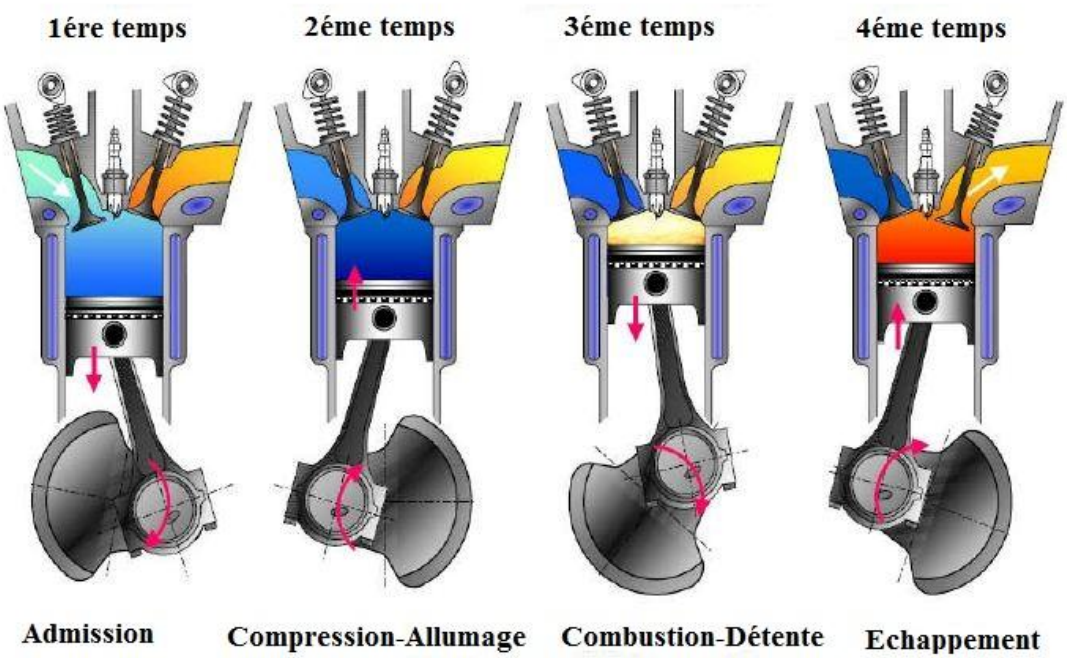


Figure 2:Schéma de fonctionnement du moteur à 4 temps *[2]*

Le déroulement du cycle se fait comme suit :

A l'arrivée du carburant :

- Pour le moteur Diesel : l'air seul passe par la soupape d'admission, le gazole est injecté sous haute pression par un injecteur dans la chambre de combustion.
- Pour le moteur Essence : le mélange carburant-air se fait dans le carburateur et pendant le temps d'explosion, il est commandé par l'étincelle de la bougie.

1er temps : phase d'**ADMISSION**

Le piston se déplace du PMH au PMB et la soupape d'admission s'ouvre, la soupape d'échappement se ferme pour fonctionner ;

- Pour le Diesel : la création d'une baisse de pression favorise l'aspiration d'air, l'injection de carburant est directe dans le cylindre du moteur.
- Pour l'Essence : l'aspiration du mélange s'effectue dans le carburateur.

2ème temps : phase de **COMPRESSION**

Lorsque le piston monte au PMH et réduit le volume de la chambre afin d'augmenter la pression du mélange, les deux soupapes se ferment pour que la compression soit parfaite et produit de la chaleur à haute température. L'étanchéité est assurée par des segments métalliques (plutôt céramique).

3ème temps : phase de **COMBUSTION-DETENTE**

Les deux soupapes restent fermées.

- Pour le Diesel : injection du gazole dans le cylindre par l'intermédiaire de l'injecteur pour provoquer la combustion au contact de l'air surchauffé dans la chambre. C'est une inflammation thermodynamique.
- Pour l'Essence : l'inflammation du combustible peut résulter d'un arc électrique à haute température, c'est-à-dire que le temps d'explosion est commandé par une étincelle de la bougie.

Avant que la détente ne se termine au PMB, la soupape d'échappement est ouverte et les gaz brûlés se détendent dans la conduite d'échappement.

4ème temps : phase d'**ECHAPPEMENT**

La soupape d'échappement est toujours ouverte. Le piston remonte au PMH et chasse les gaz brûlés dans le cylindre. A ce moment, le moteur se trouve à nouveau prêt à effectuer le premier temps. [2]

I.2.3 Les moteurs à combustion externe :

I.2.3.1. Historique du moteur à air chaud :

La vie de Robert Stirling est rythmée par les nombreuses découvertes scientifiques et techniques du XIXème siècle. Cependant, c'est aussi l'époque où il arrivait fréquemment que des chaudières à vapeur explosent et fassent des victimes.

Le pasteur Stirling, mit toute son énergie à améliorer les machines à vapeur, alors indispensables, pour créer « le moteur à air chaud » appelé aussi « moteur à combustion externe » ou plus communément *Moteur Stirling*.

Photo 8:Robert Stirling [21]

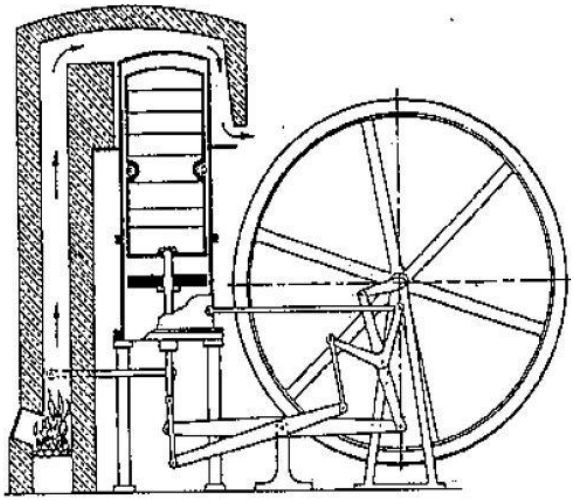


Figure 3: Schéma d'un moteur Stirling *[10]*

C'est ainsi que Robert Stirling déposa son brevet le 27 septembre 1816 [3].

Il découvre aussi que la mise en place d'un régénérateur dans la tuyauterie du moteur permet d'éviter trop de pertes d'énergie et améliore son rendement [4].

I.2.3.2. Développement actuel du moteur Stirling :

Beaucoup des étudiants sont intéressés sur le Moteur Stirling. Ils ont fait l'étude sur ce moteur pour apporter des compétences techniques et théoriques sur les éléments consécutifs qui le concerne. Il offre aux étudiants une expérience plutôt originale, et praticable.

Ensuite, il existe déjà des modèles de moteurs à fonctionnement lent qui ne nécessitent que des différences de températures de l'ordre de 5 Kelvin pour tourner.

De même un niveau de température d'une valeur de l'ordre de + 40°C est suffisant du coté chaud pour assurer un fonctionnement du moteur.

Photo 9:Moteur type gamma [7]

Photo 10: Miroirs paraboliques avec moteur [7]

Effectivement, ce moteur peut être installé avec des miroirs cylindro-paraboliques, avec des centrales solaires ainsi qu'avec le couplage de plusieurs modules permettra de couvrir les besoins énergétiques des maisons isolées (5 kW) ou des immeubles (10 appartements, soit 30 kW).

Le moteur a été utilisé dans le domaine militaire pour la propulsion des sous-marins.

Gaz de travail : Hélium (130 bars).

Pression de combustion : 22 bars

Vitesse : 2400 tr/mn,

Consommation de fuel : 260 g/kWh,

Consommation d'oxygène : 980 g/kWh

Puissance maximale sur arbres : 75 KW

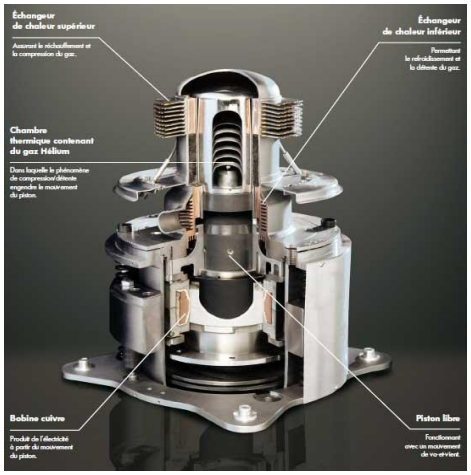


Photo 11: Moteur Stirling AIP à propulsion de sous-marin SAGA [7]

Et enfin le concentrateur gonflable de la NASA pour son générateur Stirling à pistons libres envisagé pour alimenter des stations spatiales en orbite terrestre ou pour les missions plus lointaines [5]. Par exemple vers Mars, où il serait plus intéressant que les classiques panneaux photovoltaïques.

I.2.3.3. Description et principe de fonctionnement du moteur Stirling :

En général, le moteur Stirling est composé au moins un cylindre fermé contenant un gaz (Air, hydrogène, hélium, etc.) enfermé à l'intérieur et où les échanges de chaleurs vont s'effectuer. Un piston moteur qui se charge de fournir de l'énergie mécanique au moteur dont la fonctionnalité réside dans la mise en rotation d'un arbre, par l'intermédiaire d'une bielle. Un piston déplaceur qui a pour rôle de déplacer le gaz d'une zone chaude à une zone froide et vice-versa. Un régénérateur qui récupère ou retransmet de la chaleur au gaz lors de son passage d'une zone à une autre. C'est un échangeur de chaleur qui se trouve entre la zone chaude et la zone froide.

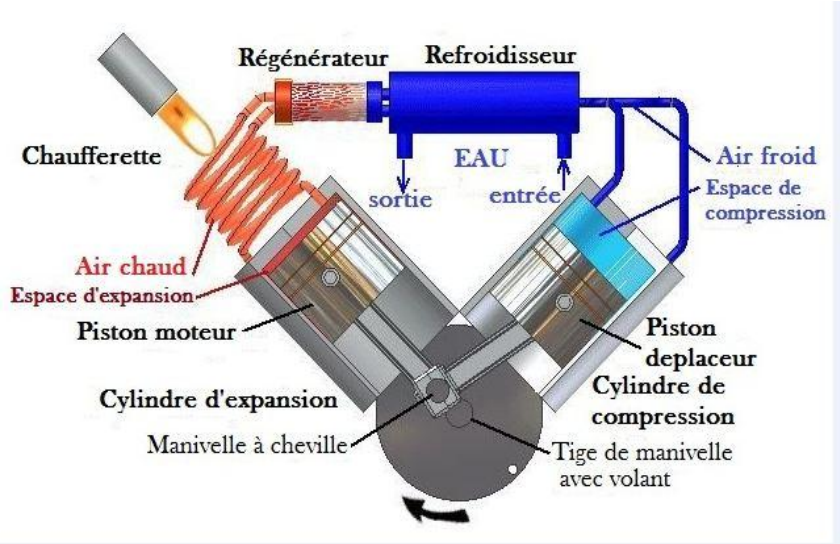


Figure 5:Schéma d'un moteur à configuration Alpha [3]

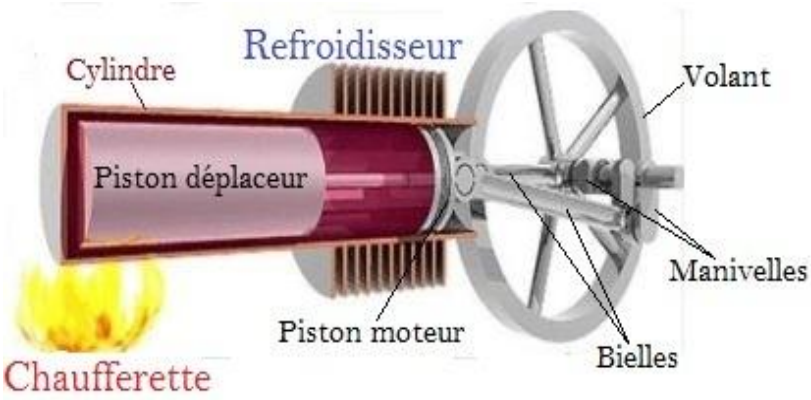


Figure 4:Schéma d'un moteur à configuration Béta [6]

Le fonctionnement « mécanique » pour chaque type de moteur Stirling est sensiblement le même, la configuration du type Béta a semblé être le plus simple pour en expliquer le fonctionnement global. Voir l'annexe 1 pour la configuration globale du moteur Alpha. Théoriquement, le cycle se déroule comme suit :

Processus 1-2 : Compression isotherme

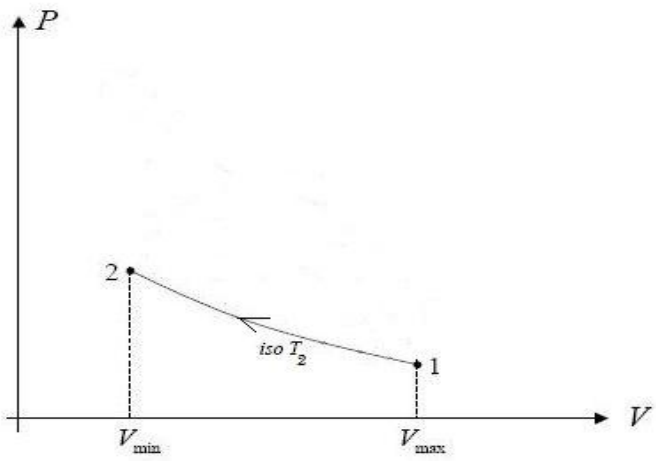


Figure 6: Cycle de transformation isotherme

Iso T_2 : Température due au refroidissement.

Cette étape est appelée « Compression », et est représentée par une isotherme dans le diagramme PV (la température est supposée constante au cours de la compression) [19].

La majeure partie de gaz est déjà refroidit à température due au refroidissement dans la source froide, ainsi que le piston moteur descend jusqu'à sa mi-course, et le piston déplaceur atteint son point mort bas. Simultanément quelque gaz froid est retransmis par le régénérateur à la source chaude.

- *Nomenclature :*

(1)	Réchauffeur	(3)	Gaz froid	(5)	Refroidisseur (3') Gaz chaud
(2)	Piston déplaceur	(4)	Piston moteur	(6)	Régénérateur

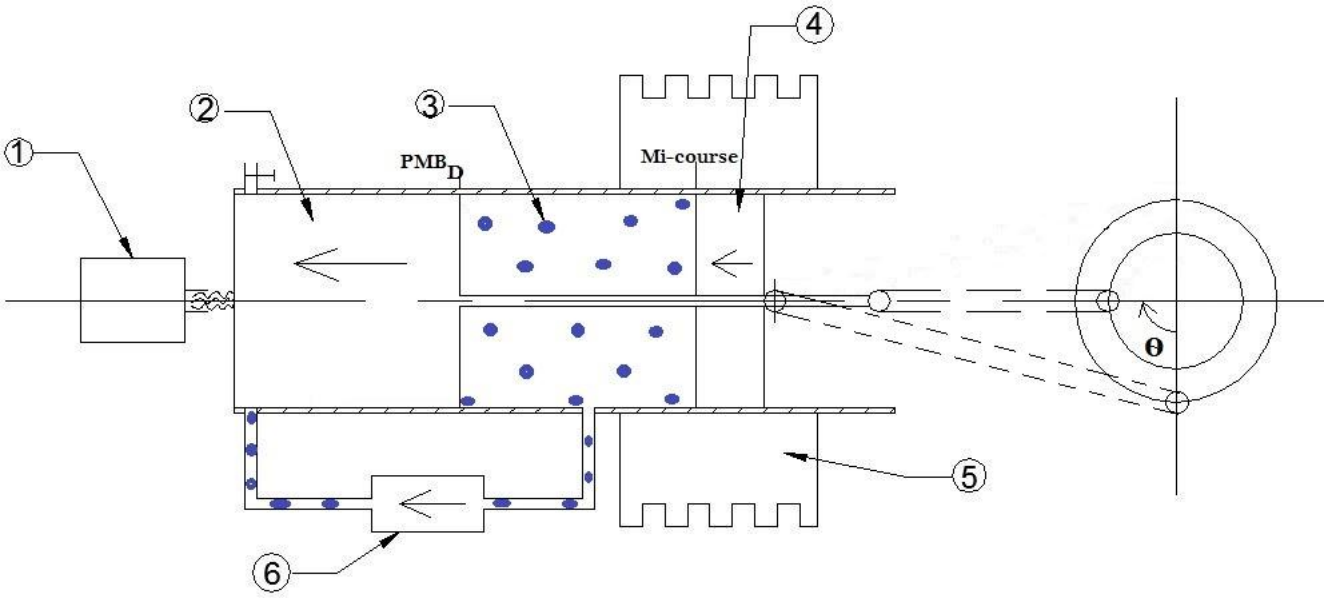


Figure 7: Phase de compression du moteur Béta [6]

Processus 2-3 : Chauffage isochore

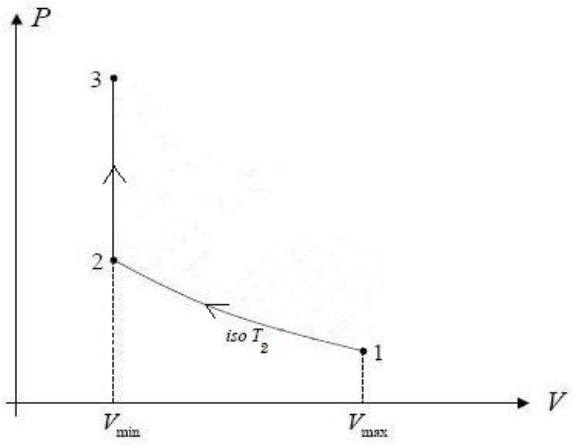


Figure 8: Cycle de transformation isochore

V_{min} : Volume minimal

V_{max} : Volume maximal

L'étape est appelée « chauffage », et se traduit par une isochore sur le diagramme PV car le mouvement du piston de déplacement n'induit pas de variation de volume [19].

La plupart de gaz est dans la source chaude suivis d'un échauffement par un réchauffeur pousse le piston déplaceur à mi-course et le piston moteur est au point mort bas. Ainsi quelque gaz froid est encore compromis dans le régénérateur. Ensuite, il existe une étape où une course commune vue sur la seconde figure ci-dessous.

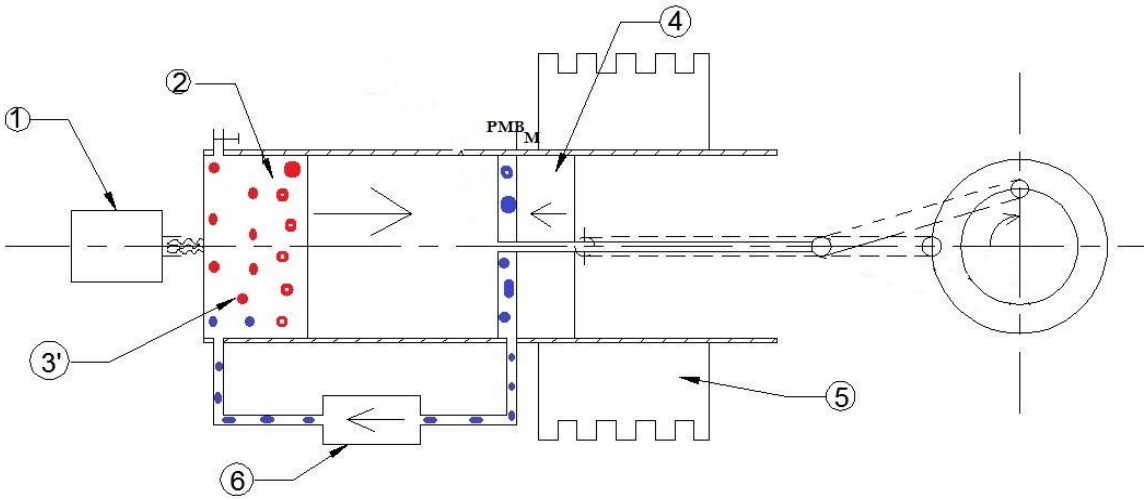


Figure 9:Phase d'échauffement du moteur Béta [6]

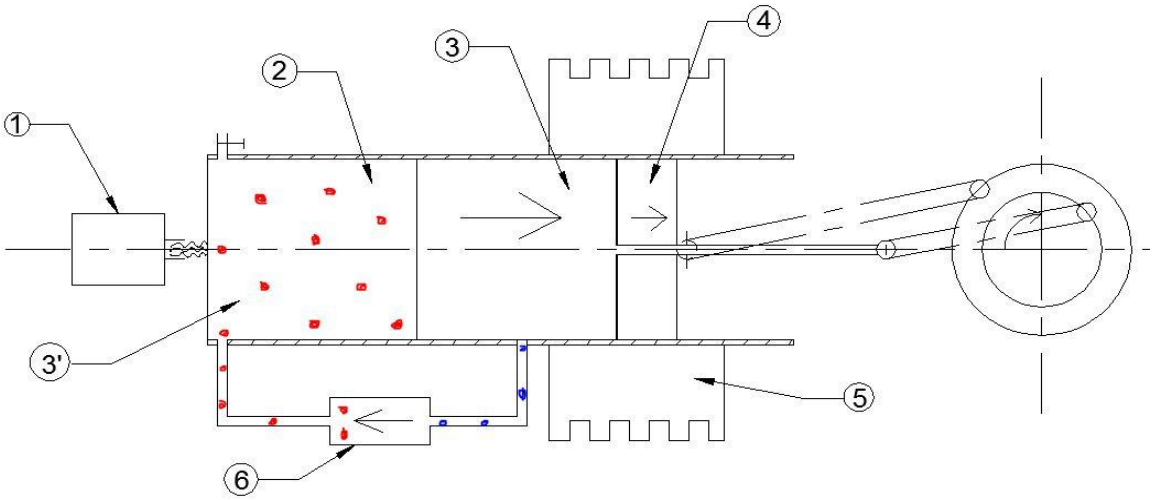


Figure 10: Phase d'échauffement commun

Processus 3-4 : Détente isotherme

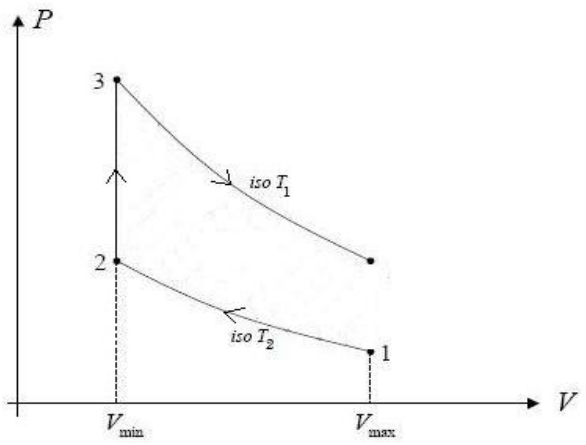


Figure 11: Cycle de transformation isotherme

Iso T_1 : température isothermique due au chauffage ;

Cette étape est appelée « Détente » et se traduit par une isotherme sur le diagramme PV. (La température de la source chaude est supposée constante) [19].

La majeure partie du gaz est donc détendu dans la source chaude, ainsi que le piston moteur monte à mi-course et le piston déplaceur l'accompagne jusqu'à son point mort haut.

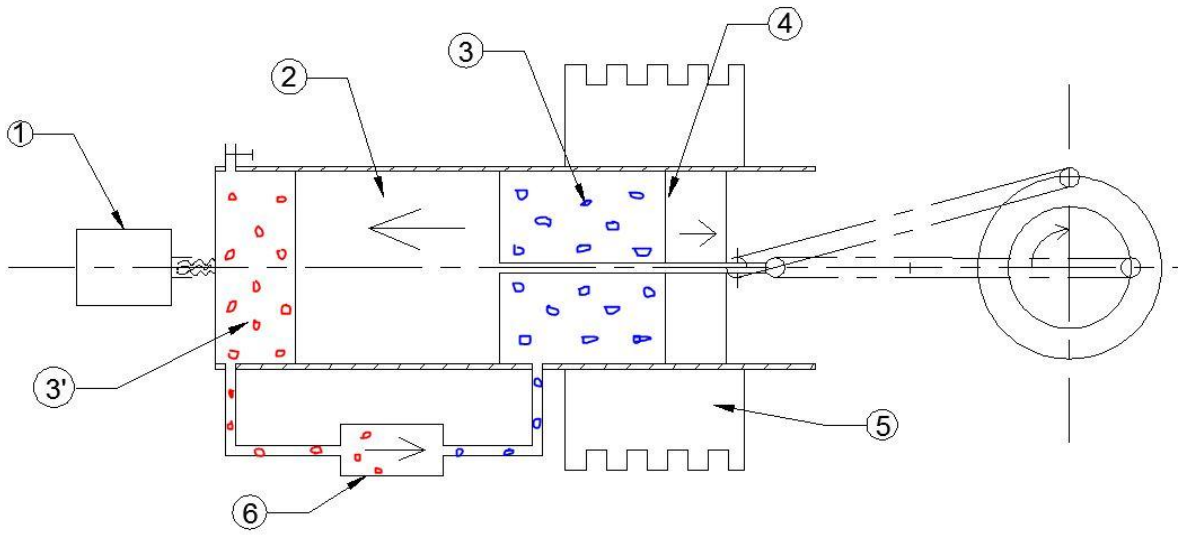


Figure 12: Phase de détente du moteur Béta [6]

Processus 4-1 : Refroidissement isochore

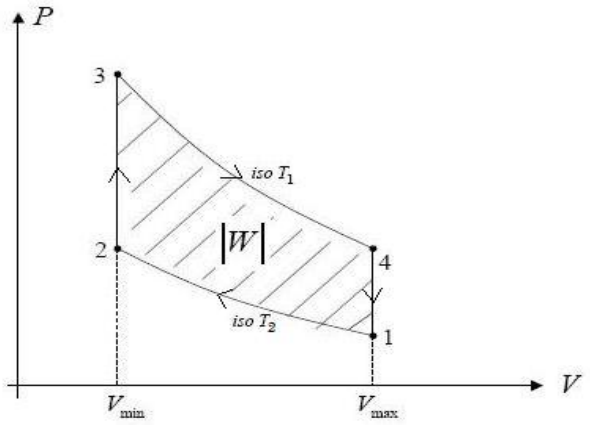


Figure 13: Cycle de transformation isochore

V_{min} : Volume minimal

V_{max} : Volume maximal

On appelle cette étape « le Refroidissement ». Elle se traduit par une transformation isochore dans le diagramme PV car le mouvement du piston de déplacement se fait à volume constant [19].

La plupart de gaz est retransmit par le régénérateur de la source chaude vers la source froide. Le piston moteur monte jusqu'à son point mort haut ainsi que le piston déplaceur est à mis course. Puis le gaz se refroidis par un refroidisseur dans la source froide. Enfin, le cycle revient à son état initial.

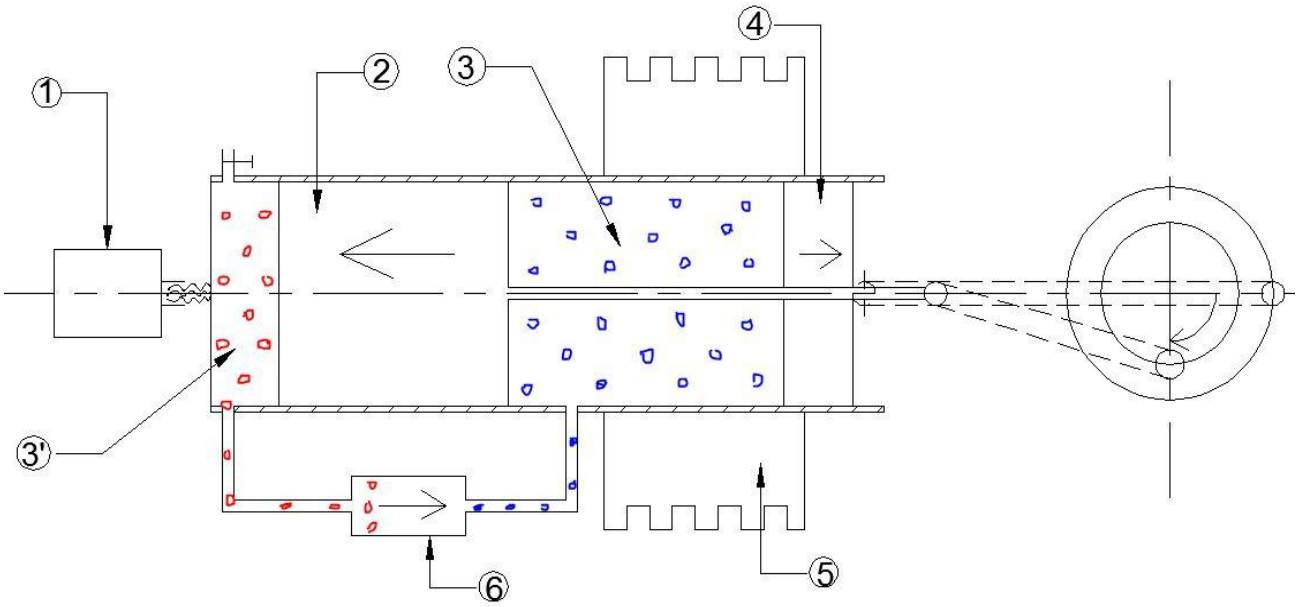


Figure 14: Phase de refroidissement du moteur Béta [6]

I.2.3.4. Différents types du Moteur Stirling :

Il y a deux types courants de moteurs Stirling qui ont été utilisées pour la production d'énergie :

✓ Le *moteur cinématique Stirling* est un moteur qui a un piston branché au vilebrequin par une bielle, fixée à un croisillon pour éliminer les forces latérales contre les parois du cylindre.

✓ Le *moteur à pistons libres Stirling* est un moteur à combustion externe à quatre temps, dans lequel le mouvement du piston répond uniquement à la pression du gaz, sans qu'une bielle(s) ou vilebrequin ne génère une rotation.

Il y a trois configurations de modèle de moteur de base qui ont été employées pour des moteurs Stirling. Celles-ci comprennent l'Alpha, Bêta, et les configurations Gamma [6].

- *Moteur Configuration Alpha*

Le moteur de type Alpha est un moteur ayant deux cylindres dans lesquels se déplacent deux pistons, ce qui permet de séparer l'espace froid et l'espace chaud. Au cours du cycle, le gaz de travail passe d'un piston à un autre. Les pistons sont placés avec un angle de 90 dégrée afin que le piston de l'espace froid soit en retard de ¼ de tour sur le piston de l'espace chaud [7].

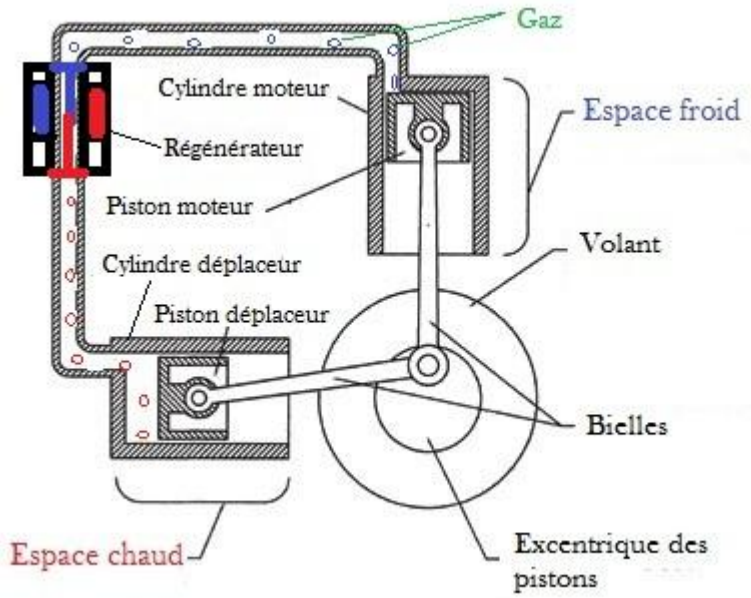


***Figure 15: Schéma du moteur type ALPHA** [8]*

Ce type de moteur a un très bon rapport puissance par rapport au volume mais demande des températures assez importantes pour sa mise en marche [8].

- *Moteur Configuration Beta*

Le moteur Béta présente une différence radicale avec le moteur Alpha. Il ne possède qu'un seul cylindre combinant l'espace chaud et l'espace froid. De plus les deux pistons, moteur et déplaceur sont parfaitement étanches. Ces pistons combinent un mouvement relatif lors du changement de volume du gaz avec un mouvement commun qui déplace ce volume de la partie chaude à la partie froide, et vice-versa [7].

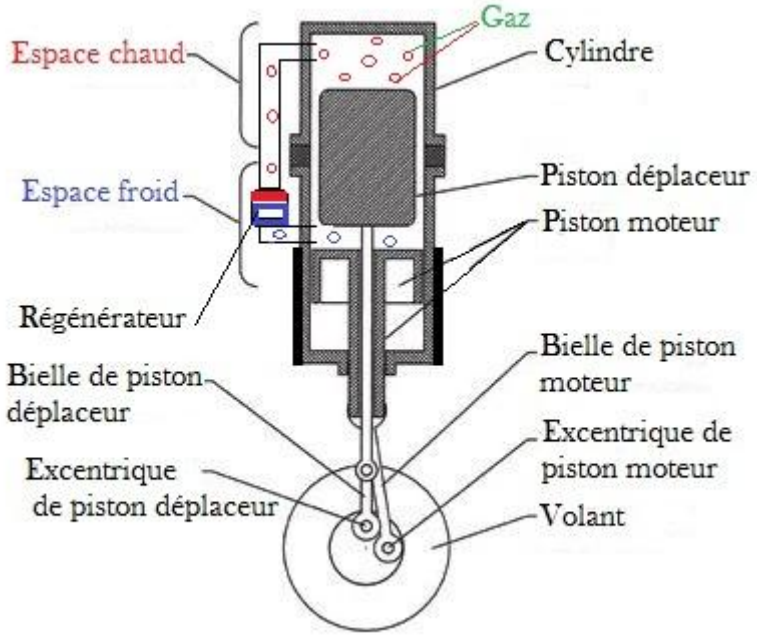


***Figure 16: Schéma du moteur type BETA** [8]*

Ce type a deux avantages principaux, sa compacité et l'absence de perte aérodynamique lors du transfert du gaz d'une partie à l'autre du cylindre. Cependant il existe des transferts thermiques de conduction à l'intérieur de ce cylindre qui peuvent diminuer la différence de température entre la zone chaude et la zone froide ce qui réduit donc un peu son rendement [8]. Puisque les pistons des moteurs bêta sont tous deux dans le même cylindre ce qui complique sensiblement la construction mais permet de réduire l'espace mort entre le piston moteur et celui du déplacement en les faisant balayer un espace commun [9].

- *Moteur Configuration Gamma*

Le moteur Gamma est un mélange entre le moteur Alpha et le moteur Béta. Dans un cylindre le piston déplaceur joue son rôle, dans l'autre le piston moteur fait varier le volume global et récupère l'énergie. Ce moteur est bicylindre, il est composé d'un piston moteur et un piston déplaceur. Le piston déplaceur déplace le gaz d'une zone à une autre.

Le gaz subit des variations de températures qui engendrent à leur tour des variations de pression qui mettent en mouvement le piston moteur [7].

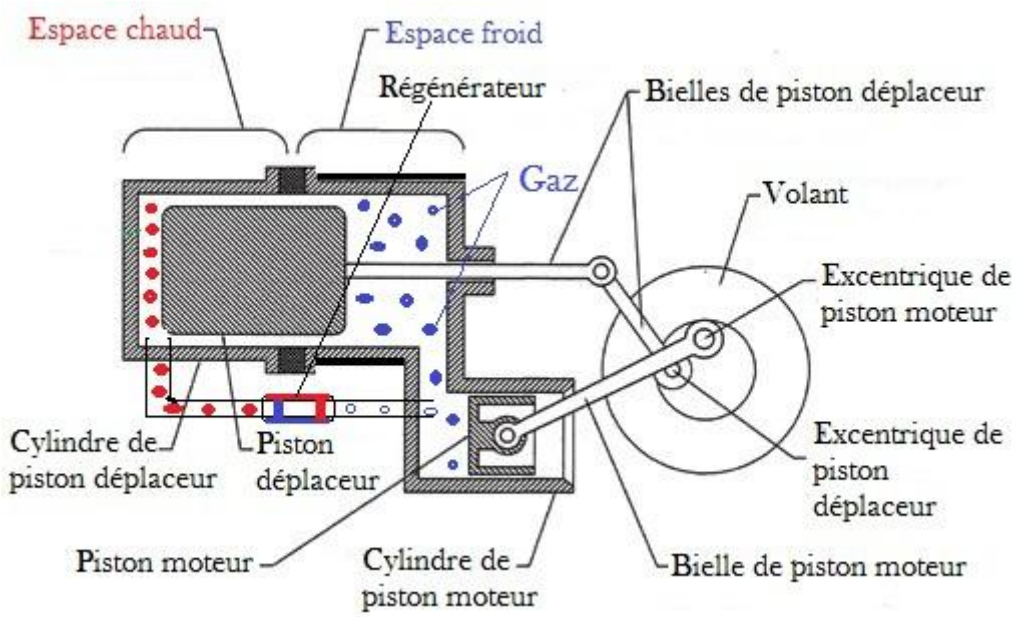


***Figure 17: Schéma du moteur type GAMMA** [8]*

Les moteurs de ce type sont assez simples à concevoir du fait de leur mécanique peu complexe. Leur rendement est moins important que ceux des types présentés plus haut mais ils peuvent fonctionner avec de très faibles écarts de température, c'est à dire que pour certains de ces moteurs l'écart peut être de seulement 5°C (des petits moteurs de ce type sont capables de tourner seulement grâce à la chaleur d'une main humaine) [8].

I.3 Quelques types des cycles thermiques :

Au cours du cycle, le système est en contact avec deux sources de chaleur :

T_1 : La température de la source chaude ;

T_2 : La température de la source froide ;

Pour produire du travail :

W_{cycle} : Le travail échangé avec le milieu extérieur ;

Ainsi que :

Q_1 : Quantité de chaleur échangée avec la source chaude ;

Q_2 : Quantité de chaleur échangée avec la source froide ;

- *Pour une machine motrice :*

$$W_{cycle} < 0 \text{ entraine } Q_1 + Q_2 \geq 0 \text{ ;}$$

Les trois cas possibles : $\begin{cases} Q_1 > 0 \; et \; Q_2 > 0 & (a) \\ Q_1 < 0 \; et \; Q_2 > 0 \; avec \; |Q_1| < Q_2 & (b) \\ Q_1 > 0 \; et \; Q_2 < 0 \; avec \; |Q_2| < Q_1 & (c) \end{cases}$

Le cas (a) et (b) sont impossibles, sauf le cas (c), elle traduit le principe de fonctionnement des machines motrices $Q_1 > 0 \; et \; Q_2 < 0$ avec $|Q_2| < Q_1$ (c).

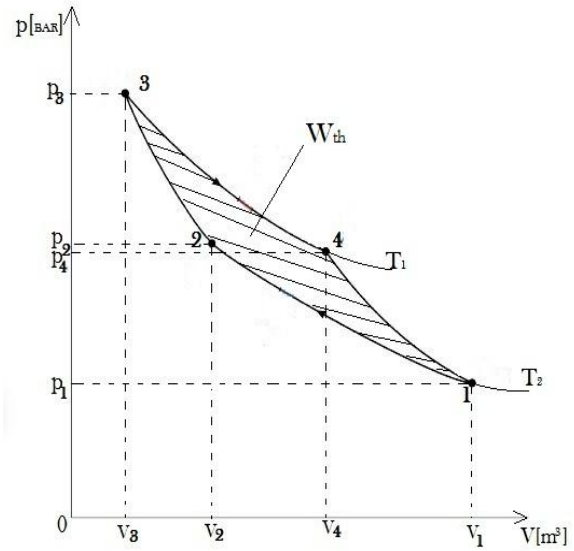


Figure 19:Diagramme (P,V) du cycle motrice

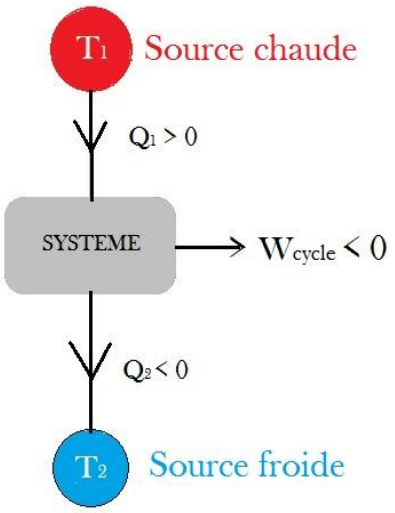


Figure 18: Schéma symbolique d'un système motrice

Par définition, le rendement thermique d'une machine motrice est :

$$\eta_{th} = \frac{|Energie_{utilisable}|}{Energie_{\ fournie}} < 1 \qquad (1.1)$$

Alors le rendement s'écrit : $$\eta_{th} = \frac{|W_{cycle}|}{\sum Q>0} < 1 \qquad (1.2)$$

D'après le premier principe de la thermodynamique :

$$W_{cycle} + Q_1 + Q_2 = 0 \rightarrow |W_{cycle}| = Q_1 - |Q_2| \qquad (1.3)$$

D'où le rendement thermique d'une machine motrice s'écrit :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{|Q_2|}{Q_1} < 1 \qquad (1.4)$$

- *Pour une machine réceptrice :*

$W_{cycle} > 0$ entraine $Q_1 + Q_2 \leq 0$;

Les trois cas possibles : $$\begin{cases} Q_1 < 0 \ et \ Q_2 < 0 & (a) \\ Q_1 > 0 \ et \ Q_2 < 0 \ avec \ Q_1 < |Q_2| & (b) \\ Q_1 < 0 \ et \ Q_2 > 0 \ avec \ |Q_1| < Q_2 & (c) \end{cases}$$

Le cas (a) est possible mais ne présente pas d'intérêt pratique ; le cas (b) est le cas d'un refroidissement, et le cas (c) traduit le principe de fonctionnement des réfrigérateurs et des pompes à chaleur.

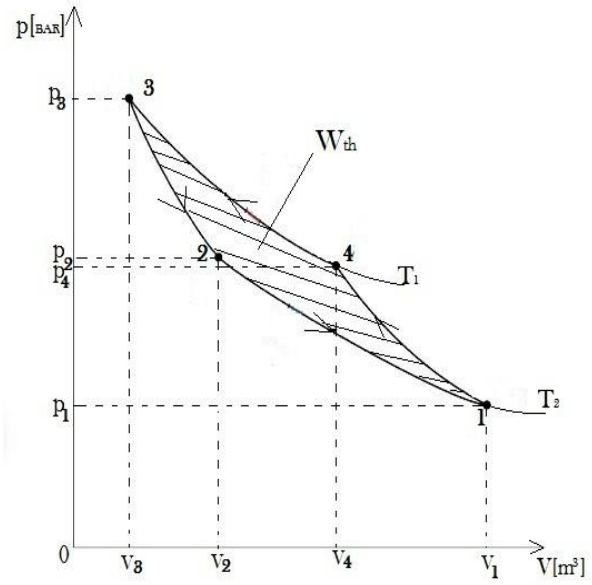


Figure 21: Diagramme de (P,V) du cycle réceptrice

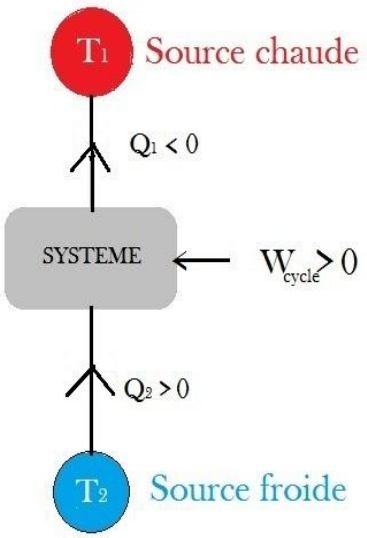


Figure 20: Schéma symbolique d'un système réceptrice

D'après le premier principe de la thermodynamique pour un cycle fermé :

$$W_{cycle} + Q_1 + Q_2 = 0 \quad (1.5)$$

Alors $W_{cycle} > 0$ entraine $Q_1 + Q_2 < 0$ ainsi que $Q_1 < 0$ *et* $Q_2 > 0$ avec $|Q_1| > Q_2$

- *Cas d'un réfrigérateur :*

L'efficacité ou coefficient de performance est : $e = \frac{\sum Q>0}{W_{cycle}} > 1$ (1.6)

- *Cas d'une pompe à chaleur :*

L'efficacité ou coefficient de performance est : $e = \frac{|\sum Q<0|}{W_{cycle}} > 1$ (1.7)

I.3.1 Cycle théorique de Carnot :

Le cycle de Carnot est constitué de deux transformations isothermes et de deux transformations adiabatiques. C'est un cycle réversible, ditherme avec la température de la source chaude est supérieure à celle de la température de source froide notée : $T_1 > T_2$.

- *Les transformations subies par le cycle :*

1-2 : Compression isotherme
2-3 : Détente adiabatique
3-4 : Détente isotherme
4-1 : Compression adiabatique

Les paramètres des états :

Etat 1 (P_1, V_1, T_2)
Etat 2 (P_2, V_2, T_2)
Etat 3 (P_3, V_3, T_1)
Etat 4 (P_4, V_4, T_1)

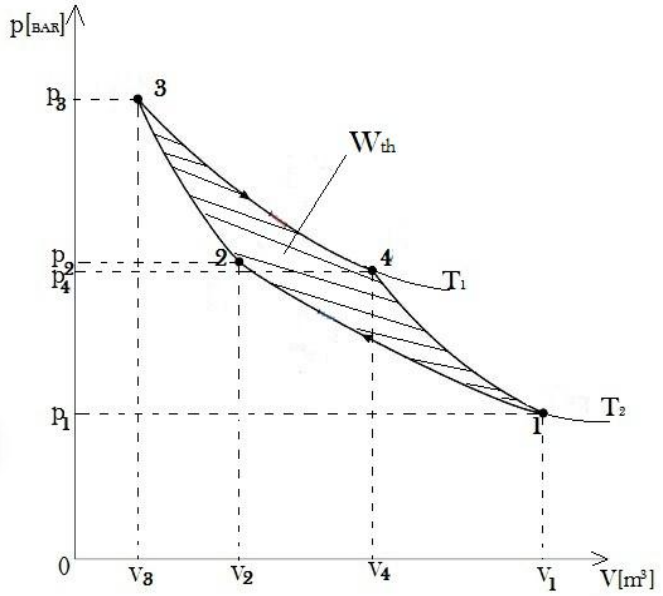


Figure 22: Diagramme de cycle théorie de Carnot

Tableau 1:Bilan énergétique du cycle théorique de Carnot

Transformation	*1-2 isotherme*	*2-3 adiabatique*	*3-4 isotherme*	*4-1 adiabatique*
W	$mrT_2 ln\frac{V_1}{V_2} > 0$	$mC_V(T_1 - T_2) > 0$	$mrT_1 ln\frac{V_3}{V_4} < 0$	$mC_V(T_2 - T_1) < 0$
Q	$mrT_2 ln\frac{V_2}{V_1} < 0$	0	$mrT_1 ln\frac{V_4}{V_3} > 0$	0
ΔU	0	$mC_V(T_1 - T_2) > 0$	0	$C_V(T_2 - T_1) < 0$

- *Le rendement pour le cycle théorique de Carnot :*

Le travail du cycle :

$$W_{cycle} = W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-1} \; ; \tag{1.8}$$

$$W_{cycle} = mr(-T_2 ln\frac{V_2}{V_1} + T_1 ln\frac{V_3}{V_4}) \; ; \tag{1.9}$$

Avec $W_{2-3} + W_{4-1} = 0$;

Pour l'adiabatique : $T(V)^{\gamma-1}$: constante ;

Pour la transformation 2-3 : $T_1(V_3)^{\gamma-1} = T_2(V_2)^{\gamma-1}$ alors $\frac{V_3}{V_2} = (\frac{T_2}{T_1})^{\frac{1}{\gamma-1}}$;

Et pour la transformation 4-1 : $T_1(V_4)^{\gamma-1} = T_2(V_1)^{\gamma-1}$ alors $\frac{V_4}{V_1} = (\frac{T_2}{T_1})^{\frac{1}{\gamma-1}}$;

Donc $\frac{V_3}{V_2} = \frac{V_4}{V_1}$ entraine $\frac{V_3}{V_4} = \frac{V_2}{V_1}$ c'est pour simplifier la formule ;

Le travail du cycle utilisé :

$$W_{cycle} = mr(T_1 - T_2) ln\frac{V_3}{V_4} < 0 \tag{1.10}$$

La quantité de chaleur fournie :

$$\sum Q > 0 \Rightarrow Q_{3-4} = m\,rT_1 ln\frac{V_4}{V_3} > 0 \tag{1.11}$$

D'où

$$\eta_{carn} = \frac{\left|mr(T_2 - T_1) ln\frac{V_3}{V_4}\right|}{mrT_1 ln\frac{V_4}{V_3}} = \frac{|T_1 - T_2|}{T_1}$$

$$\eta_{carn} = 1 - \frac{T_2}{T_1} < 1 \tag{1.12}$$

Interprétation :

Le rendement de cycle de Carnot dépend des températures entre lesquelles il fonctionne. Et comme le cycle de Carnot est réversible il donne le meilleur rendement.

I.3.2 Exemples des cycles des moteurs thermiques :

Soient les cycles suivants :

- Cycle de Beau de Rochas (essence)
- Cycle de Diésel (gasoil)
- Cycle de Stirling (gaz parfait)

I.3.2.1. Cycle théorique de Beau de Rochas (Essence) :

Le cycle théorie de Beau de Rochas ou OTTO est un est à quatre temps composé de :

- ✓ Deux transformations isochores ;
- ✓ Deux transformations adiabatiques ;
- *Les transformations subies par le cycle :*

0-1 Admission : aspiration air + essence à pression atmosphérique

1-2 compression isentropique (adiabatique réversible)

2-3 apports de chaleur isochore (combustion)

3-4 détente isentropique (adiabatique réversible)

4-5 mises à l'atmosphère (avec refroidissement)

5-6 échappements (évacuation des gaz)

Paramètres des états :

Etat 1 (P_1, V_1, T_1)

Etat 2 (P_2, V_2, T_2)

Etat 3 (P_3, V_3, T_3)

Etat 4 (P_4, V_4, T_4)

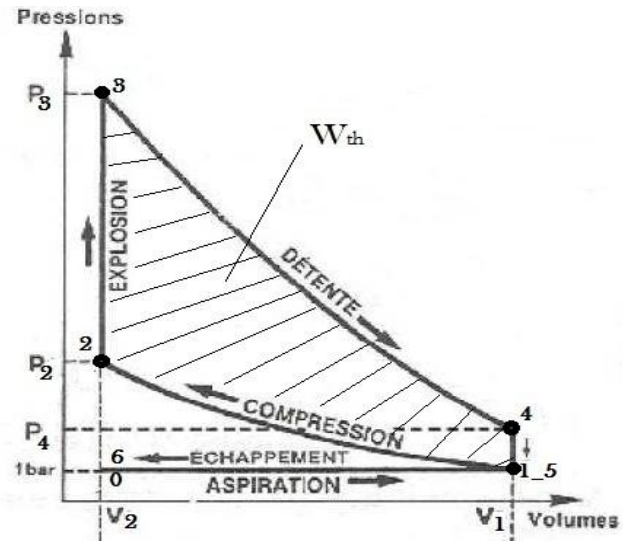


Figure 23: Diagramme (P,V) de cycle théorie de Beau de Rochas

Remarque :

Seules les parties 1-2-3-4 participent aux échanges énergétiques. La pression au point 4, la pression d'échappement, est supérieure à la pression atmosphérique. Le cycle rejette des gaz encore valorisables par une détente [1].

Tableau 2 : Bilan énergétique du cycle théorie de Beau de Rochas

Transformation	*1-2 adiabatique*	*2-3 isochore*	*3-4 adiabatique*	*4-1 isochore*
W	$mC_V(T_2 - T_1)$	0	$mC_V(T_3 - T_4)$	0
Q	0	$mC_V(T_3 - T_2)$	0	$mC_V(T_1 - T_4)$
Δ***U***	$mC_V(T_2 - T_1)$	$mC_V(T_3 - T_2)$	$mC_V(T_3 - T_4)$	$mC_V(T_1 - T_4)$

- *Le rendement pour le cycle théorique de Beau de Rochas :*

Par définition, le rendement est :

$$\eta_{ess} = \frac{|W_{cycle}|}{\sum Q>0}; \quad (1.13)$$

Le travail du cycle utilisé :

$$W_{cycle} = W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-1}; \quad (1.14)$$

$$W_{cycle} = mC_V T_1(\omega - 1)(\varepsilon^{\gamma-1} - 1); \quad (1.15)$$

Avec $W_{2-3} = W_{4-1} = 0$ donc $W_{cycle} = W_{1-2} + W_{3-4}$

Où $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_{PMB}}{V_{PMH}}$: Rapport volumétrique de compression

Et $\omega = \frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2}$: Rapport de pression dans la combustion.

La quantité de chaleur fournie :

$$\sum Q > 0 \rightarrow Q_{2-3} = mC_V T_1(\omega - 1)\varepsilon^{\gamma-1} \quad (1.16)$$

Le rendement thermique du cycle de Beau Rochas :

$$\eta_{ess} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\gamma-1}} \quad (1.17)$$

Interprétation :

Le rendement thermique ne dépend que du taux volumétrique de compression. Plus ce rapport est grand, plus le rendement thermique est élevé. Mais si la température T_2 et la pression P_2 augmentent trop, il y a risque d'auto-inflammation du mélange (avant l'allumage) [1].

I.3.2.2. Cycle théorique de Diésel(Gasoil) :

Le cycle théorie de Diésel est peut-être deux ou quatre temps composé de :

- ✓ Deux transformations adiabatiques ;
- ✓ Une transformation isobare
- ✓ Une transformation isochore ;

- *Les transformations subies par le cycle :*

0-1 Admission d'air seul

1-2 compression isentropique (adiabatique réversible)

2-3 apports de chaleur isobare (combustion)

3-4 détente isentropique (adiabatique réversible)

4-1_5 refroidissement isochore

5-6 échappements (évacuation de gaz)

Paramètre des états :

Etat 1 (P_1, V_1, T_1)

Etat 2 (P_2, V_2, T_2)

Etat 3 (P_3, V_3, T_3)

Etat 4 (P_4, V_4, T_4)

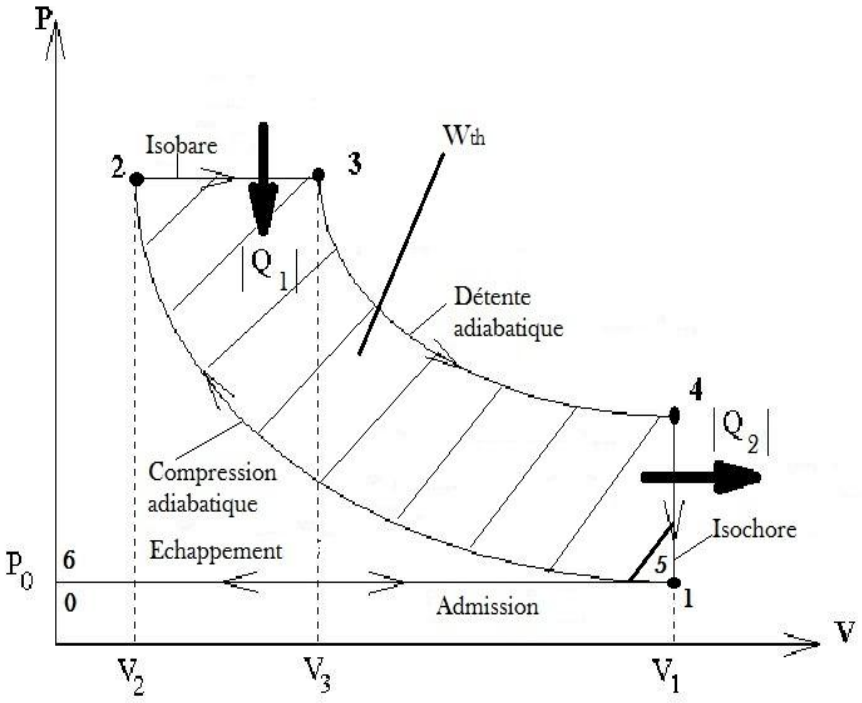


Figure 24: Diagramme (P,V) de cycle théorie de Diésel *[1]*

Remarque :

Seules les parties 1-2-3-4 participent aux échanges énergétiques.

Tableau 3: Bilan énergétique du cycle théorie de Diésel

Transformation	*1-2 adiabatique*	*2-3 isobare*	*3-4 adiabatique*	*4-1 isochore*
W	$mC_V(T_2 - T_1)$	$m(C_P - C_V)(T_3 - T_2)$	$mC_V(T_3 - T_4)$	0
Q	0	$mC_V(T_3 - T_2)$	0	$mC_V(T_1 - T_4)$
ΔU	$mC_V(T_2 - T_1)$	$mC_P(T_3 - T_2)$	$mC_V(T_3 - T_4)$	$mC_V(T_1 - T_4)$

- *Le rendement pour le cycle théorique de Diésel :*

Par définition, le rendement est :

$$\eta_{dies} = \frac{|W_{cycle}|}{\sum Q>0}; \quad (1.18)$$

Le travail du cycle utilisé :

$$W_{cycle} = W_{3-4} - W_{1-2} + W_{2-3}; \quad (1.19)$$

$$W_{cycle} = mC_V T_1[\gamma\varepsilon^{\gamma-1}(\delta - 1) - (\delta^{\gamma} - 1)] \quad (1.20)$$

Avec $W_{4-1} = 0$;

Où $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_{PMB}}{V_{PMH}}$: rapport volumétrique de compression

$\omega = \frac{P_3}{P_2} = \frac{T_3}{T_2}$: Rapport de pression dans la combustion.

Et $\delta = \frac{V_3}{V_2} = \frac{T_3}{T_2}$: rapport volumétrique de combustion.

La quantité de chaleur fournie :

$$\sum Q > 0 \rightarrow Q_{2-3} = mC_V T_1(\delta - 1)\varepsilon^{\gamma-1} \quad (1.21)$$

Le rendement thermique du cycle Diésel :

$$\eta_{dies} = 1 - \frac{\delta^{\gamma}-1}{\gamma\varepsilon^{\gamma-1}(\omega-1)} \quad (1.22)$$

Le rendement thermique décroît quand la charge du moteur augmente [1].

I.3.2.3. Cycle théorique de Stirling (Gaz parfait) :

Le cycle théorique de Stirling est un cycle à régénérateur parfaite suivi du volume mort nul.

Le cycle théorique de Stirling est constitué par :

- ✓ Deux transformations isothermes ;
- ✓ Deux transformations isochores ;

C'est un cycle réversible, ditherme avec la température de la source chaude est supérieure à celle de la température de source froide notée : $T_1 > T_2$.

- *Les transformations subies par le cycle :*

1-2 : Compression isotherme

2-3 : Chauffage isochore

4-1 : Expansion (Détente) isotherme

4-1 : Refroidissement isochore

Paramètre des états :

Etat 1 (p_1, V_1, T_1)

Etat 2 (p_2, V_2, T_2)

Etat 3 (p_3, V_3, T_3)

Etat 4 (p_4, V_4, T_4)

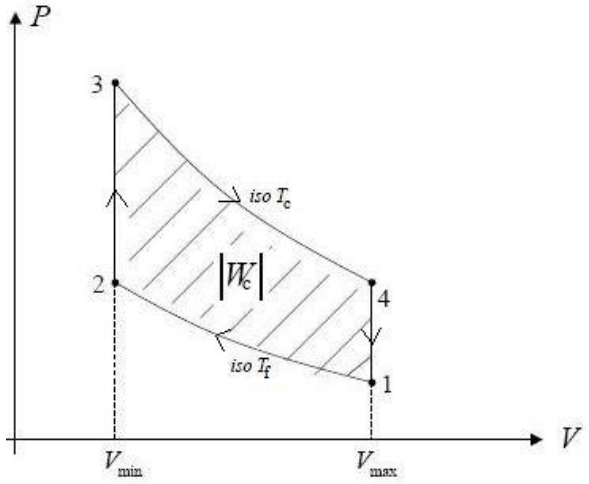


Figure 25: Diagramme (P,V) du cycle théorie de Stirling

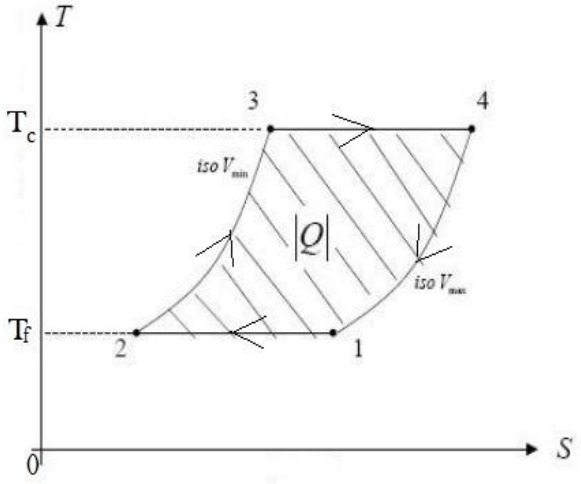


Figure 26:Diagramme (T,S) du cycle théorique de Stirling

Tableau 4: Bilan énergétique du cycle théorique de Stirling

Transformation	*1-2 Isotherme*	*2-3 Isochore*	*3-4 Isotherme*	*4-1 Isochore*
$\boldsymbol{W}$	$mrT_2 ln\frac{V_1}{V_2} > 0$	0	$mrT_1 ln\frac{V_3}{V_4} < 0$	0
$\boldsymbol{Q}$	$mrT_2 ln\frac{V_2}{V_1} < 0$	$mC_V(T_1 - T_2) > 0$	$mrT_1 ln\frac{V_4}{V_3} > 0$	$mC_V(T_2 - T_1) < 0$
$\boldsymbol{\Delta U}$	0	$mC_V(T_1 - T_2) > 0$	0	$mC_V(T_2 - T_1) < 0$

Soient $V_1 = V_4 = V_{max}$ et $V_2 = V_3 = V_{min}$ respectivement le volume maximale et le volume minimale ; $T_1 = T_3 = T_4$ et $T_2 = T_1 = T_2$ respectivement la température de la source chaude et la température de la source froide.

- *Le rendement pour le cycle théorique de Stirling :*

Par définition, le rendement est :

$$\eta_{stir} = \frac{|W_{cycle}|}{\sum Q>0}; \quad (1.23)$$

Le travail du cycle utilisé :

$$W_{cycle} = W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-1}; \quad (1.24)$$

$$W_{cycle} = mr(T_1 - T_2) ln\frac{V_3}{V_4} < 0;$$

Avec $W_{2-3} = W_{4-1} = 0$ et $\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_3}{V_4}$

La quantité de chaleur fournie :

$$\sum Q > 0 \rightarrow Q_{3-4} = m\,rT_1 ln\frac{V_4}{V_3} > 0; \quad (1.25)$$

Pour un régénérateur parfait et d'une absence totale de volumes morts, ce qui serait idéal pour un moteur Stirling théorique, le rendement est :

$$\eta_{stir} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} < 1 \quad (1.26)$$

Interprétation :

Le moteur Stirling théorique n'est qu'une abstraction permettant de bien comprendre le principe de base.

I.3.3 Comparaison des paramètres d'états, des travails utilisés et ces rendements théoriques :

Pour comparer les cycles, soient les conditions suivantes [1]:

- ✓ 1kg de fluide parfait.
- ✓ $C_P = 1000\ \mathrm{J/kg.K}$; $C_V = 713\ \mathrm{J/kg.K}$; $\gamma = 1.4$; $R = 8.319\ \mathrm{J/mol.°K}$
- ✓ Au point 1 : $T_1 = 300°\mathrm{K}$; $p_1 = 1$ bar et $V_1 = 0.86\ m^3$
- ✓ Rapport des volumes $\varepsilon = \frac{V_1}{V_2} = 10$
- ✓ Apport de chaleur $Q_{2-3} = 1\ 568\ 600$ J

Tableau 5:Tableau comparatives des paramètres, travails et rendements *[1]*

PARAMETRES	*CARNOT*	*BEAU ROCHAS*	*DIESEL*	*STIRLING*
p_2 *[bar]*	10	25,12	25,12	10
T_2 *[°K]*	300	754	754	300
V_2 *[m3]*	0,086	0,086	0,086	0,086
p_3 *[bar]*	13932	98,4	25,12	83
T_3 *[°K]*	2374	2953	2322	2500
V_3 *[m3]*	0,00048	0,086	0,265	0,717
p_4 *[bar]*	1393,2	3,9	4,8	1
T_4 *[°K]*	2374	1175	1448	2500
V_4 *[m3]*	0,00048	0,86	0,86	7,17
W_{cycle} *[MJ]*	1,37	0,95	0,748	1,37
Rendement	0,874	0,602	0,477	0,874

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 par rapport aux autres moteurs. 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. En pratique, le moteur Essence ayant le taux de compression vaut $\varepsilon = 10$ environ, et γ vaut 1.35 environ, ce qui donne un rendement $\eta_{ess} = 0.55$. De même pour le moteur Diésel, ce qui donne un rendement $\eta_{dies} = 0.45$ [10].

I.4 Critère de choix du moteur Stirling :

Durant les recherches bibliographiques, nous n'avons pas pu trouver beaucoup des documents concernant les modélisations du moteur type Béta, face à cette insuffisance, nous avons choisi comme étude ce moteur pour sa reconnaissance et pour diversifier les documents envers les bases écologiques.

De plus, l'utilisation de ce moteur est plus convenable pour avoir le meilleur rendement et de la puissance motrice.

Tandis que l'inconvénient du moteur de type Alpha c'est que l'un des pistons de puissance est en contact avec le fluide chaud, ce qui pose un problème d'étanchéité à haute température.

Concernant le moteur de type Gamma, il est utilisé pour des très petites puissances de l'ordre de watts.

Tableau 6: Critères de type du moteur [16]

Critères	*Importance*	*Alpha*	*Béta*	*Gamma*	
Efficacité	10	4	5	3	
Taille du moteur	3	2	4	2	
Espace morte idéal	4	3	4	3	
Popularité industriel	2	2	5	3	
Maintenance	4	4	2	3	
Manufacture	4	4	2	3	
Coût de matériel	4	1	5	3	
Bruit fourni	5	2	3	2	
Densité	8	5	3	2	
Etanchéité	7	2	5	3	
		29	38	27	***Total score***
		2	1	3	***Rang relative***

Alors, la décision ci-dessus nous amène qu'il est préférable de choisir le moteur du type Béta.

Vu aussi le rang relatif de ces trois types dans le domaine industriel du tableau ci-contre, qu'il est aussi le premier et le plus efficace au total score. Donc ce type de choix est le mieux adapté pour entamer la seconde partie, la méthodologie où nous allons calculer les paramètres thermo-mécaniques durant le cycle idéal de ce moteur modèle.

CHAPITRE II : MODE DE FONCTIONNNEMENT DU MOTEUR STIRLING

II.1 Le gaz de travail :

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 est basée sur les propriétés des fluides suivantes : conductivité thermique, chaleur spécifique, densité, et viscosité [6]. Soient la valeur de température à 0°C à 100°C et 1atm de pression atmosphérique les propriétés physiques des fluides de travail.

Tableau 7:Valeurs approximatives des propriétés physiques des fluides de travail [4]

Fluides de travails	***Hydrogène***	***Hélium***	***Air***	***Unités***
Conductivité thermique λ [10]	0,18	0,14	0,0262	$[W.m^{-1}.K^{-1}]$
Chaleur spécifique C_p [11]	10140	3160	1005	$[J.Kg^{-1}.K^{-1}]$
Viscosité dynamique μ [11]	9,3	19,7	19,4	$10^{-6}[Kg.m^{-1}.s^{-1}]$
Densité d [11]	0,034	0,14	1	[constante]
Masse molaire M_{gaz}	1	4	29	$[g.mol^{-1}]$

Soit la densité d'un gaz :

$$d_{gaz} = \frac{M_{gaz}}{M_{air}} \tag{2.0}$$

D'après le tableau ci-dessus, 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. D'autre part, 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. Dans l'ensemble, l'hydrogène est le gaz le plus performant, car il a les propriétés de transport les plus efficaces pour améliorer les performances du moteur Stirling [6].

Vu les valeurs approximatives des propriétés physiques des fluides de travail, les propriétés mécaniques et thermiques de l'air (l'annexe 3) sont suffisants pour entamer les paramètres thermodynamiques, donc il est choisi comme le gaz utilisé dans le moteur modèle. Plus précisément, l'air sec est notre choix pour le fluide qui circule dans notre moteur car il assure les conditions de tous les paramètres ainsi que le dimensionnement des éléments.

II.2 Les propriétés des matériaux élémentaires du moteur modèle Stirling :

Le moteur est constitué par des éléments métallurgiques, il faut que les pièces du moteur soient bien étanches et résistent à l'effort des pistons, à la pression du gaz, et à la température due à l'échauffement y compris le refroidissement. C'est pourquoi, la sélection des matériaux est basée sur les différentes propriétés thermiques et mécaniques suivants :

Tableau 8:Propriétés thermique des métaux à température 20°C [10]

METAUX	*Masse Volumique ρ $[Kg/m^3]$*	*Température de fusion [°K]*	*Coefficient de dilatation α $[10^{-6}.°K^{-1}]$*	*Capacité Calorifique Cp $[J.Kg^{-1}°K^{-1}]$*	*Conductibilité thermique λ $[W.m^{-1}.K^{-1}]$*
Acier Inoxydable	7000	1808	0.058	1870	26
Alliage d'aluminium	2700	933.2	0.08	3077	200
Fonte GS	7800	1426	0.04	1700	53

Tableau 9: Propriétés mécaniques des métaux à température 20°C [12]

METAUX	*Module d'élasticité E 10^3[MPa]*	*Coefficient De Poisson δ*	*Limite D'élasticité Re [MPa]*	*Résistance à la traction Rm [MPa]*	*Allongement [%]*
Acier Inoxydable	190-210	0.29	240-400	450-800	10-50
Alliage d'aluminium	70	0.34	40	80	5-50
Fonte GS	170-190	0.29	280-630	380-840	0-15

- *Choix des matériaux pour les éléments du moteur modèle :*

Les matériaux cités ci-après sont choisis pour éviter les dilatations différentielles au niveau des paliers de guidage à sec :

Cylindre coté chaud : Acier Inox résiste à la température d'air (960°C).
Cylindre coté froid : Fonte GS résiste à la température d'air (27°C).
Piston moteur : Fonte GS,
Piston déplaceur : Acier inoxydable,
Tige des pistons : Acier inoxydable,
Bielles, Manivelles : Alliage d'aluminium ;

II.3 Les procédures pour réchauffer et refroidir le gaz de travail :

II.3.1 Le réchauffeur :

Il a été prévu dans cette étude, que le choix de la source chaude est la mieux adaptée à la mise au point des calculs du moteur modèle Stirling lui-même, indépendamment de toute référence à une utilisation spécifique. Il existe trois possibilités :

- Le brûleur à gaz, (a)
- Le chauffage par induction, (b)
- Le chauffage par rayonnement de résistances. (c)

Ces trois solutions sont techniquement réalisables.

II.3.1.1 Le brûleur à gaz :

Cependant, le brûleur à gaz pose des problèmes de précision de régulation de température d'échangeur et de bilan thermique (en l'absence de récupérateur, 40 à 50 % de la puissance part en fumées). Il manque de souplesse pour les essais que l'on désire effectuer sur le modèle.

Photo 12: Bruleur à gaz [17]

II.3.1.2 Le chauffage par induction :

D'autre part, le chauffage par induction, grâce à une spirale de cuivre, nécessite un système de refroidissement de la spirale pour la maintenir à 150°C, d'une puissance d'environ 4 kW, ce qui complique ici également le bilan thermique. Par ailleurs, cette technique fournit la puissance "dans la masse" de 1'échangeur, et non pas à sa surface, ce qui présente l'inconvénient de ne pas reproduire les conditions de fonctionnement pour le réchauffeur.

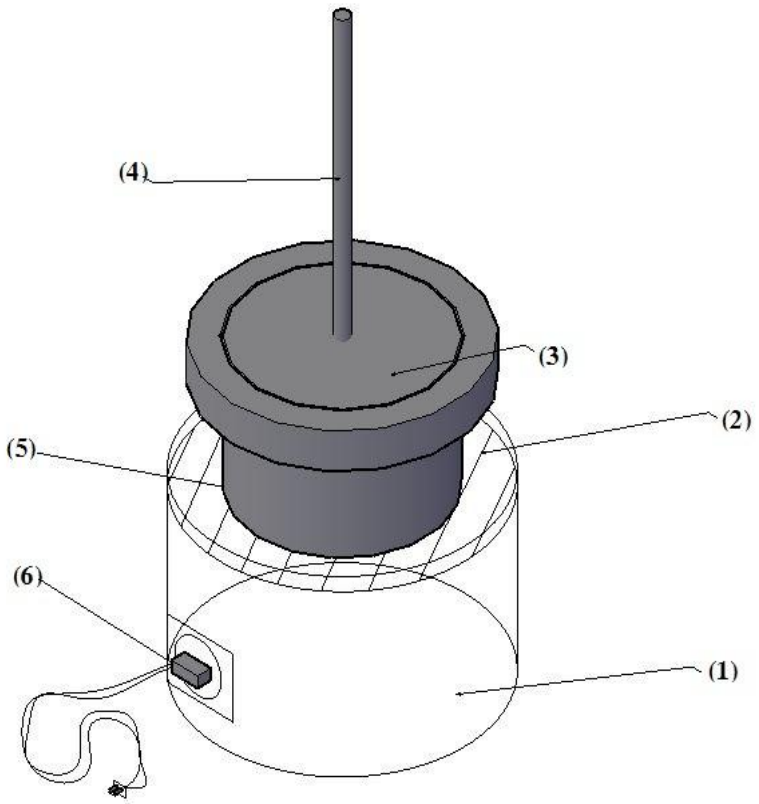
II.3.1.3 Le chauffage par rayonnement de résistances :

C'est en définitive la solution des résistances chauffantes échangeant par rayonnement qui a été retenue.

- *Description :*

La régulation de température d'échangeur varie 50 à 100°C, par action sur la tension d'alimentation. Le bilan thermique est aisé, dans la mesure où les pertes thermiques, d'ordre de pourcent de la puissance totale, peuvent être estimées avec une assez bonne précision. La puissance est fournie par 6 barreaux en carbure de silicium, montés en série/parallèle. La température actuelle peut atteindre 1000°C, c'est la température estimer pour réchauffer le cylindre du compartiment chaude ainsi le gaz de travail à l'intérieur. [6].

- *Schéma de principe de réchauffeur :*



(1) : Résistance chauffante
(2) : Plaques chauffante(barreaux)
(3) : Piston déplaceur
(4) : Tige du piston déplaceur
(5) : Cylindre du piston déplaceur
(6) : Source électrique

Figure 27: Résistance chauffante du moteur modèle

- *Principe de fonctionnement :*

Le moteur modèle est placé verticalement sur cette résistance chauffante (1) pour chauffer le cylindre du moteur (5) ainsi que le gaz de travail qui circule à l'intérieur. Pour cette étude, la source chaude électrique a été retenue pour permettre de calculer les paramètres thermomécaniques et la puissance fournie directe pour le moteur modèle. Les données caractéristiques concernant du réchauffeur est dans l'annexe (5).

II.3.2 Le refroidisseur :

II.3.2.1 Description :

Le circuit de refroidissement du moteur Stirling peut être par circulation d'air autour du cylindre ou par circulation d'eau comme dans le moteur à combustion interne. Dans cette étude, il est préférable de choisir le refroidissement par circuit d'eau. Par estimation, la température a été prise entre 20° à 27°C pour refroidir le gaz de travail dans le compartiment froid du cylindre pour ce moteur modèle. La partie externe de compartiment froid est entourée d'un cylindre circulaire en fonte GS contenant de l'eau froide à la température de 20°C, ce cylindre est soudé le long des génératrices du cylindre dudit compartiment sur la partie balayée par le piston moteur.

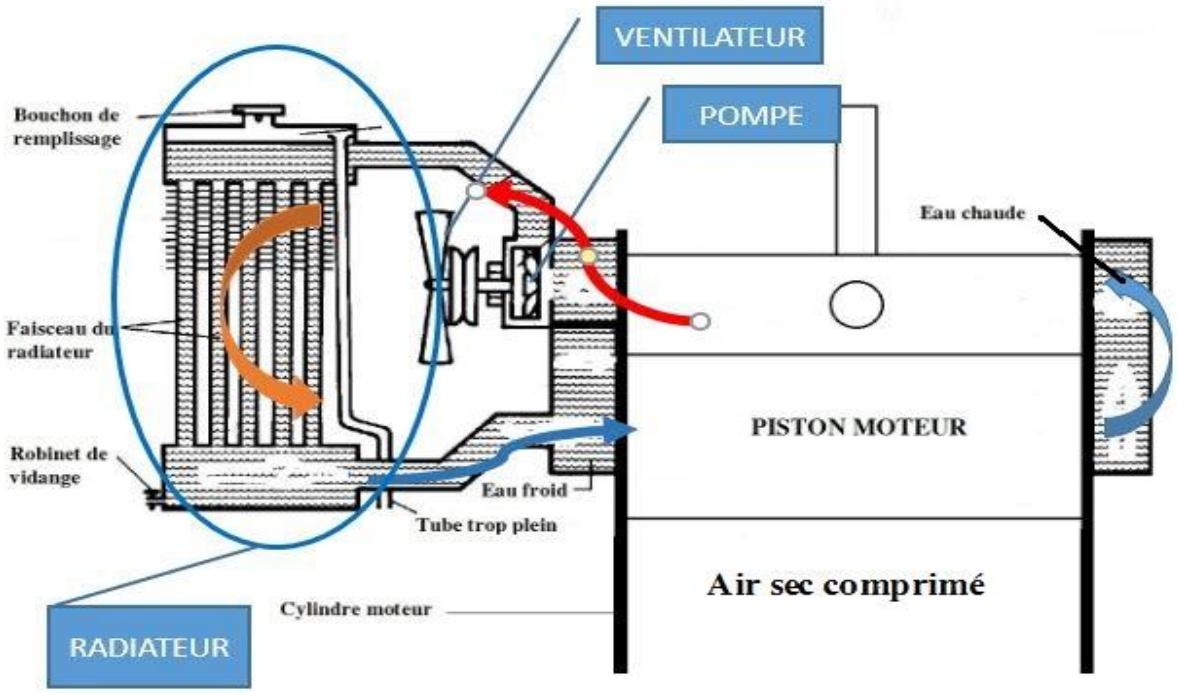


Figure 28:Schéma d'un refroidisseur en eau *[10]*

II.3.2.2 Principe de fonctionnement :

Au démarrage, une pompe centrifuge met cette eau en circulation dans le moteur. Il y a un transfert d'échange de température durant le fonctionnement du moteur, l'eau froide devient chaude, ainsi qu'un radiateur de refroidissement refroidi cette eau chaude.

De plus, un ventilateur a pour rôle de transférer ou de souffler l'air atmosphérique extérieur sur les ailettes de refroidissement. Ce ventilateur est accouplé avec une poulie à courroie dont le moteur le transmis pour atteindre la température due à l'entrée froid. Et le cycle recommence.

II.4 Le régénérateur :

II.4.1 Description et rôle :

Le régénérateur se trouve sur la conduite qui relie la partie chaude à la partie froide du moteur. Il possède une matrice métallique poreuse contenue à l'intérieur de la tuyauterie qui relie les deux compartiments chaude (en rouge) et froide (en bleu) du cylindre [3]. Il est employé souvent dans des moteurs Stirling pour améliorer le rendement du moteur.

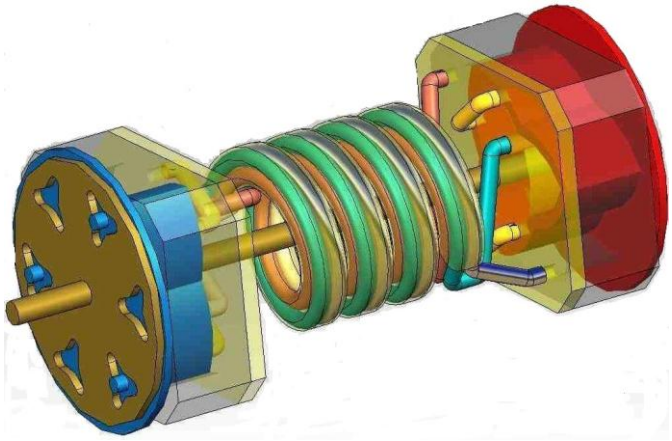


Figure 29:Régénérateur *[20]*

II.4.2 Fonctionnement du régénérateur :

Le régénérateur sert à récupérer l'énergie thermique libérée par le gaz de travail (air sec) pendant le refroidissement et le transmet pendant le réchauffage. Il est nécessaire de transvaser le gaz de travail dans le régénérateur car il évite de faire surchauffer la machine. Quand la machine est en marche, une partie de la chaleur envoyée par la source chaude vers la source froide est stockée dans le régénérateur où il évite une augmentation de température soudaine dans le compartiment froid [10].

II.4.3 Matrices du régénérateur :

Les matrices métalliques des régénérateurs peuvent être constituées des billes ou de toiles tissées et empilées : L : longueur de la matrice en $[mm]$;

Po : Porosité de la matrice en [%] ;

E : Efficacité de la matrice en [%] ;

Tableau 10: Comparaison des éléments matriciels du régénérateur *[13]*

ELEMENTS DES MATRICES	L[mm]	Po [%]	E [%]	Avantages	Incovénients
Billes	10	38	75	Bésoin de volume mort	Beaucoup de perte thermique
				Séction de passage important	Beaucoup de perte d'implantation
				*	Risque d'écrasement
Toiles	30	80	98,6	Avec précision	Fuites parasites
				Compacte	*
				Rapide	*

Définitivement, nous somme disposer de prendre la matrice en toiles car on a pour but de chercher la performance du moteur modèle. Le détail de dimensionnement de ce régénérateur est présenté au paragraphe (III.1.3.3).

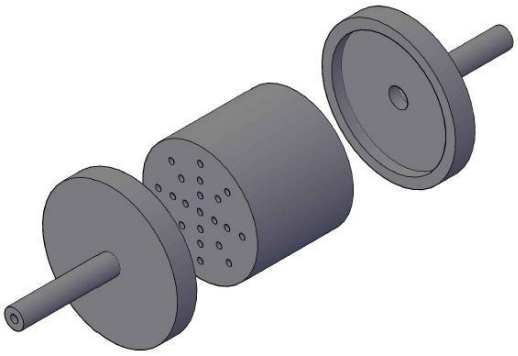


Figure 30: Matrice en toile poreuse

- *Les plaques de matrice (3) :*

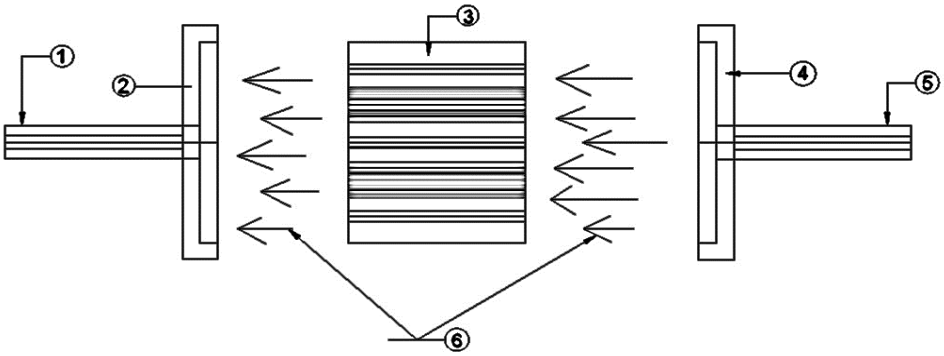


Figure 31: Plaques des matrices

Les plaques (2) et (4) respectivement de compartiment chaud et froid sont soudées directement sur les deux extrémités de la matrice où les tuyauteries (1), (5) sont assemblées et démontables sur la partie chaude et froide du cylindre moteur. Durant le sens d'écoulement (6), une part de gaz de travail chaud est stockée dans la plaque (2) pour éviter un brusque changement de température de transformation ou l'inverse.

PARTIE II : METHODOLOGIES

CHAPITRE III : MODELISATIONS DU MOTEUR MODELE STIRLING

III.1 Dimensionnement élémentaires du moteur modèle étudié :

III.1.1 Analyse cinématique et géométrique du moteur modèle :

Le moteur Stirling de type Béta est l'une de moteur cinématique du moteur Stirling, composé d'un cylindre, d'un réchauffeur, d'un refroidisseur, d'un régénérateur et deux pistons. Il fonctionne avec de l'énergie externe, suivi d'un réchauffement et de refroidissement. Le mécanisme de transmission système bielle-manivelle entraine la rotation du volant moteur.

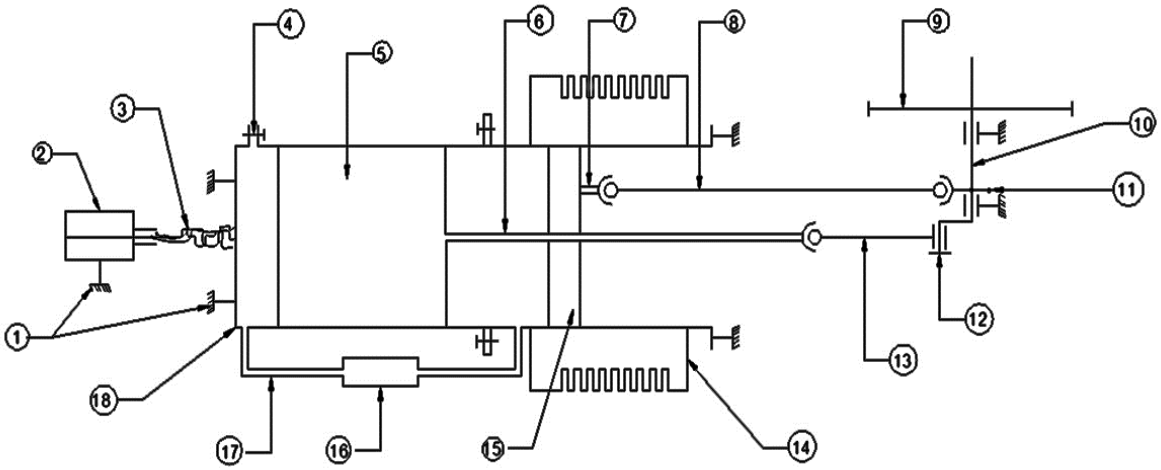


Figure 32:Schéma cinématique de type Béta (Vue de dessus)

- *Nomenclatures :*

(1)	Palier et support	(10)	Axe de maneton
(2)	Réchauffeur	(11)	Maneton de la tige du piston moteur
(3)	Flammes	(12)	Manivelle de la tige du piston déplaceur
(4)	Entrée du gaz travail	(13)	Bielle du piston déplaceur
(5)	Piston déplaceur	(14)	Refroidisseur
(6)	Tige du piston déplaceur	(15)	Piston moteur
(7)	Tige du piston moteur	(16)	Régénérateur
(8)	Bielle du piston moteur	(17)	Tuyau
(9)	Volant	(18)	Chambre de combustion

- *Autres notations cinématiques du moteur :*

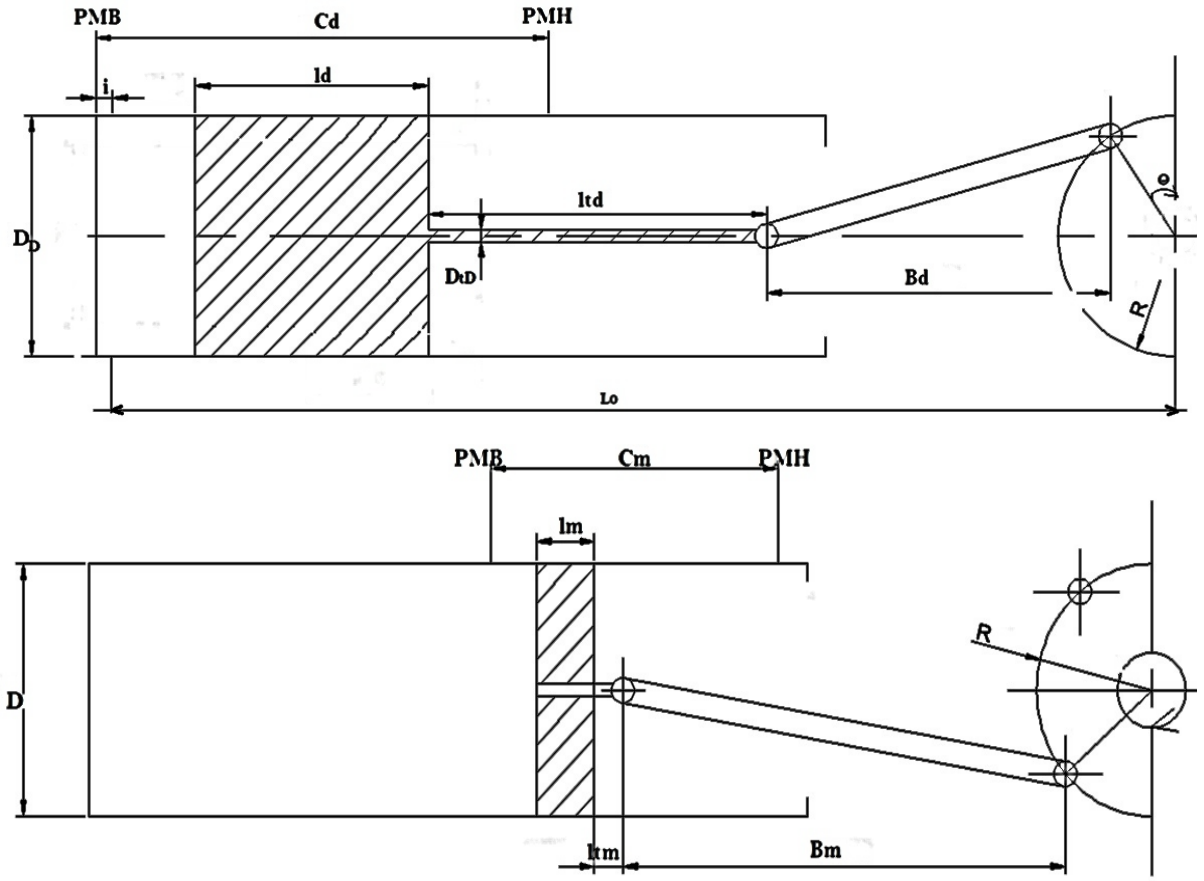


Figure 33:Schéma géométrique des pistons

B_D	: Longueur de la bielle du piston déplaceur	B_M	: Longueur de la bielle du piston moteur
C_D	: Course du piston déplaceur	C_M	: Course du piston moteur
D_D	: Diamètre du piston déplaceur	D_M	: Diamètre du piston moteur
D_{tD}	: Diamètre de la tige du piston déplaceur	D_{tM}	: Diamètre de la tige du piston moteur
R_D	: Rayon de la manivelle du piston déplaceur	R_M	: Rayon de la manivelle du piston moteur
l_D	: Longueur du piston déplaceur	l_M	: Longueur du piston moteur
l_{tD}	: Longueur de la tige du piston déplaceur	l_{tM}	: Longueur de la tige du piston moteur
i	: Espace mort	β	: déphasage du piston moteur (négatif)

Tableau 11: Données élémentaires cinématiques

Symboles	*Valeurs*	*Unités*
B_D	100	[mm]
B_M	194.82	[mm]
D_D	70	[mm]
D_M	70	[mm]
D_{tD}	5	[mm]
D_{tM}	10	[mm]
R_D	25	[mm]
R_M	50	[mm]
l_D	160	[mm]
l_M	40	[mm]
l_{tD}	195	[mm]
l_{tM}	7	[mm]
β	$-\frac{\pi}{2}$	$[radian]$

- *Position du piston déplaceur $K_D(\theta)$dans le cylindre :*

La position du mécanisme est repérée par la position angulaire θ de la manivelle.

Soit L_0 longueur en fonction de $K_D(\theta), l_D, l_{tD}$, tel que :

$$L_0 = K_D(\theta) + l_D + l_{tD} + R_D.\sin\theta + \sqrt{(B_D^2 - {R_D}^2 cos^2\theta)}\ ; \qquad (3.1)$$

Pour l'angle $\theta = 0$, le piston déplaceur atteint la position PMB_d, alors la longueur devient :

$L_0 = l_D + l_{tD} + R_D + B_D$; Où $K_D(\theta) = 0$;

D'après cette hypothèse, la position du piston déplaceur est variée par rapport à l'angle θ alors :

$$K_D(\theta) = R_D(1 - cos\theta) + B_D - \sqrt{(B_D^2 - {R_D}^2 sin^2\theta)}; \qquad (3.2)$$

- *Position du piston moteur $K_M(\theta)$ dans le cylindre :*

Pour simplifier cette étude préalable, le piston déplaceur à une longueur l_D, la longueur de la bielle du piston moteur $B_M$est déterminée de façon que le volume mort du piston moteur soit minimal. Il existe donc une valeur de l'angle β pour laquelle le piston déplaceur et le piston moteur sont joints : tout le gaz est alors contenu dans le compartiment chaud y compris le régénérateur. D'après cette hypothèse, la position du piston moteur s'écrit :

$$K_M(\theta) = L_0 - l_M - l_{tM} - R_M \cos(\theta + \beta) - \sqrt{(B_M^2 - {R_M}^2 sin^2(\theta + \beta)}; \qquad (3.3)$$

Où $L_0 = l_D + l_{tD} + R_D + B_D$, et $\beta = -\frac{\pi}{2}$;

$$K_M(\theta) = l_D + l_{tD} + B_D + R_D - l_M - l_{tM} - R_M \cos(\theta + \beta) - \sqrt{(B_M^2 - {R_M}^2 sin^2(\theta + \beta)}; \qquad (3.4)$$

- *Interprétation :*

D'après le principe de fonctionnement du moteur ci-dessus, voici les valeurs des positions des pistons à chaque phase de la transformation dans le moteur :

Fin refroidissement et début compression :

Le piston déplaceur est au PMB_D de position $K_D = 0[mm]$ de l'angle $\theta = 0$ alors que le piston moteur est à mi-course de position $K_M = 244.7007[mm]$ de l'angle $(\theta + \beta) = -\frac{\pi}{2}$;

Fin compression et début chauffage :

Le piston déplaceur est à mi-course de position $K_D = 28.1754[mm]$ de l'angle $\theta = \frac{\pi}{2}$ alors que le piston moteur est à la PMB_M position $K_M = 188.1754[mm]$ de l'angle $(\theta + \beta) = 0$;

Fin chauffage et début détente :

Le piston déplaceur est au PMH_D de position $K_D = 50[mm]$ l'angle $\theta = \pi$ alors que le piston moteur est à mi-course de position $K_M = 244.7007[mm]$ de l'angle $(\theta + \beta) = \frac{3\pi}{2}$;

Fin détente et début refroidissement :

Le piston déplaceur est à mi-course de position $K_D = 28.1754[mm]$ de l'angle $\theta = \frac{3\pi}{2}$ alors que le piston moteur est à la PMH_M position $K_M = 288.1753[mm]$ de l'angle $(\theta + \beta) = \pi$;

Tableau 12: Variation de position des pistons par rapport à l'angle

$\theta[rad]$	0	$\frac{\pi}{2}$	π	$\frac{3\pi}{2}$	2π
K_D [mm]	0	28.1754	50.0000	28.1754	0
K_M [mm]	244.7007	188.1754	244.7007	288.1753	244.7007

III.1.2 Analyse mécanique élémentaires du moteur modèle :

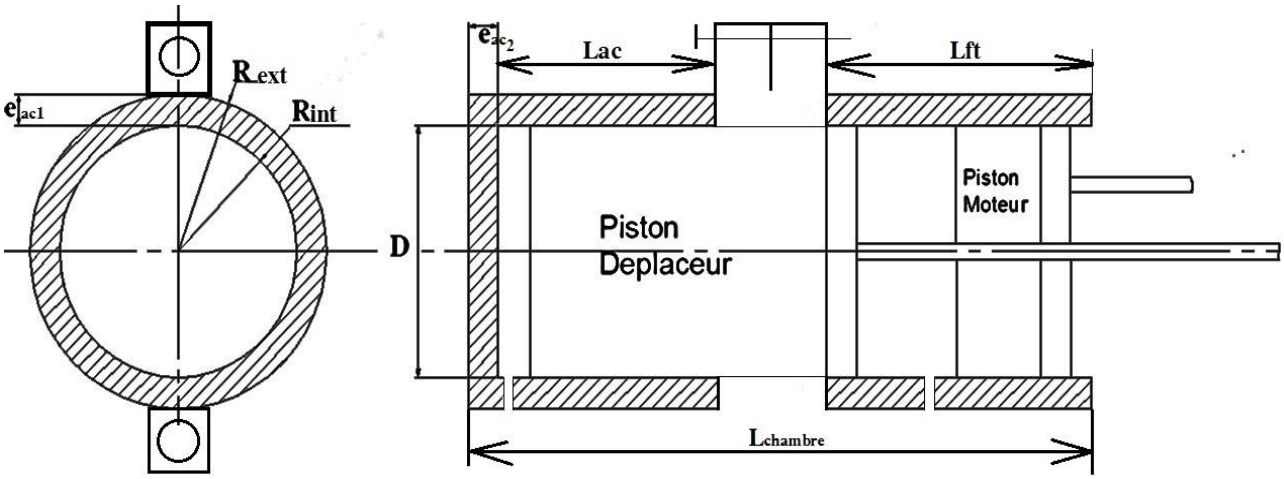


Figure 34:Schéma du cylindre et des pistons

III.1.2.1. Cylindre du moteur modèle :

Le cylindre du moteur modèle Béta est sous forme d'un cylindre de révolution. Il est constitué par deux matériaux l'une en acier inoxydable et l'autre en fonte GS respectivement pour le compartiment chaud et froid. Ces deux matériaux sont assemblés par des assemblages boulonnés à brides circulaires avec joint sur même axe pour former un cylindre. Pour que ce cylindre résiste en toute sécurité, il faudra donc de vérifier les contraintes de compression appliquées. On va alors procéder à l'analyser deux critères à savoir :

- Les contraintes maximales de traction ;
- Et les épaisseurs réelles de la paroi du cylindre.

▪ *Contraintes maximales due à la traction :*

On sait que l'enveloppe dans la partie froide et chaude du moteur modèle est une enveloppe humide respectivement en fonte GS et en acier Inox, il est important de déterminer les épaisseurs de la paroi du cylindre en partant de la valeur de la contrainte due à la traction qui ne doit pas dépasser la résistance pratique des métaux (Acier inox et fonte GS) adopté. Les épaisseurs des parois du cylindre varient comme suites :

$$\sigma_{ft} = \frac{p_{max} \times D_{ft}}{2 \times e_{ft}} \leq R_{p_ft} \quad (3.5)$$

$$\sigma_{ac} = \frac{p_{max} \times D_{ac}}{2 \times e_{ac}} \leq R_{p_ac} \quad (3.6)$$

Donc l'épaisseur du cylindre doit satisfaire à la condition :

$e_{ac_1} \geq \frac{p_{max} \times D_{ac}}{2 \times R_{p_ac}}$: Epaisseur d'acier inox en $[mm]$ (3.7)

$e_{ft} \geq \frac{p_{max} \times D_{ft}}{2 \times R_{p_ft}}$: Epaisseur du fonte GS en $[mm]$ (3.8)

Où p_{max} : Pression de gaz maximale à la compression en $[Pa]$

$D_{ac} et D_{ft}$: Alésage du cylindre en $[mm]$

$\sigma_{ac}\ et \sigma_{ft}$: Contraintes de traction de l'acier inox et de la fonte GS en $[N.mm^{-2}]$

$R_{p_ac} et R_{p_ft}$: Résistances pratique pour l'acier inox et de la fonte GS en $[N.mm^{-2}]$

- *Contraintes thermiques maximales :*

Durant l'exploitation du moteur, les parois du cylindre devraient subir encore une autre contrainte appelée : contraintes thermiques dues à la température régnant à l'intérieur et à l'extérieur du cylindre. Ces contraintes ont comme expressions :

$$\sigma_{th_ac} = \frac{E_{ac} \times \propto_{ac} \times T_c}{2(1-\delta_{ac})} \leq \sigma_{th_\max_ac} \quad (3.9)$$

$$\sigma_{th_ft} = \frac{E_{ft} \times \propto_{ft} \times T_f}{2(1-\delta_{ft})} \leq \sigma_{th_\max_ft} \quad (3.10)$$

Où $E_{ac} et E_{ft}$: Modules d'élasticité en $[MPa]$

$\propto_{ac}$et$\propto_{ft}$: Coefficients de dilatations en $[°K^{-1}]$

$\delta_{ac}\ et \delta_{ft}$: Coefficients de Poisson

$T_c et T_f$: Températures maximales utilisées en $[°K]$

Il est très important de vérifier ces contraintes pour mieux choisir les éléments du cylindre qui résiste à la température maximale de la zone chaude et froide. Ces contraintes ne doivent pas dépassées aux contraintes maximales $\sigma_{th_\max_ac} = 200\ [SI]$ et $\sigma_{th_\max_ft} = 400\ [SI]$;

- Volume total du cylindre du moteur modèle :

$$V_C = V_{ac} + V_{ft} \quad (3.11)$$

Soit V_{ac}, volume du cylindre chaud tel que :

$$V_{ac} = \left(\frac{\pi D_{C_{ext}}^2}{4} \times e_{ac_2}\right) + \left(\frac{\pi D_{C_{ext}}^2}{4} - \frac{\pi D_{C_{int}}^2}{4}\right) \times L_{ac} \quad (3.12)$$

Où D_{C_ext} : Diamètre extérieur du cylindre chaud en $[mm]$;

D_{C_int} : Diamètre intérieur du cylindre chaud en $[mm]$;

L_{ac} : Longueur cylindre chaud en $[mm]$;

e_{ac2} : Epaisseur de la paroi en acier Inox en $[mm]$;

Soit V_{ft}, volume du cylindre froid tel que :

$$V_{ft} = \left(\frac{\pi D_{ac_ext}^2}{4} - \frac{\pi D_{ac_{int}}^2}{4}\right) \times L_{ft} \quad (3.13)$$

Où D_{C_ext} : Diamètre extérieur du cylindre froid en $[mm]$;

D_{C_int} : Diamètre intérieur du cylindre froid en $[mm]$;

L_{ft} : Longueur du cylindre froid en $[mm]$;

- <u>Masses total du cylindre du moteur modèle :</u>

$$m_C = m_{ac} + m_{ft} \quad (3.14)$$

Soient la masse m_C et m_{ft} respectivement cylindre en acier inox et fonte GS sont d'écrit comme suit :

$m_{ac} = V_{ac} \times \rho_{ac}$: Masse du cylindre chaud en $[kg]$ (3.15)

$m_{ft} = V_{ft} \times \rho_{ft}$: Masse du cylindre froid en $[kg]$ (3.16)

Tableau 13: Dimensions du cylindre après application numérique

ELEMENTS		***Cyl_c (Acier Inox)***	***Cyl_f (Fonte GS)***	***Cyl_comb***	***Unités***
Longueur	L_{ac} $et L_{ft}$	210	150	360	mm
Diamètre int	D_{C_int}	70	70	70	mm
Diamètre ext	D_{C_ext}	78	78	*	mm
Epaisseur	e_{ac2} et e_{ft}	3,57	3,36	*	mm
Surface	S	5705,38	929,44	6634,82	mm^2
Volume	V_C	2,12E-04	1,39E-04	3,52E-04	m^3
Masse	m_{ac}et m_{ft}	1,49	1,03	2,52	Kg
Masse volumique	ρ_{ac} et ρ_{ft}	7000	7400	*	$kg.m^{-3}$
Contraintes de tractions	$\sigma_{ac} et \sigma_{ft}$	50.25	80.44	*	$N.mm^{-2}$
Contraintes thermiques	$\sigma_{th_ac} et \sigma_{th_ft}$	109,19	156,82	*	SI
Résistance pratique	$R_{p_ac} et R_{p_ft}$	800	850	*	$N.mm^{-2}$
Pression maximale	p_{max}	7,E+05			Pa

<u>Remarque :</u>

Les autres valeurs sont données aux tableaux du paragraphe (II.2) et calculer dans le tableau 13.

Ainsi que toutes les valeurs calculées sont déjà vérifiées.

III.1.2.2. Les pistons du moteur modèle :

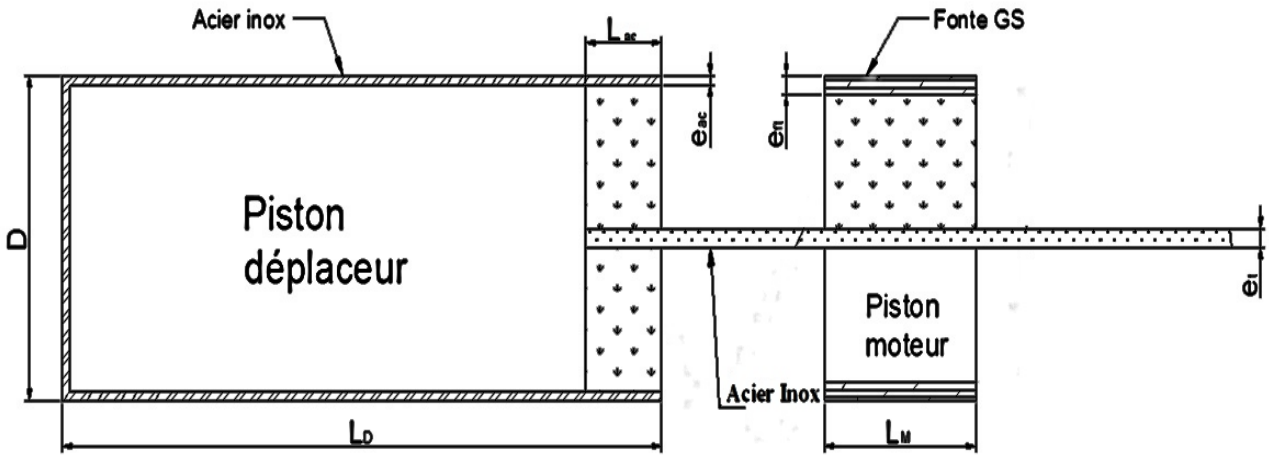


Figure 35: Les pistons du moteur modèle

- *Rôle des pistons :*

Les pistons sont les plus actives et en même temps les plus vulnérables des pièces qui constituent le moteur.

Ces pistons doivent assumer des multiples fonctions à savoir :

- Recevoir et transmettre les successions d'efforts intenses nés de pression de compression et détente élevées et brutales sans subir des déformations d'ensemble appréciables et n'accusant en aucun point de sa structure même après plusieurs milliers d'heures, des déformations locales atteignant la limite d'apparition des fissures.
- Diffuser les importants flux thermiques qui, transférés par des gaz sous pressions élevées et turbulents, sont entrés par la tête du piston.
- Assurer l'étanchéité aux gaz de travail.

Enfin, il doit être aussi léger que possible surtout dans le cas des quatre temps rapides afin de limiter les efforts d'origines dynamiques dus à l'inertie provoquant aux points morts des contraintes d'extension dans la tête des pistons, au niveau de l'assemblage piston - axe, dans les boulons et chapeau de tête de bielle [14].

- *Forme générale des pistons :*

Le piston est divisé en deux parties distinctes :

- ✓ La tête qui comprend le fond, le cordon et les logements des segments (porte segments ou gorges).
- ✓ La partie inférieure des pistons qui constitue des tiges à chacun (assure le guidage du mouvement).
- ✓ Les jeux piston - chemise qui doivent être précis conduisent à un appariement entre piston et chemise. Ces jeux peuvent prendre des valeurs comprises entre 20 à 100 (µm) [14].

L'épaisseur $e_{ac} et\ e_{ft}$ du fond du piston moteur et la partie inférieur du piston déplaceur est :

- ✓ 2 à 5 mm pour les pistons en acier Inoxydable ;
- ✓ 3 à 5 mm pour les pistons en fonte GS ;

- *Contraintes dues à la flexion des pistons :*

Le fond tête du piston moteur et la partie inférieur du piston déplaceur sont soumis à la pression maximale durant le cycle et qui provoque à son tour une flexion sur les parois respectivement en fonte GS et en acier inox. Ces contraintes dues à la flexion sont de la forme :

$$\sigma_{fl_ac} = \frac{p_{max} \times D_{ac}}{4 \times e_{ac}} \leq \sigma_{fl_\max_ac} \quad (3.17)$$

$$\sigma_{fl_ft} = \frac{p_{max} \times D_{ft}}{4 \times e_{ft}} \leq \sigma_{fl_\max_ft} \quad (3.18)$$

Où p_{max} : Pression de gaz maximale à la compression en $[Pa]$;

$D_{ac} et D_{ft}$: Diamètre fond du piston moteur et inférieur du piston déplaceur en $[mm]$;

$\sigma_{fl_ac} et \sigma_{fl_ft}$: Contraintes de flexion des deux matériaux en $[N.mm^{-2}]$;

$\sigma_{fl_\max_ac} et \sigma_{fl_max_ft}$: Contraintes maximale de flexion des deux matériaux en $[N.mm^{-2}]$;

On sait que $\sigma_{fl_\mathrm{adm}_ac} = 265[N.mm^{-2}]$ pour les pistons en acier inox ;

Et $\sigma_{fl_\mathrm{adm}_ft} = 250\ [N.mm^{-2}]$ pour le piston moteur en fonte GS.

La variation des contraintes dans la construction est déjà prévue et ne dépassant pas la valeur admissible.

- *Contraintes dues à la compression des pistons :*

La tête fond du piston moteur et la partie inférieure du piston déplaceur sont calculées dues à la compression. La partie dangereuse se trouve au niveau des trous servant à la sortie de gaz. Les contraintes dues à la compression exprimée en $[N.mm^{-2}]$ sont données par les formules suivantes :

$$\sigma_{comp_ac} = \frac{p_{max}}{S_{a_ac}} \leq \sigma_{adm_ac} \quad (3.19)$$

$$\sigma_{comp_ft} = \frac{p_{max}}{S_{a_ft}} \leq \sigma_{adm_ft} \quad (3.20)$$

Où $F_{\max_pM} = p_{max} \times S_{pM}$: Effort maximum des gaz s'exerçant sur le piston moteur en $[N]$

$F_{\max_pD} = p_{max} \times S_{pD}$: Effort maximum des gaz s'exerçant sur le piston déplaceur en $[N]$

p_{max} : Pression maximale de compression en $[Pa]$

$S_{pM} et S_{pD}$: Surfaces totale du piston moteur et du piston déplaceur en $[mm^2]$

$S_{a_pM} et S_{a_pD}$: Surfaces au niveau du trou de sortie de gaz en $[mm^2]$

σ_{adm} : Contrainte admissible due à la compression en $[N.mm^{-2}]$

σ_{comp} : Contrainte due à la compression en $[N.mm^{-2}]$

On sait que $\sigma_{adm-ac} = 800[N.mm^{-2}]$ pour les pistons en acier inox ;

Et $\sigma_{adm_ft} = 850\ [N.mm^{-2}]$ pour le piston moteur en fonte GS.

Il ne faudra pas que la contrainte calculée dépasse la contrainte admissible due à la compression.

- *Contrainte thermique des pistons :*

Durant l'échauffement, la pression des gaz s'élève à la valeur maximale. Il en est de même pour la température dans la chambre de détente. Il y a donc une propagation des flux thermiques. L'échauffement au niveau de la tête du piston déplaceur provoque une augmentation de diamètre ΔD telle que :

$$\Delta D = \alpha \times D_{ac} \times T \quad (3.21)$$

Où α_{ac} : Coefficient de dilatation thermique d'acier inox en $[°K^{-1}]$

D_{ac} : Alésage en $[mm]$

T_c : Température d'échauffement en $[°K]$

La contrainte thermique a donc pour expression :

$$\sigma_{th_ac} = \frac{E_{ac} \times \propto_{ac} \times T_c}{2} \leq \sigma_{th_\max_ac} \quad (3.22)$$

Où E_{ac} : Modules d'élasticité d'acier inox en $[MPa]$;

$\propto_{ac}$: Coefficients de dilatations d'acier inox en $[°K^{-1}]$;

T_c : Températures d'échauffement utilisées en $[°K]$;

On sait que $\sigma_{th_\max_ac} = 200\ [SI]$ pour le piston déplaceur en acier inox et il ne faudra pas que la contrainte calculée dépasse à la contrainte thermique maximale.

- *Frottement statique au niveau des éléments :*

Nos éléments sont en acier inoxydable et en fonte GS. Les coefficients de frottements sont donnés par le tableau ci-dessous :

Tableau 14: Coefficients de frottement *[5]*

Nature des matériaux	f_s sans	f_s avec	f sans	× avec
Acier sur acier	0,18	0,12	0,15	0,09
Acier sur fonte	0,19	0,1	0,16	0,08 à 0,04
Acier sur bronze	0,11	0,1	0,1	0,09
Téflon sur acier	0,04		0,04	
Fonte sur bronze		0,1	0,2	0,08 à 0,04
Nylon sur acier			0,35	0,12
Bois sur bois	0,65	0,2	0,4 à 0,2	0,16 à 0,04
Métaux sur bois	0,6 à 0,5 0	1	0,5 à 0,2	0,08 à 0,02
Métal sur glace			0,02	
Pneu voiture sur route	0,8		0,6	0,3 à 0,1

Où $f_s\ sans$: coefficient de frottement sans lubrification

$f_s\ avec$: Coefficient de frottement avec lubrification

$f\ sans$: Coefficient de frottement statique sans lubrification

$x\ avec$: Direction ;

- *Volume des pistons du moteur modèle :*

Soit le volume du piston moteur V_{pM} exprimé en $[m^3]$ est donné par :

$$V_{pM} = \left(\frac{\pi D_{M_{ext}}^2}{4} \times L_M\right) - \left(\frac{\pi D_{M_{int}}{}^2}{4} \times L_{trou_M}\right) \qquad (3.23)$$

Où D_{M_ext} : Diamètre extérieur du piston moteur en $[mm]$;

D_{M_int} : Diamètre intérieur du piston moteur en $[mm]$;

L_M : Longueur du piston moteur en $[mm]$;

L_{trou_M} : Longueur troué par la tige déplaceur en $[mm]$;

Et V_{pD}, le volume du piston déplaceur exprimé en $[m^3]$ est donné par :

$$V_{pD} = \left(\frac{\pi D_{D_{ext}}^2}{4} \times e_1\right) + \left(\frac{\pi D_{D_ext}^2}{4} - \frac{\pi D_{D_{int}}^2}{4}\right) \times (L_D - e_1) + \left(\frac{\pi D_{D_{int}}^2}{4} - \frac{\pi D_{trou}^2}{4}\right) \times L_{trou} \qquad (3.24)$$

Où D_{D_ext} : Diamètre extérieur du piston déplaceur en $[mm]$;

D_{D_int} : Diamètre intérieur du piston déplaceur en $[mm]$;

D_{trou} : Diamètre troué par la tige déplaceur en $[mm]$;

L_D : Longueur du piston déplaceur en $[mm]$;

L_{trou} : Longueur troué par la tige déplaceur en $[mm]$;

e_1 : Epaisseur de section 1 en $[mm]$;

- *Masse du piston déplaceur et du piston moteur :*

Soient m_{pD} et m_{pM} respectivement la masse du piston déplaceur et du piston moteur tous en bi-matière tels que:

$m_{pD} = \rho_{ac} \times V_{pD}$: Masse du piston déplaceur en $[kg]$ (3.25)

$m_{pM} = \rho_{ft} \times V_{pM}$: Masse du piston moteur en $[kg]$ (3.26)

- *Vitesse moyenne du piston moteur et du piston déplaceur :*

Le déplacement des pistons sont bornés par deux points limites: le point mort haut (PMH) et le point mort bas (PMB). Les courses représentent les distances C_D et C_M parcourues respectivement par le piston déplaceur et le piston moteur entre ces deux points de référence. Bien que le rapport entre les courses et le rayon de la manivelle, sont des paramètres invariants du moteur, les relations suivantes sont pratiquement toujours respectées :

$C_D = 2R_D$: Course du piston déplaceur en $[mm]$ (3.27)

$C_M = 2R_M$: Course du piston moteur en $[mm]$ (3.28)

Une fois les courses sont calculées, la vitesse moyenne du piston moteur v_M en $[m.s^{-1}]$ et du piston déplaceur, v_D en $[m.s^{-1}]$, pourraient être calculée à partir de la relation suivante :

$v_M = \frac{N}{30} \times C_M$: Vitesse moyenne du piston moteur en $[m.s^{-1}]$ (3.29)

$v_D = \frac{N}{30} \times C_D$: Vitesse moyenne du piston déplaceur en $[m.s^{-1}]$ (3.30)

Remarque :

La vitesse d'un piston ne doit pas dépasser une certaine limite établie par le constructeur. Elle peut aller jusqu'à 15 $[m.s^{-1}]$. Les valeurs exagérées de la vitesse du piston ont pour effet d'augmenter les pertes mécaniques et les efforts d'inertie ce qui augmente les contraintes dans les boulons de bielle et même dans la bielle et le vilebrequin [2].

- *Volume balayé du piston déplaceur et du piston moteur :*

Soient V_{bD} et V_{bM} respectivement les volumes balayé du piston déplaceur et du piston moteur

$V_{bD} = S_D \times C_D$; (3.31)

Où S_D : section balayée par le piston déplaceur ;

$V_{bM} = S_M \times C_M$; (3.32)

Où S_M : section balayée par le piston moteur ;

$c = \frac{V_{bM}}{V_{bC}} = 0.5$: Rapport volumétrique balayée ;

Tableau 15: Dimensions des pistons d'après application numérique

ELEMENTS		***Pis_ M (Fonte GS)***	***Pis_D (Acier Inox)***	***Unités***
Longueur	L_M et L_D	40	160	mm
Longueur troué	L_{trou}	40	15	mm
Epaisseur du fond	e_1	4	5	mm
Epaisseur	e_t	0	15	mm
Diamètre int	D_{int}	5	40	mm
Diamètre ext	D_{ext}	70		mm
Diamètre troué	D_{trou}	5	5	mm
Effort maximum	$F_{\max_pM}$ et $F_{\max_pD}$	137375		N
Section dangereuse	S_{a_ft} et S_{a_ac}	19,63		mm^2
Section total	S_{pM} et S_{pD}	3846,5		mm^2
Volume	V_{pM} et V_{pD}	1,53E-04	4,52E-04	m^3
Contraintes de compressions	σ_{comp_ft} et σ_{comp_ac}	650,88	700,89	$N.mm^{-2}$
Contraintes thermiques	σ_{th_ft} et σ_{th_ac}	18,27	111,34	SI
Contraintes de flexions	σ_{fl_ft} et σ_{fl_ac}	215,45	245,22	$N.mm^{-2}$
Masse	m_{pM} et m_{pD}	1,19	3,5	Kg
Masse volumique	ρ_{ft} et ρ_{ac}	7800	7000	$Kg.m^{-3}$
Température	$T_f et T_c$	293	1273	$°K$
Résistance pratique	$R_{p_ft} et R_{p_ac}$	800	850	$N.mm^{-2}$
Pression maximale	p_{max}	7,E+05		Pa
Course	$C_M et C_D$	100	50	mm
Vitesse	v_M et v_D	5	2,5	$m.s^{-1}$
Volume balayée	$V_{bM} et V_{bD}$	3,85E-04	1,92E-04	m^3
Vitesse de rotation	N	1500		$tr.mn^{-1}$

III.1.2.3. Dimensionnement des tiges, bielles, manivelles, et volant d'inertie :

- *Les tiges des pistons :*

L'effort d'entrée de la tige des pistons :

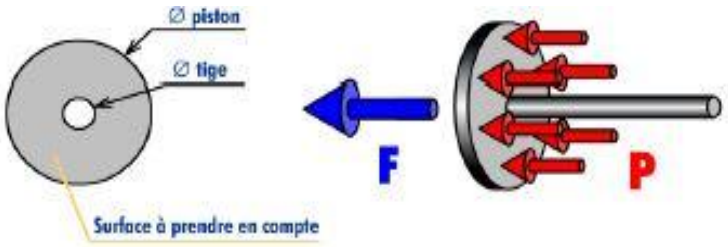


Figure 36: Effort de rentrée

$F_{entrée} = p \times S$: Effort d'entrée des pistons en [N] (3.33)

Où $S = S_{piston} - S_{tige}$: Surface en [$[mm^2]$]

Tableau 16: Dimension d'après application numérique

Eléments ciné-matiques	**Bielles**		**Tiges**		**Manivelles**		***Unités***
	Pis_D	***Pis_M***	***Pis_D***	***Pis_M***	***Pis_D***	***Pis_M***	
Longueur	100	294,85	195	7	5	5	mm
Largeur	4	4	0	0	0	0	mm
Diamètre	0	0	5	10	50	100	mm
Hauteur	2	3	0	0	0	0	mm
Volume unitaire	8E-07	3,5E-06	3,8E-06	5,5E-07	9,8E-06	3,9E-05	m3
Effort d'entrée	*	*	1273	2000	*	*	N
Effort de sortie	*	*	900	500	*	*	N

- *Etanchéité au niveau tige du piston déplaceur et le piston moteur :*

Cette étanchéité est assurée grâce au jeu très faible que l'on peut réaliser au niveau des portées de guidage du piston moteur et de la tige du piston déplaceur. On a choisi le jeu de l'ordre de : 1 à 1.5/100 de millimètre au rayon.

- *Frottement au niveau tige du piston déplaceur et le piston moteur :*

D'après l'abaque du tableau 14, le coefficient de frottement à cette niveau est de :

$f_t = 0.19$ pour l'acier inoxydable sur la fonte GS.

III.1.3 Analyse thermique élémentaires du moteur modèle :

III.1.3.1 Evaluation des coefficients d'échanges du gaz dans le moteur modèle [10]:

Soient les équations des transferts de chaleurs utiles pour notre étude :

Température de la source chaude (donnée par le réchauffeur) : $T_{res_chaud} = 1273°K$

Température de la source froide (donnée par le refroidisseur) : $T_{e_froid} = 293°K$

Le nombre de REYNOLDS : $R_e = \frac{\rho U D_{hyd}}{\mu}$ (3.34)

Où ρU : Vitesse massique d'air $kg/m^2.s$

D_{hyd} : Diamètre hydraulique en m ;

$$D_{hyd} = \frac{4S}{pe} \quad (3.35)$$

Avec S : Aire de la section droite de la veine fluide, enm^2.

pe : Périmètre mouillé par la veine fluide, en m

μ : Viscosité dynamique d'air, en $kg/m.s$

Le nombre de PRANDTL : $P_r = \frac{\mu C_p}{\lambda}$ (3.36)

Où C_p : Chaleur massique d'air en $J/kg.°K$;

λ : Conductivité thermique d'élément en $W/m.°K$;

Le nombre de NUSSELT [10]:

Régime turbulent, la relation de COLBURN : $N_u = 0.023.R_e^{0.8}.P_r^{0.33}$ (3.37)

Régime laminaire, les corrélations LEVEQUE : $N_u = 3.66$ pour $A > 0.05$

$N_u = 1.06 \times A^{-0.4}$ pour $A < 0.05$

Où $A = \frac{1}{R_e.P_r} \times \frac{L}{D_{hyd}}$ (3.38)

Avec L : longueur mouillé par le gaz ou liquide en $[m]$

Soit h, le coefficient d'échange thermique, il est exprimé en $[W/m^2.°K]$ et par identification de ces quatre relations, le coefficient d'échanges des éléments est donné par :

$$h = \frac{\lambda N_u}{D_h} \; ; \quad (3.39)$$

Tableau 17: Evaluation des coefficients d'échange d'air intérieur

Caractéristique d'air intérieur	*Compartiment chaud*	*Compartiment froid*	*Régénérateur*	*Unités*
Longueur mouillé L	0,05	0,10	0,07	m
Diamètre hydraulique D_{hyd}	0,07	0,07	3,8E-04	m
Conductivité thermique λ	0,07	0,03	0,05	$W.m^{-1}K^{-1}$
Vitesse massique ρU	0,86	5,89	1,87	$Kg.m^{-2}s^{-1}$
Viscosité dynamique μ	3,5E-05	1,9E-05	3,4E-05	$Kg.m^{-1}s^{-1}$
Chaleur spécifique massique C_p	1142	1006	1080	$J.Kg^{-1}K^{-1}$
Nombre de Reynolds R_e	1725	22268	21,13	cte
Nombre de Prandtl P_r	0,70	0,71	0,69	cte
Nombre de Nusselt N_u	20,76	68,45	9,02	cte
Coefficient d'échange intérieur h	21	26	1235	$W.m^{-2}K^{-1}$
Masse volumique ρ	0,35	1,18	0,50	$Kg.m^{-3}$
Vitesse du piston v	2,50	5,00	*	$m.s^{-1}$
Température d'air T	1033	300	711	$°K$
Pression atmosphérique p	101325	101325	101325	Pa

III.1.3.2 Evaluations de températures élémentaires et du gaz :

- *Evaluation de température dans le compartiment froid :*

Le cylindre du moteur coté froid est un cylindre de révolution en fonte GS, de conductivité thermique $\lambda_{ft} = 53\ [W.m^{-1}.K^{-1}]$, de longueur $L_{ft} = 140\ [mm]$, d'épaisseur $e_{ft} = 5[mm]$, de rayon intérieur $r_{ft_int} = 35\ [mm]$ et de rayon extérieur $r_{ft_ext} = 40\ [mm]$, il est parcouru par un écoulement d'air à température $T_{a_{int}}$ et le coefficient d'échange inter facial intérieur, coté air, est égal à $h_{int} = 26\ [W.m^{-2}.K^{-1}]$.

De l'eau froid à température $T_{e_froid} = 293\ [°K]$circule axialement (parallèle à contre-courant) sur la surface extérieure de longueur $L_{eau} = 100\ [mm]$ et le coefficient d'échange inter facial extérieur, coté eau, est égal à $h_{ext} = 1600\ [W.m^{-2}.K^{-1}]$. Le régime de cette écoulement est turbulent car le nombre de Reynolds $R_e \approx 22268$ qui est supérieur à 2000.

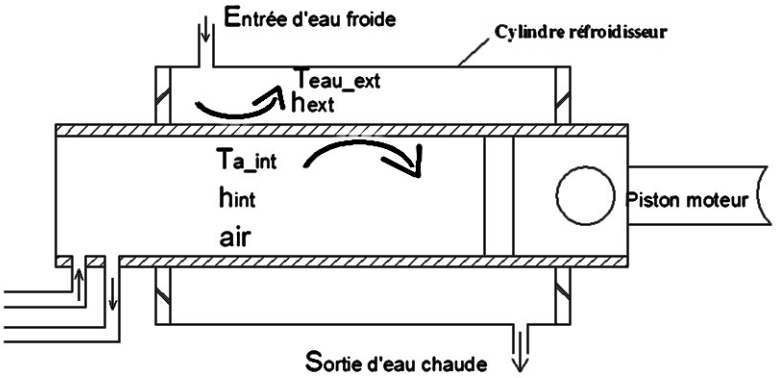


Figure 37: Transfert de chaleur dans le compartiment froid

Le transfert global de chaleur d'eau froid à l'air intérieur s'effectue en trois phases de transfert :

- Convection sur l'air intérieur à la paroi intérieure du cylindre (h_{int})
- Conduction dans la paroi du cylindre (λ_{ft})
- Convection sur l'eau froide à la paroi extérieure du cylindre (h_{ext})

Les flux thermiques à travers le cylindre du compartiment froid respectivement à l'entrée et à la sortie permanente exprimée en W sont donnés par les expressions :

$$\emptyset_{f_4} = \frac{T_{a_4} - T_{e_froid}}{\frac{1}{h_{int}S_1} + \frac{1}{\lambda_{ft}S_2} + \frac{1}{h_{ext}S_3}} \text{ et } \emptyset_{f_1} = \frac{T_{a_1} - T_{e_froid}}{\frac{1}{h_{int}S_1} + \frac{1}{\lambda_{ft}S_2} + \frac{1}{h_{ext}S_3}} \quad (3.40)$$

Avec T_{ft_ext} et T_{ft_int}: température de la paroi extérieur et intérieur en fonte GS.

T_{a_4} : Température d'air intérieur chaude sortie du régénérateur.

T_{a_1} : Température d'air froide intérieur entrée dans le régénérateur.

- <u>Convection sur l'air intérieur à la paroi intérieure du cylindre (h_{int}) :</u>

Soit $S_1 = 2\pi r_{int_ft} L_{ft} [\, m^2]$, la surface de la paroi intérieure balayée par l'air intérieur.

Les flux de chaleurs thermiques à travers cette surface sont exprimés :

$$\emptyset_{f_4} = \frac{T_{a_4} - T_{ft_int_4}}{\frac{1}{h_{int}S_1}} \text{ et } \emptyset_{f_1} = \frac{T_{a_1} - T_{ft_int_1}}{\frac{1}{h_{int}S_1}} \quad (3.41)$$

$$T_{ft_int_4} = T_{a_4} - \frac{\emptyset_{f_4}}{h_{int}S_1} \text{ et } T_{a_1} = T_{ft_int_1} + \frac{\emptyset_{f_1}}{h_{int}S_1} \quad (3.42)$$

- <u>Conduction dans la paroi du cylindre (λ_{ft}) :</u>

Soit $S_2 = \frac{2\pi L_{ft}(r_{ft_{ext}} - r_{ft_{int}})}{ln\frac{r_{ft_ext}}{r_{ft_int}}}$ $[m^2]$, la surface d'échange thermique de la paroi extérieur et intérieur.

Les flux de chaleurs thermiques à travers cette surface sont exprimés :

$$\emptyset_{f_4} = \frac{T_{ft_int_4} - T_{ft_ext_4}}{\frac{1}{\lambda_{ft}S_2}} \text{ et } \emptyset_{f_1} = \frac{T_{ft_int_1} - T_{ft_ext_1}}{\frac{1}{\lambda_{ft}S_2}} \quad (3.43)$$

$$T_{ft_ext_4} = T_{ft_int_4} - \frac{\emptyset_{f_4}}{\lambda_{ft}S_2} \text{ et } T_{ft_int_1} = T_{ft_ext_1} + \frac{\emptyset_{f_1}}{\lambda_{ft}S_2} \; ; \quad (3.44)$$

- Convection sur l'eau froide à la paroi extérieure du cylindre (h_{ext}) :

Soit $S_3 = 2\pi r_{ft_ext} L_{eau}$ $[m^2]$, la surface de la paroi externe balayée par l'eau froide.

Le flux de chaleur thermique à travers cette surface est exprimé :

$$\emptyset_{f_4} = \frac{T_{ft_ext_4} - T_{e_froid}}{\frac{1}{h_{ext} S_3}} \text{ et } \emptyset_{f_1} = \frac{T_{ft_ext_1} - T_{e_froid}}{\frac{1}{h_{ext} S_3}} \quad (3.45)$$

$$T_{e_froid} = T_{ft_ext} - \frac{\emptyset_{f_4}}{h_{ext} S_3} \text{ et} T_{ft_ext} = T_{e_froid} + \frac{\emptyset_{f_1}}{h_{ext} S_3} \quad (3.46)$$

Tableau 18: Températures élémentaires dans le compartiment froid

COMPARTIMENT FROID					
Température	***Valeurs***	***Unités***	Ta_4 -Te_froid		***Unités***
Ta_4	526	°K	233		$°K$
Ta_1	300	°K	Ta_1-Te_froid		*
Te_froid	293	°K	7		$°K$
Tft_int_4	317,23	°K	*		*
Tft_ext_4	297,16	°K			*
Tft_int_1	293,73	°K			*
Tft_ext_1	293,12	°K			*
Surfaces	*	*	***hS ou λS***	***1/hS ou 1/λS***	*
S_1	0,03	m^2	0,8	1,2	$°K.W^{-1}$
S_2	0,16	m^2	8,3	0,1	$°K.W^{-1}$
S_3	0,03	m^2	40,2	0,025	$°K.W^{-1}$
*	*	*	***Résistance total***	1,4	$°K.W^{-1}$
Coefficients	*	*	*	*	*
h_int	26	$W.m^{-2}°K^{-1}$	*	*	*
h_ext	1600	$W.m^{-2}°K^{-1}$	*	*	*
λ_ft	53	$W.m^{-1}°K^{-1}$	*	*	*
Données	*	*	***Flux thermique***	Valeurs	*
r_int	0,04	m	4-f	167	W
r_ext	0,04	m	1-f	5	W
L_ft	0,14	m	*		
L_eau	0,10	m			
e_ft	0,01	m			
Pi	3,14	*			
ln $(\frac{r_{ext}}{r_{int}})$	0,03	*			

Remarque :

Considérant que le transfert de chaleur par rayonnement est supposé négligeable. La température de l'eau chaud sorti est supposée environ 295°K. L'épaisseur paroi froide doit être supérieur à 3.5 mm, d'après le paragraphe (II.2.2) nous allons maximiser à $e_{ft} \approx 5\ mm$.

- *Evaluation de température dans le compartiment chaud :*

Le cylindre du moteur coté chaud est un cylindre en acier inoxydable, de conductivité thermique $\lambda_{ac} = 25\ [W.m^{-1}.K^{-1}]$, de longueur $L_{ac} = 210\ [mm]$, d'épaisseur $e_{ac} = 5\ [mm]$, de rayon intérieur $r_{ac_int} = 35\ [mm]$ et de rayon extérieur $r_{ac_ext} = 40\ [mm]$. Il est parcouru par un écoulement d'air à l'intérieur à température T_{a_int} et le coefficient d'échange inter facial intérieur, coté air, est égal à $h_{int} = 21\ [W.m^{-2}.K^{-1}]$.

De résistance chauffante à la température $T_{res_chaud} = 1273\ [°K]$ réchauffe sur la surface extérieure, d'épaisseur $e_{ac} = 5\ [mm]$ du cylindre et le coefficient d'échange inter facial extérieur, coté résistance, est égal à $h_{ext} = 2800\ [W.m^{-2}.K^{-1}]$. . Le régime de cette écoulement est laminaire car le nombre de Reynolds $R_e \approx 1725$ qui est inférieur à 2000.

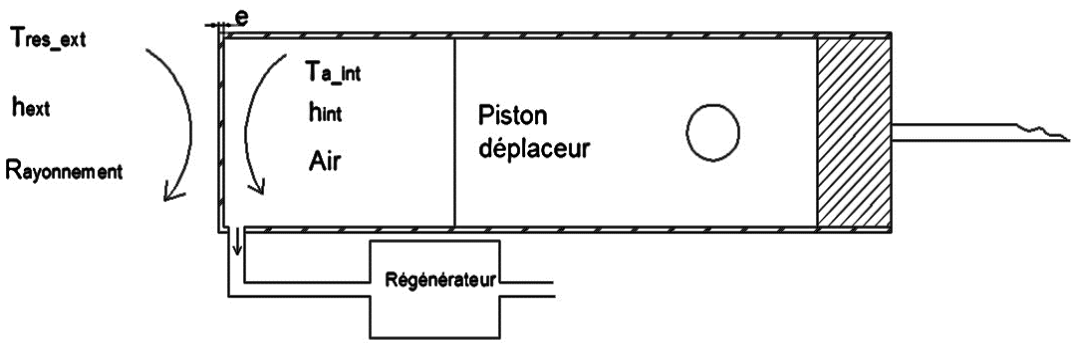


Figure 38: Transfert de chaleur dans le compartiment chaud

Le transfert global de chaleur résistance chauffant à l'air intérieur s'effectue en trois phases de transfert :

- Convection sur la résistance chauffante à la paroi extérieure du cylindre (h_{ext}) :
- Conduction sur la paroi du cylindre (λ_{ac})
- Convection sur la paroi intérieure à l'air intérieur du cylindre (h_{int})

Les flux thermiques à travers le cylindre du compartiment chaud à l'entrée et sortie permanents exprimés en W sont donnés par les expressions :

$$\emptyset_{c_2} = \frac{T_{res_chaud} - T_{a_2}}{\frac{1}{h_{ext}S_1} + \frac{1}{\lambda_{ac}S_2} + \frac{1}{h_{int}S_3}} \text{ et } \emptyset_{c_3} = \frac{T_{res_chaud} - T_{a_3}}{\frac{1}{h_{ext}S_1} + \frac{1}{\lambda_{ac}S_2} + \frac{1}{h_{int}S_3}} \quad (3.47)$$

Avec T_{ac_ext} et T_{ac_int} : température de la paroi extérieur et intérieur en acier inoxydable ;

T_{a_2} : Température d'air à l'intérieur sortie du régénérateur ;

T_{a_3} : Température d'air à l'intérieur entrée du régénérateur ;

- Convection sur la résistance chauffante à la paroi extérieure du cylindre (h_{ext}) :

Soit $S_1 = \pi r_{ac_ext}^2 [m^2]$: la surface de la paroi extérieure balayée par la résistance chauffante ;

Les flux de chaleurs thermiques à travers cette surface sont exprimés :

$$\emptyset_{c_2} = \frac{T_{res_chaud} - T_{ac_ext}}{\frac{1}{h_{ext} S_1}} \text{ et } \emptyset_{c_3} = \frac{T_{res_chaud} - T_{ac_ext}}{\frac{1}{h_{ext} S_1}} \quad (3.48)$$

$$T_{ac_ext} = T_{res_chaud} - \frac{\emptyset_{c_2}}{h_{ext} S_1} \text{ et } T_{ac_ext} = T_{res_chaud} - \frac{\emptyset_{c_3}}{h_{ext} S_1} \quad (3.49)$$

- Conduction sur la paroi du cylindre (λ_{ac})

Soit $S_2 = 2\pi r_{ac_ext} e_{ac}\ [m^2]$ la surface d'échange thermique de la paroi extérieur et intérieur.

Les flux de chaleurs thermiques à travers cette surface sont exprimés :

$$\emptyset_{c_2} = \frac{T_{ac_ext} - T_{ac_int}}{\frac{1}{\lambda_{ac} S_2}} \text{ et } \emptyset_{c_3} = \frac{T_{ac_ext} - T_{ac_int}}{\frac{1}{\lambda_{ac} S_2}} \quad (3.50)$$

$$T_{ac_int} = T_{ac_ext} - \frac{\emptyset_{c_2}}{\lambda_{ac} S_2} \text{ et } T_{ac_int} = T_{ac_ext} - \frac{\emptyset_{c_3}}{\lambda_{ac} S_2} \quad (3.51)$$

- Convection sur la paroi intérieure à l'air intérieur du cylindre (h_{int})

Soit $S_3 = \pi r_{ac_int}^2 [m^2]$: la surface d'échange thermique de la paroi et l'air intérieur

Les flux de chaleurs thermiques à travers cette surface sont exprimés :

$$\emptyset_{c_2} = \frac{T_{ac_int} - T_{a_2}}{\frac{1}{h_{int} S_3}} \text{ et } \emptyset_{c_3} = \frac{T_{ac_int} - T_{a_3}}{\frac{1}{h_{int} S_3}} \quad (3.52)$$

$$T_{a_2} = T_{ac_int} - \frac{\emptyset_{c_2}}{h_{int} S_3} \text{ et } T_{a_3} = T_{ac_int} - \frac{\emptyset_{c_3}}{h_{int} S_3} \quad (3.53)$$

Tableau 19:Les températures élémentaires dans le compartiment chaud

COMPARTIMENT CHAUD					
Température	***Valeurs***	***Unités***	Tres_chaud-Ta_2		***Unités***
Ta_2	1033	$°K$	240		$°K$
Ta_3	1233	$°K$	Tres_chaud-Ta_3		*
Tres_chaud	1273	$°K$	40		$°K$
Tac_int_2	1100,07	$°K$	*		*
Tac_ext_2	1272,61	$°K$			*
Tac_int_3	1244,18	$°K$			*
Tac_ext_3	1272,94	$°K$			*
Surfaces	*	*	***hS ou λS***	***1/ hS ou 1/ λS***	*
S_1	0,005	m^2	14	0,07	$°K.W^{-2}$
S_2	0,001	m^2	0,03	31,85	$°K.W^{-2}$
S_3	0,004	m^2	0,08	12,38	$°K.W^{-2}$
*	*	*	***Résistance total***	44,30	$°K.W^{-2}$
Coefficients	*	*	*	*	*
h_int	21	$W.m^{-2}°K^{-1}$	*	*	*
h_ext	2800	$W.m^{-2}°K^{-1}$	*	*	*
λ_{ac}	26	$W.m^{-1}°K^{-1}$	*	*	*
Données	*	*	***Flux thermique***	Valeurs	*
r_int	0,04	m	c-2	5,42	W
r_ext	0,04	m	c-3	0,90	W
L_ac	0,21	m	*		
L_res	0,10	m			
e_ac	0,01	m			
Pi	3,14	*			
$\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right)$	0,028	*			

Remarque :

Il y a une différence de surface dans le compartiment chaud car le cylindre est fermé à l'extrémité. De même pour cette section, le transfert de chaleur par rayonnement est supposé négligeable. L'épaisseur de la paroi chaude doit être supérieur à $3.45mm$, d'après le paragraphe (II.2.2) nous allons maximiser à $e_{ac} \approx 5\ mm$.

- *Evaluation de température dans le compartiment du régénérateur :*

D'après le paragraphe (II.2.3) ci-dessus, voici la température du gaz durant un cycle du moteur modèle :

Température dans le compartiment froid :

$$\begin{cases} T_4 = T_{a_e} = 526°K & \text{: température d'air chaude sortie dans le régénérateur} \\ T_1 = T_{a_s} = 300\ °K & \text{: température d'air froide entrée dans le régénérateur} \end{cases}$$

Température dans le compartiment chaud :

$$\begin{cases} T_2 = T_{a_e} = 1033°K & \text{: température d'air froide sortie dans le régénérateur} \\ T_3 = T_{a_s} = 1233°K & \text{: température d'air chaude entrée dans le régénérateur} \end{cases}$$

D'après l'hypothèse, les variations linéaires des températures le long du régénérateur, T_{reg_f} et T_{reg_c} se calculent ainsi :

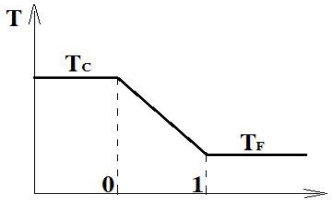


Figure 39: Température le long du régénérateur

D'où $T_{reg_c} = \frac{T_3 - T_4}{\log(\frac{T_3}{T_4})} \approx 830°K$: Température du gaz dans le régénérateur de chaud vers froid ;

$T_{reg_f} = \frac{T_1 - T_2}{\log(\frac{T_1}{T_2})} \approx 593°K$: Température du gaz dans le régénérateur de froid vers chaud ;

$T_{reg_moy} = \frac{T_{reg_c} + T_{reg_f}}{2} \approx 711\ [°K]$: Température moyenne dans le régénérateur

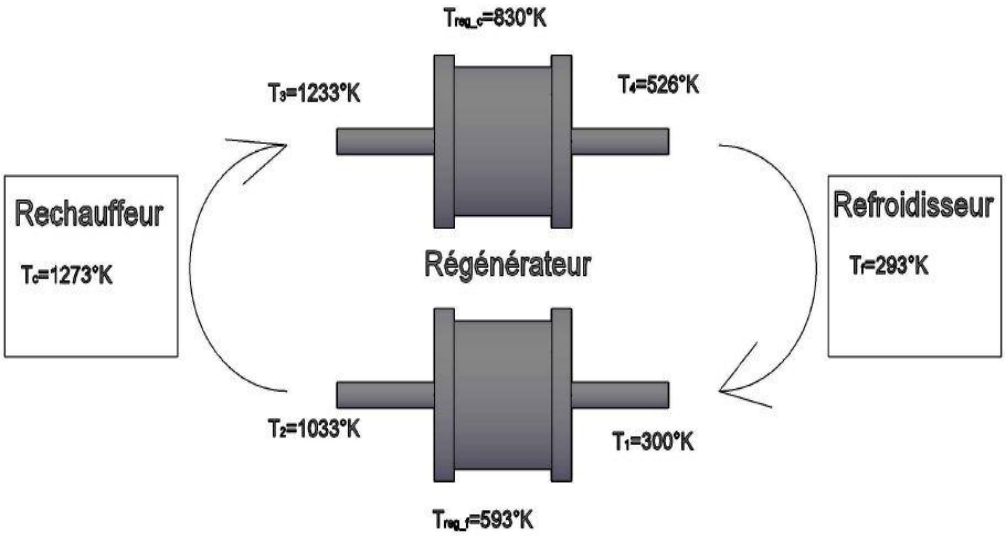


Figure 40: Cycle de température du moteur modèle

III.1.3.3 Dimensionnement du régénérateur :

Le dimensionnement du régénérateur est un des points les plus critiques : même au voisinage de l'optimum (le meilleur possible), les pertes thermiques et mécaniques (perte de charge) relatives aux régénérateurs sont très importantes, et entraînent une chute de rendement du moteur modèle.

- *Etude d'échange thermique :*

Considérant la période τ_{reg}^{1}du cycle pendant laquelle le débit moyen d'air sec dans le régénérateur matriciel est du froid vers chaud (période de déstockage des matrices). On calcule les échanges comme si le régime était laminaire, avec le débit $\dot{m}_{reg}$moyen entrée / sortie et sur la période τ_{reg}^{1}. Supposant aussi que la capacité thermique des matrices est suffisante pour que leur profil de température soit stationnaire.

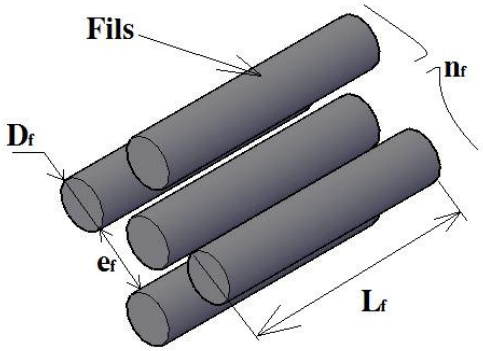


Figure 41: Fils des matrices

- *Dimensionnement de la matrice :*

Pour une valeur de température moyenne d'air dans le régénérateur $T_{a_reg} = 711°K$ de pression atmosphérique et d'après l'interpolation linéaire (Annexe 3), nous avons :

$\mu_{a_reg} = 0.05$: Viscosité dynamique d'air en $[kg.m^{-1}.s^{-1}]$

$P_{r_reg} = 0.69$: Nombre de Prandtl d'air

$\dot{m}_{reg} = 5 \times 10^{-5}$: Débit massique d'air dans le régénérateur en $[\mathrm{kg.s^{-1}}]$

$n_{fi} = 20$: Nombre de fils de la matrice

$D_{fi} = 0.07$: Diamètre de fils du matrice en $[mm]$

$e_{fi} = 0.1$: Epaisseur de fils du matrice en $[mm]$

$L_{fi} = 0.05$: Longueur de fils du matrice en $[mm]$

$n_{reg} = 1$: Nombre de régénérateur

$\tau_{reg}^{1} = 4$: Période où le gaz circule dans la matrice en $[s]$

Les équations reliant les caractéristiques du régénérateur sont alors [13]:

$V_{reg} = \bar{\omega}\, L_{reg}\Sigma_{reg}$: Volume du régénérateur en $[m^3]$ (3.54)

$\bar{\omega} = 1 - \pi \frac{D_{fi}^2}{2e_{fi}} n_{fi}$: Porosité des matrices du régénérateur en[%] (3.55)

$S_{reg} = 2\pi \frac{D_{fi}}{e_{fi}} n_{fi}\, L_{reg}\Sigma_{reg}$: Surface d'échange du régénérateur en $[mm^2]$ (3.56)

$D_{hyd} = \frac{\bar{\omega}}{1-\bar{\omega}} D_{fi}$: Diamètre hydraulique des matrices en$[mm]$ (3.57)

$St.Pr_{reg}^{0.67} = 0.74\, Re_{reg}^{-0.412}$: Régime laminaire, corrélation de Kays et London (3.58)

$R_{e_{reg}} = \frac{D_h \dot{m}_{reg}}{\bar{\omega}\Sigma_{reg}\mu_{air}}$: Nombre de Reynolds (3.59)

$NTU_{reg} = St\frac{4L_{reg}}{D_h} = \frac{2\varepsilon_{reg}}{1-\varepsilon_{reg}}$: Nombre d'unité de transfert (3.60)

$\Sigma_{reg} = \frac{1}{\bar{\omega}}[0.74 \times \Gamma \times \Psi^{0.412}]^{\frac{1}{1-0.412}}$: Section frontale du régénérateur en $[mm^2]$ (3.61)

Avec $\Gamma = \frac{4V_{reg}}{NTU_{reg} \times D_h \times {P_{r_reg}}^{0.67}}$: Constante (3.62)

$\Psi = \frac{\mu_{a_reg}}{\dot{m}_{reg} \times D_h}$: Constante (3.63)

D'où

$L_{reg} = \frac{V_{reg}}{\bar{\omega}\, \Sigma_{reg}}$: Longueur du régénérateur en $[mm]$ (3.64)

$D_{reg} = \sqrt{\frac{4\Sigma_{reg}}{\pi n_{reg}}}$: Diamètre intérieur du régénérateur en $[mm]$ (3.65)

Tableau 20:Dimension du régénérateur d'après l'application numérique

Matrices (3)			***Régénérateur***		
Caractéristiques	***Valeurs***	***Unités***	***Caractéristique***	***Valeurs***	***Unités***
Diamètre du fils D_{fi}	0,07	mm	Nombre de Reynolds $R_{e_{reg}}$	21,13	cte
Nombre du fils n_{fi}	20	cte	Débit massique $\dot{m}_{reg}$	5,E-05	$Kg.s^{-1}$
Epaisseur du fils e_{fi}	1	mm	St	0,27	cte
Longueur du fils L_{fi}	50	mm	NTU_reg	140,86	cte
Porosité $\overline{\omega}$	0,85	cte	Rendement ε_{reg}	0,986	cte
Diamètre hydraulique D_{hyd}	0,38	mm	Diamètre D_{reg}	35	mm
Air (6)			Longueur L_{reg}	70	mm
Caractéristiques	***Valeurs***	***Unités***	Section frontale Σ_{reg}	3,E-03	m^2
Viscosité dynamique μ_{a_reg}	0,003	$Kg.m^{-1}.s^{-1}$	Surface d'échange S_{reg}	1336	mm^2
Nombre de Prandlt P_{r_reg}	0,69	cte	Coefficient d'échange h	1234,82	$W.m^{-2}.K^{-1}$
Nombre pi	3,14	cte	Volume du régénérateurV_{reg}	2,E-04	m^3
Plaques (2) et (4)			Température d'air 1	300	$°K$
Caractéristiques	***Valeurs***	***Unités***	Température d'air reg1	593	$°K$
Diamètre	0,38	mm	**Flux de 2- 2'**	**483**	W
Longueur	10	mm	Température d'air 2	1033	$°K$
Epaisseur	5	mm	**Flux de 2'- 3**	**726**	W
Volume	1,16	mm^3	Température d'air 3	1233	$°K$
			Température d'air reg2	830	$°K$
			Flux de 4- 1'	**665**	W
			Température d'air 4	526	$°K$
			Flux de 1' - 1	**502**	W

III.2 Moteur modèle Idéal :

En principe, le moteur modèle Idéal est un moteur à pistons, faisant travailler un gaz suivant le cycle théorie du moteur Stirling dans le paragraphe (I.3.2.3). Il constitue de deux transformations isothermes et de deux transformations isochores. Sans aucune source d'irréversibilité. C'est donc un moteur à gaz en circuit fermé, nécessitant un échangeur chaud et un échangeur froid ainsi qu'un régénérateur.

Hypothèses du moteur modèle idéal :

- Les chambres sont isothermes, ni des volumes morts ;
- La température le long du régénérateur est stationnaire ;
- Le gaz est supposé parfait (loi des gaz parfaits, et énergie interne ne dépendant que de la température) ;
- On néglige les pertes de charge (le gaz est à pression uniforme dans toute la machine à chaque instant), les pertes par frottement mécanique, et toutes les pertes thermiques parasites ;
- L'étanchéité au niveau des mobiles est supposée parfaite ;
- Les mouvements des deux mobiles sont sinusoïdaux ;

III.2.1 Les expressions des volumes instantanées :

D'après la méthode de Olivier PERROT [14] et l'analyse cinématique et géométrique ci-dessus, voici :

La section du cylindre moteur modèle :

$$S_{cyl} = \frac{\pi}{4} D_{cyl}^2 \; ; \tag{3.66}$$

Le volume de détente varié par l'angle de la manivelle :

$$V_{det} = S_{cyl} \times K_D(\theta) \tag{3.67}$$

Le volume de compression du coté piston déplaceur et du coté piston moteur :

$$V_{comp} = S_{cyl} \times (K_M(\theta) - B_D); \tag{3.68}$$

Et le volume total de gaz :

$$V_i(\theta) = V_{comp} + V_{dét} + V_{reg} \; ; \tag{3.69}$$

Remarque :

Pour le moteur modèle Idéal, le volume maximal et minimal de gaz est respectivement :

$$V_{max} = 0.56 \times 10^{-3}[m^3] \text{ et } V_{min} = 0.25 \times 10^{-3}[m^3].$$

Le volume élémentaire du régénérateur modèle après dimensionnement :

$$V_{Reg} = 0.2 \times 10^{-3}[m^3]$$

Taux de compression volumétrique :

$$\varepsilon = \frac{V_{max}}{V_{min}} \approx 2.24$$

$B_D = 100$: Longueur du piston déplaceur $en\ [mm]$.

- *Paramètres d'entrée initiale :*

Chaleur spécifique à pression constante de l'air :$C_p = 1005\ [J.Kg^{-1}.°K^{-1}]$;

Chaleur spécifique à volume constante de l'air :$C_V = 713\ [J.Kg^{-1}.°K^{-1}]$;

Constante relative de l'air :$r = 287\ [J.Kg^{-1}.°K^{-1}]$;

Température de gaz dans la source chaude :$T_c = 960°C = 1233°K$;

Température de gaz dans la source froide :$T_f = 27°C = 300°K$;

III.2.2 Calcul des paramètres thermodynamiques du cycle idéal :

Nous avons rempli notre moteur avec du gaz (air sec) à pression atmosphérique. Comme il n'est pas établi de positionner le remplissage normalisé, nous avons choisi de placer notre moteur en position où le piston déplaceur est au point mort bas, le piston moteur est à mi-course et le volume du gaz correspond alors au volume maximum y compris le volume du gaz dans le régénérateur :

$$V_{max} = 0.56 \times 10^{-3}[m^3]$$

Au point 1 :

Soient $T_1 = T_f = 300[\mathrm{K}]$; $p_1 = 100\,000[Pa]$ et $V_1 = V_{max} = 0.56 \times 10^{-3}[m^3]$;

D'après la loi de gaz parfait $pV = mrT$, donc $p_1V_1 = mrT_1$

$$\rightarrow m = \frac{p_1V_1}{rT_1} \; ; \tag{3.70}$$

$m = 0.7 \times 10^{-3}[\mathrm{Kg}]$; Masse total de gaz dans le moteur modèle.

Au point 2 :

Puis que 1-2 est une transformation isotherme alors $T_1 = T_2 = T_f = 300[\mathrm{K}]$, et $V_2 = V_{min} = 0.25 \times 10^{-3}[m^3]$.

D'après la loi de gaz parfait $pV = mrT$, donc $p_2V_2 = mrT_2$

$$\rightarrow p_2 = \frac{mrT_2}{V_2} \tag{3.71}$$

Au point 3 :

Soient $T_c = T_3 = 1233[\mathrm{K}]$ et de plus 2-3 est une transformation isochore alors

$V_3 = V_2 = V_{min} = 0.25 \times 10^{-3}[m^3]$.

D'après la loi de gaz parfait $pV = mrT$, donc $p_3V_3 = mrT_3$

$$\rightarrow p_3 = \frac{mrT_3}{V_3} \tag{3.72}$$

Au point 4 :

Soient 4-1 est une transformation isotherme alors$T_3 = T_4 = T_c = 1273\ [K]$ et $V_4 = 0.56 \times 10^{-3}[m^3]$

D'après la loi de gaz parfait $pV = mrT$, donc $p_4V_4 = mrT_4$

$$\rightarrow p_4 = \frac{mrT_4}{V_4} \tag{3.73}$$

Tableau 21: Bilan des paramètres des états dans chaque transformation

Paramètres	***1-2 compression***	***2-3 chauffage***	***3-4 détente***	***4-1 refroidissement***
Températures [°K]	300	300	1233	1233
Volumes [m^3]	0.56×10^{-3}	0.25×10^{-3}	0.25×10^{-3}	0.56×10^{-3}
Pressions [Pa]	100 000	224000	920640	411000

III.2.3 Diagramme de pression-volume de cycle idéal (Annexe 4) :

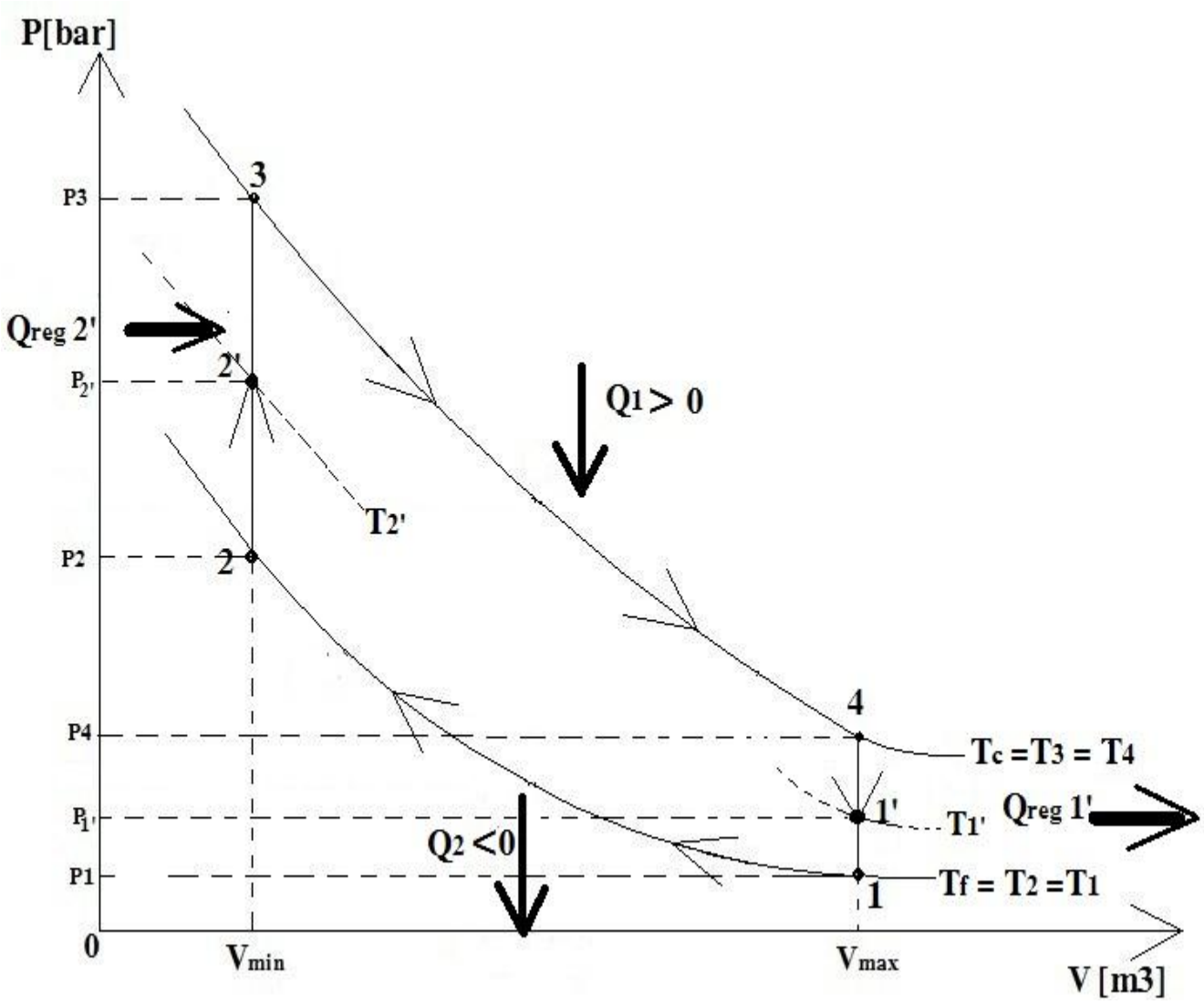


Figure 42 : Diagramme de pression- volume de cycle idéal

Les transferts de chaleur pendant l'échauffement et le refroidissement isochores n'étant pas égaux, mais s'effectuant aux mêmes niveaux de température (entre T_1et T_2), il est possible théoriquement, grâce à nos régénérateur matriciel, de stocker la chaleur $Q_{reg\ 1'}$ pendant la transformation 4-1, pour la restituer $Q_{reg\ 2'}$au gaz pendant la transformation 2-3.

Les transformations où les éléments sont compromis dans le moteur modèle idéal :

Etat initial :

- Admission ou remplissage de gaz (air sec) dans le cylindre du moteur ;
- Le piston moteur est à la position mi-course, et le piston déplaceur est au PMB ;
- Chauffage du cylindre sur le compartiment chaud ;

Amorcer l'arbre moteur ;

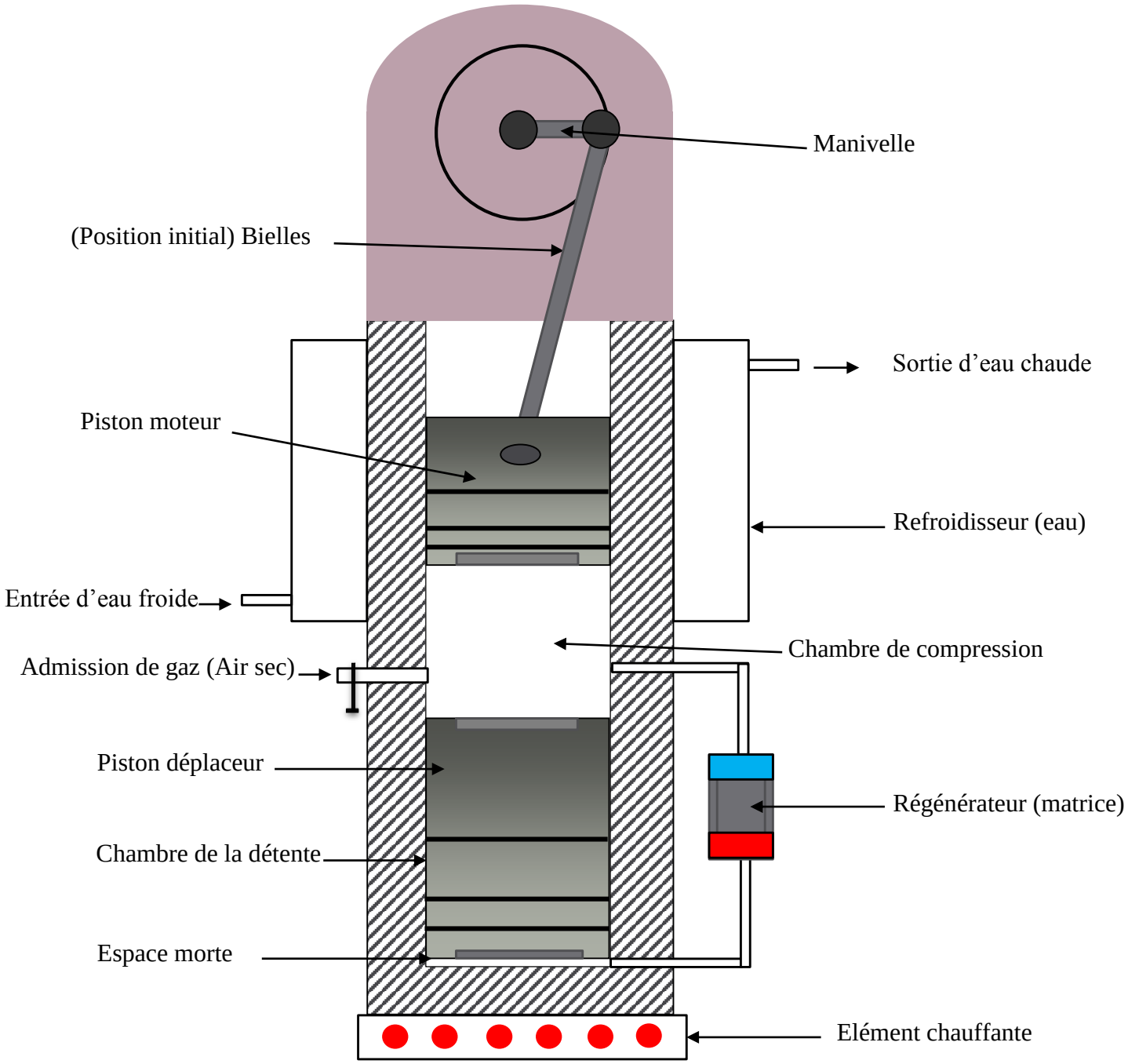


Figure 43: Etat initial admission du gaz(air sec)

1ère temps : Compression isotherme (1-2)

Le gaz (air sec) est comprimé jusqu'au PMB(P) du piston moteur, alors que le piston déplaceur va atteindre sa mi-course, le gaz (air sec) circule dans le tuyauterie vers le régénérateur matriciel où il est transmis dans la matrice durant la période τ_{reg}^{1}d'échange de chaleur de froid au chaud vers la chambre de la détente.

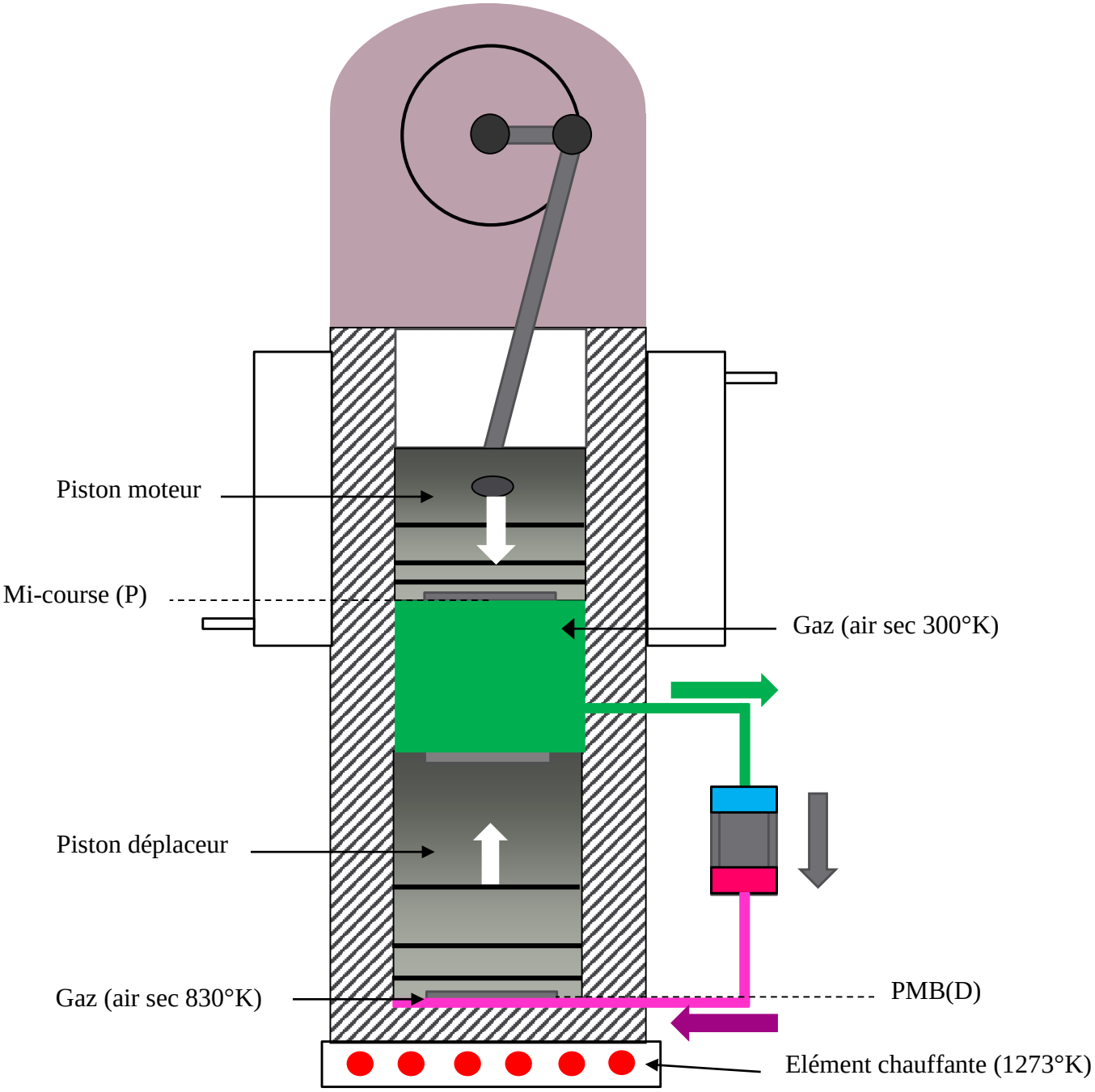


Figure 44: 1ère temps compression isotherme du gaz

- Gaz (air sec) atteint une température 300°K.
- Gaz (air sec) atteint une température 830°K.
- Elément chauffante de température 1273°K

2ème temps : Chauffage isochore (2-3)

Le piston moteur atteint son PMB et le piston déplaceur est à mi-course, le régénérateur matriciel transmis le gaz (air sec) froid dans le compartiment chaud, puis la majeure partie de gaz (air sec) est chauffée à volume constant dans ce compartiment chaud.

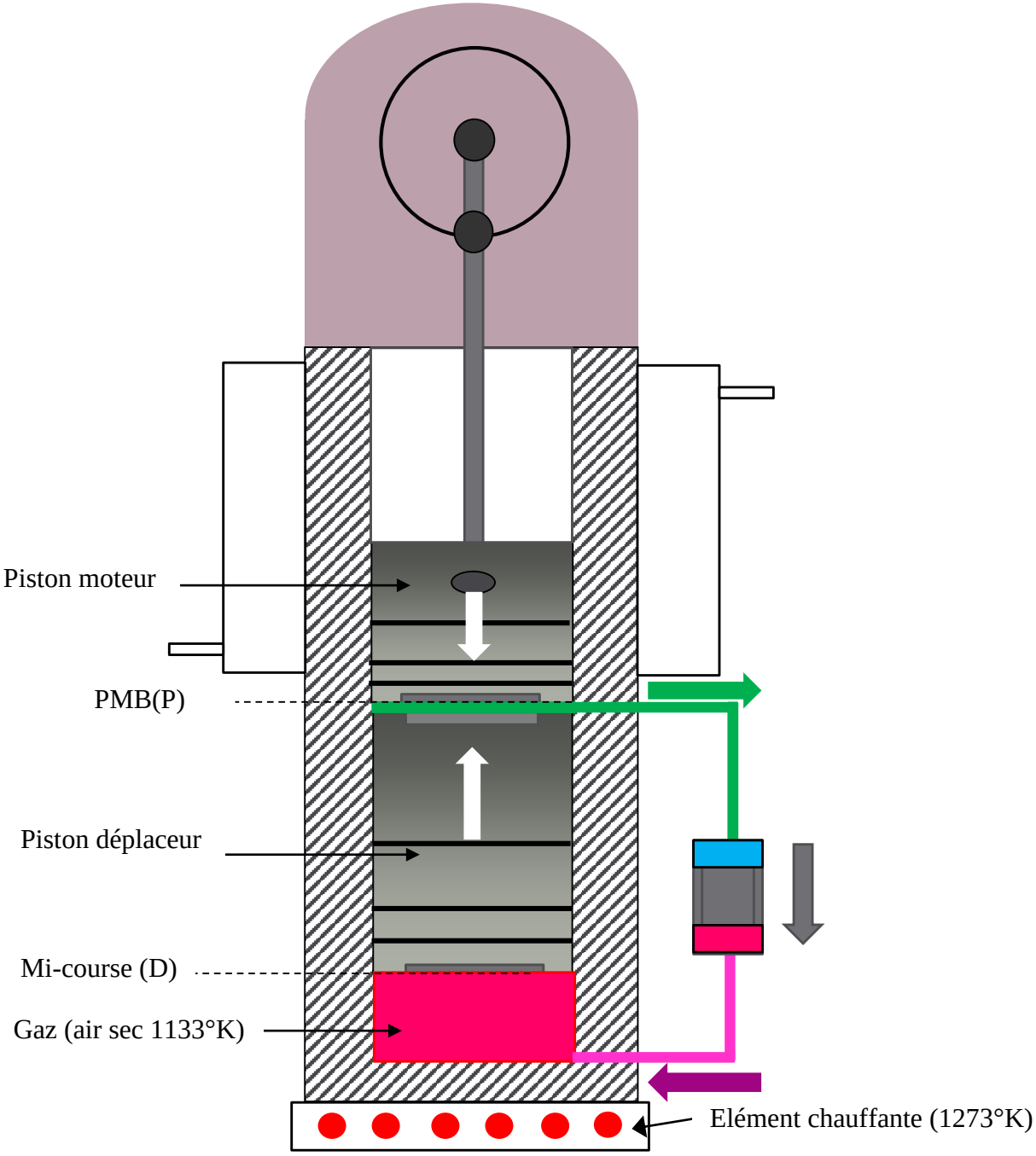


Figure 45: 2ème temps chauffage isochore du gaz

Gaz (air sec) atteint une température 300°K.

Gaz (air sec) atteint une température 830°K.

Gaz (air sec) atteint une température 1133°K.

Dans cette étape, le piston moteur va revenir à sa mi-course et le piston déplaceur va atteindre son PMH(D). On voit très bien que les deux pistons se déplacent dans le même sens. La majeure partie de gaz (air sec) reste dans la tuyauterie, du régénérateur matriciel et dans la chambre de la détente.

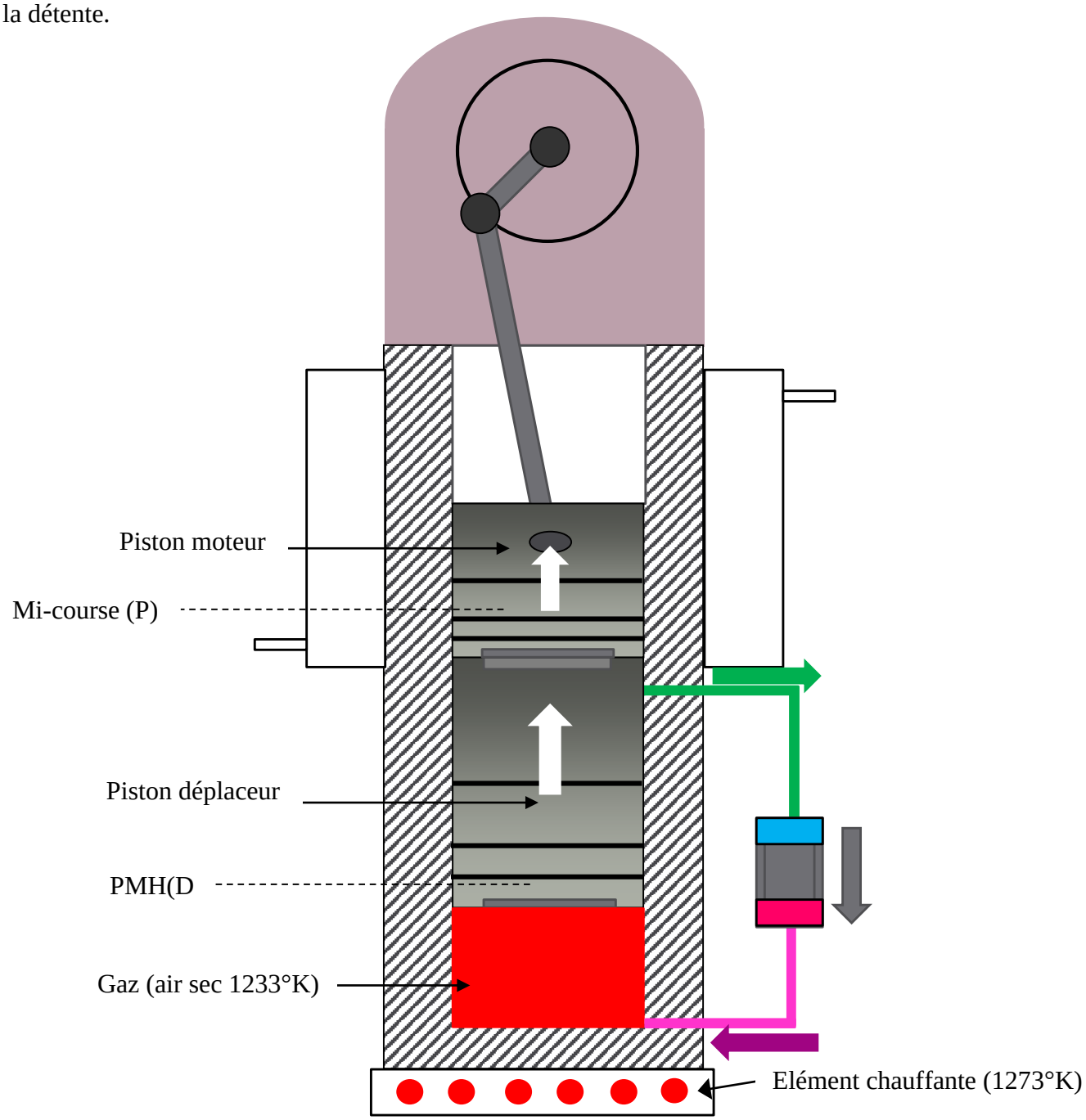


Figure 46: Course commune des pistons

- Gaz (air sec) de température 300°K.
- Gaz (air sec) de température 830°K.
- Gaz (air sec) atteint une température 1233°K.

3ème temps : Détente isotherme (3-4)

Le piston moteur est à mi-course et le piston déplaceur est au PMH(D). La plupart de gaz se détend dans chaque compartiment, le régénérateur matriciel retransmit le gaz (air sec) de la source chaude vers la source froide.

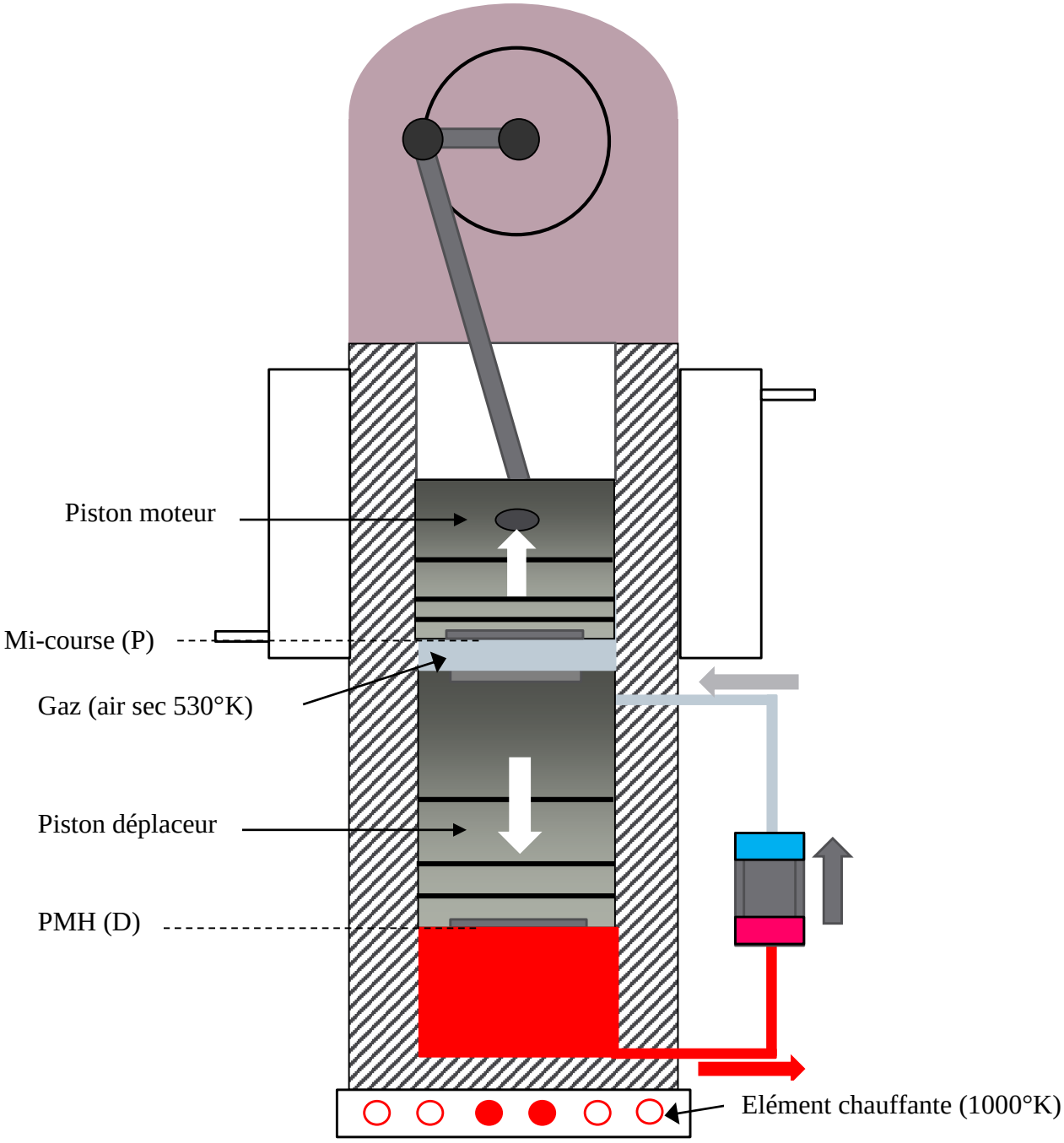


Figure 47: 3éme temps détente isotherme du gaz

Gaz (air sec) atteint une température 530°K.

Gaz (air sec) atteint une température 1233°K.

4ème temps : Refroidissement isochore (4-1)

Dans cette étape, le gaz se refroidit par un refroidisseur à eau à température de 293°K dans le compartiment froid. , le gaz (air sec) circule dans le tuyauterie vers le régénérateur matriciel où il est transmis dans la matrice durant la période τ_{reg}^{2}d'échange de chaleur du chaud au froid vers la chambre de compression. Enfin, le cycle revient à son état initial.

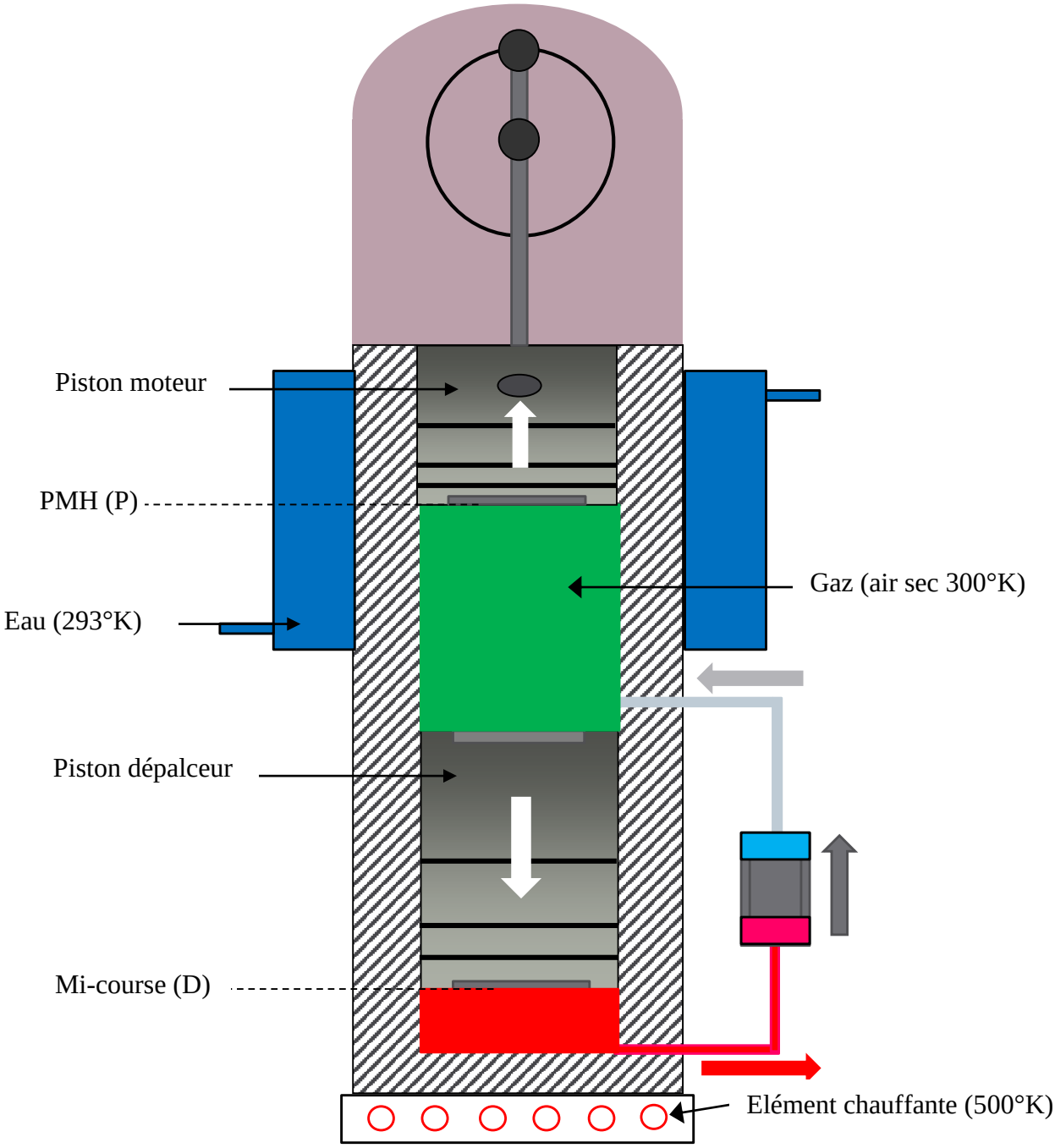


Figure 48: 4éme temps Refroidissement isochore du gaz

- Gaz (air sec) atteint une température 300°K.
- Gaz (air sec) atteint une température 530°K.
- Gaz (air sec) atteint une température 1233°K.

III.2.4 Bilans énergétiques du cycle idéal :

Tableau 22: Bilan énergétique de cycle moteur modèle idéal

Transformation	*1-2 Isotherme*	*2-3 Isochore*	*3-4 Isotherme*	*4-1 Isochore*
$\boldsymbol{W[J]}$	$mrT_2 ln\frac{V_1}{V_2} > 0$	0	$mrT_4 ln\frac{V_3}{V_4} < 0$	0
$\boldsymbol{Q[J]}$	$mrT_2 ln\frac{V_2}{V_1} < 0$	$mC_V(T_3 - T_2) > 0$	$mrT_4 ln\frac{V_4}{V_3} > 0$	$mC_V(T_1 - T_4) < 0$
$\boldsymbol{\Delta U[J]}$	0	$mC_V(T_3 - T_2) > 0$	0	$mC_V(T_1 - T_4) < 0$

Tableau 23: Valeurs de bilan énergétique du cycle Idéal

Transformation	*1-2 compression*	*2-3 chauffage*	*3-4 détente*	*4-1 refroidissement*
W [J]	19.61	0	−80.61	0
Q [J]	−19.61	432.70	80.61	−432.70
ΔU[J]	0	432.70	0	−432.70

Soient : W : travail mise en jeu exprimée en Joule

Q : Quantité de chaleur exprimée en Joule

ΔU : Énergie interne exprimée en Joule

ε_{reg} : Efficacité du régénérateur exprimée en pourcent

- *Quantités de chaleurs échangées :*

Dans la transformation isochore 4-1, la quantité de chaleur échangée est décomposée en deux phases 4-1' et 1'-1 :

Transformation 4-1' : $Q_{4-1'} = mC_V(T_1' - T_4) = -\varepsilon_{reg} mC_V(T_c - T_f)$; (3.74)

Transformation 1'-1 : $Q_{1'-1} = mC_V(T_1 - T_1') = -(1 - \varepsilon_{reg}) mC_V(T_c - T_f)$; (3.75)

De même pour la transformation isochore 2-3, la quantité de chaleur échangée est décomposée en deux phases 2-2' et 2'-3 :

Transformation 2-2' : $Q_{2-2'} = mC_V(T_c - T_2') = \varepsilon_{reg} mC_V(T_c - T_f)$; (3.76)

Transformation 2'-3 : $Q_{2'-3} = mC_V(T_c - T_2') = (1 - \varepsilon_{reg}) mC_V(T_c - T_f)$; (3.77)

La quantité de chaleur apportée ne dépend que de l'efficacité du régénérateur.

- *Variations d'énergies internes :*

Dans la transformation isochore 4-1, la variation d'énergie chaleur interne est décomposée en deux phases 4-1' et 1'-1 :

Transformation 4-1' : $\Delta U_{4-1'} = mC_V(T_1' - T_4) = -\varepsilon_{reg} mC_V(T_c - T_f)$; (3.78)

Transformation 1'-1 : $\Delta U_{1'-1} = mC_V(T_1 - T_1') = -(1 - \varepsilon_{reg}) mC_V(T_c - T_f)$ (3.79)

De même la transformation isochore 2-3, la variation d'énergie chaleur interne est décomposée en deux phases 2-2' et 2'-3 :

Transformation 2-2' : $\Delta U_{2-2'} = mC_V(T_c - T_2') = \varepsilon_{reg} mC_V(T_c - T_f)$; (3.80)

Transformation 2'-3 : $\Delta U_{2'-3} = mC_V(T_c - T_2') = (1 - \varepsilon_{reg}) mC_V(T_c - T_f)$; (3.81)

- *Variations d'enthalpies :*

Dans pour la transformation isochore 4-1, la variation d'enthalpie est décomposée en deux phases 4-1' et 1'-1 :

Transformation 4-1' : $\Delta H_{4-1'} = mC_p(T_1' - T_4) = -\varepsilon_{reg} mC_p(T_c - T_f)$; (3.82)

Transformation 1'-1 : $\Delta H_{1'-1} = mC_p(T_1 - T_1') = -(1 - \varepsilon_{reg}) mC_p(T_c - T_f)$; (3.83)

De même la transformation isochore 2-3, la variation d'enthalpie est décomposée en deux phases 2-2' et 2'-3 :

Transformation 2-2' : $\Delta H_{2-2'} = mC_p(T_c - T_2') = \varepsilon_{reg} mC_p(T_c - T_f)$; (3.84)

Transformation 2'-3 : $\Delta H_{2'-3} = mC_p(T_c - T_2') = (1 - \varepsilon_{reg}) mC_p(T_c - T_f)$; (3.85)

- *Variations d'entropies :*

Dans la transformation isochore 4-1, la variation d'entropie est décomposée en deux phases 4-1' et 1'-1 :

Transformation 4-1' : $\Delta S_{4-1'} = -mC_V ln\frac{T_{1'}}{T_4} = -\varepsilon_{reg} mC_V ln\frac{T_c}{T_f}$; (3.86)

Transformation 1'-1 : $\Delta S_{1'-1} = -mC_V ln\frac{T_1}{T_{1'}} = -(1 - \varepsilon_{reg}) mC_V ln\frac{T_c}{T_f}$; (3.87)

De même pour la transformation isochore 2-3, la variation d'entropie est décomposée en deux phases 2-2' et 2'-3 :

Transformation 2-2' : $\Delta S_{2-2'} = mC_V ln\frac{T_{2'}}{T_2} = \varepsilon_{reg} mC_V ln\frac{T_c}{T_f}$; (3.88)

Transformation 2'-3 : $\Delta S_{2'-3} = mC_V ln\frac{T_3}{T_{2'}} = (1 - \varepsilon_{reg}) mC_V ln\frac{T_c}{T_f}$; (3.89)

Rapport-gratuit.com
LE NUMERO 1 MONDIAL DU MÉMOIRES

- *Travails échangés du cycle idéal :*

Dans la transformation isochore 4-1, le travail échangé est décomposé en deux phases 4-1' et 1'-4 :

Transformation 4-1' : $W_{4-1'} = 0$;

Transformation 1'-4 : $W_{1'-4} = 0$;

De même pour la transformation isochore 2-3, le travail échangé est décomposé en deux phases 2-3' et 3'-3 :

Transformation 2-3' :$W_{2-3'} = 0$;

Transformation 3'-3 : $W_{3'-3} = 0$;

Tableau 24:Bilans énergétiques du cycle idéal

Energies	*4-1'*	*1'-1*	*2-2'*	*2'-3*	*Unités*
ΔU	-116,29	3,49	119,78	-19,96	J
ΔH	-163,92	4,92	168,84	-28,14	J
ΔS	0,29	-0,01	0,10	-0,02	$J.K^{-1}$
Q	-116,29	3,49	119,78	-19,96	J
W	0	0	0	0	J

III.2.5 Rendement thermique du cycle idéal à régénérateur parfait :

Le rendement thermique idéal du cycle de ce modèle est égal au rapport des travaux mécaniques du gaz et de la quantité de chaleur fournie :

$$\eta_{idéal} = \frac{|W_{1-2}+W_{3-4}|}{Q_{3-4}} \quad (3.90)$$

Les travaux mécaniques du gaz :

$W_{cycle_idéal} = |W_{1-2} + W_{3-4}| = 61[J]$;

Puisque le régénérateur est parfait alors :

$Q_{2-3} + Q_{4-1} = 0$; Ainsi que $W_{2-3} + W_{4-1} = 0$

La quantité de chaleur fournie :

$Q_{3-4} = 80.61\ [J]$;

D'où le rendement thermique du cycle idéal alors :

$$\eta_{idéal} = 0.756$$

Interprétation :

Pour un régénérateur parfait, les chambres sont isothermes et d'une absence totale de volumes morts, le moteur modèle Idéal est un moteur très efficace et très rentable car son rendement cyclique est équivalent au rendement du moteur cycle théorie de Carnot :

$$\eta_{Carnot} = 1 - \frac{T_f}{T_c} = 0.76\ ; \qquad (3.91)$$

III.2.6 Nouveau rendement thermique du cycle idéal où les éléments sont compromis :

Le nouveau rendement thermique idéal du cycle de ce modèle est égal au rapport des travaux mécaniques du gaz et de la quantité de chaleur fournie :

$$\eta_{idéal_nouv} = \frac{|W_{1-2}+W_{3-4}|}{Q_{3-4}+Q_{1'-1}+Q_{2-2'}} \qquad (3.92)$$

Les nouveaux travaux mécaniques du gaz :

$W_{cycle_idéal} = |W_{1-2} + W_{3-4}| = 61[J]$;

Pour notre régénérateur, on a :

$Q_{2-3} + Q_{4-1} > 0$;

Car d'après le tableau de transformations décomposées ci-dessus, on a :

$Q_{1'-1} + Q_{2-2'}$: Ce sont aussi des quantités de chaleurs fournies par le moteur.

Ainsi que $W_{2-3} + W_{4-1} = 0$

La nouvelle quantité de chaleur fournie :

$Q_{3-4} + Q_{1'-1} + Q_{2-2'} = 203.89\ [J]$;

D'où le nouveau rendement thermique du cycle idéal alors :

$$\eta_{idéal_{nouv}} = 0.30$$

III.3 Bilans des puissances du moteur modèle :

III.3.1 Puissances des échangeurs externes :

- *La puissance nominale du réchauffeur :*

$$P_{moy_res} = 10\ [KW]$$

- *La puissance nominale du refroidisseur :*

$$P_{moy_ref} = 6\ [KW]$$

- *La puissance moyenne du régénérateur :*

Pour tous les modes de transfert de chaleur, on définit le flux de chaleur ou la puissance thermique $\emptyset$ $[W]$ comme la quantité de chaleur Q $[J]$ traversant une surface isotherme $S[m^2]$ pendant le temps Δt $[s]$.

On a:

$$P_{moy_reg} = \frac{P_{4-1}+P_{2-3}}{2} \tag{3.93}$$

Flux à l'état 4-1 : $P_{4-1} = 1167\ [W]$

Flux à l'état 2-3 : $P_{2-3} = 1209[W]$

$$P_{th_moy_reg} = 1.19\ [KW]$$

III.3.2 Puissance thermique fournie du moteur modèle :

Pour calculer la puissance thermique P_{th_g}, nous avons besoin du pouvoir calorifique et du débit du gaz.

$$P_{th_g} = m.C_p.\frac{(T_c-T_f)}{\Delta t} + h.S.(T_c - T_f) \tag{3.94}$$

Avec $\Delta t = 360\ [s]$: Durée en seconde

$T_c - T_f = 933°K$: Différence de température du gaz

$m = 7 \times 10^{-4}\ [Kg]$: Masse total de gaz

$m_{reg} = 2 \times 10^{-4}\ [Kg]$: Masse de gaz dans le régénérateur

$C_p = 1125\ [J.Kg^{-1}.°K^{-1}]$: Capacité massique à pression constante du gaz

$h = 1200\ [W/m^2.°K]$: Coefficient d'échange

$S = 3846\ [mm^2]$: Surface d'échange

$$P_{th_g} \cong 4.5[KW]$$

III.3.3 Puissance mécanique fournie par le moteur modèle :

Si l'on transforme l'énergie mécanique en énergie potentielle de pesanteur, on peut très facilement mesurer l'énergie fournie et la puissance mécanique délivrée :

Le travail fournie est $W_{méc} = 61\ [J]$;

La fréquence mécanique est $f = 50[Hz]$ compatible avec les technologies actuelles en matière de frottement sec.

Soit la puissance mécanique délivrée par le moteur modèle est donnée par :

$$P_m = fW_{méc} \tag{3.95}$$

$$P_m \cong 3[KW]$$

Rendement thermomécanique :

$$\eta_{th_méc} = \frac{P_m}{P_{th_g}} \tag{3.96}$$

$$\eta_{th_méc} = 0.67$$

- *Calcul du couple moteur :*

La puissance mécanique délivrée est $P_{méc} = 3\ [KW]$. Ainsi le couple moteur est donné par la formule suivant :

$$P_{méc} = C_m \times \omega_n\ ; \tag{3.97}$$

Où $\omega_n = \frac{2\pi N}{60}$ avec $N = 1500\ tr/min$ (supposition)

$$C_m = \frac{60 \times P_{méc}}{2\pi \times N}\ ; \tag{3.98}$$

$$C_m = 19.11\ [N.m]$$

III.4 Pertes de charge dans le moteur modèle :

III.4.1 Au niveau régénérateur :

La perte d'énergie entrainée par le défaut d'efficacité du régénérateur est évaluée par la formule :

$$\Delta P_{reg} = (1 - \varepsilon_{reg}) m_{reg} C_p \Delta T \qquad (3.99)$$

Où ε_{reg} : Efficacité du régénérateur en [%]

m_{reg} : Masse de gaz dans le régénérateur en [Kg]

C_p : Capacité massique à pression constante du gaz en [J/kg. °K]

ΔT : Différence de température en [°K]

$$\Delta P_{reg} = 8.4[W]$$

III.4.2 Au niveau des parois :

Elles incluent les pertes par conduction dans les parois du cylindre, le piston et la matrice du régénérateur. Elles ont pour expression :

$$\dot{Q} = \lambda \times S \times \frac{\Delta T}{L} \qquad (3.100)$$

Où λ: Conductivité thermique des matériaux en $[W/m^2.°K]$

S : Section en $[m^2]$

L : Longueur en $[m]$

Tableau 25: Pertes de charge par conduction

Eléments du moteur	Acier Inox	Fonte GS	Unités
Conductivité thermique	26	53	$[Wm^{-1}.°K^{-1}]$
Section	0,0038		$[m^2]$
Longueur	0,21	0,14	$[m]$
Différence de température	933		$[°K]$
Perte de charge	0.44	1,40	$[KW]$

III.4.3 Au niveau de la matrice du régénérateur :

La perte par conduction dans la matrice du régénérateur a pour expression :

$$Q_m = \lambda_e \frac{\Sigma_{reg}}{L_{reg}} \Delta T \qquad (3.101)$$

La conductivité équivalente étant égale à :

$$\lambda_e = \lambda_a \frac{\lambda_a \bar{\omega} + \lambda_{fi}(2-\bar{\omega})}{\lambda_{fi}\bar{\omega} + \lambda_a(2-\bar{\omega})} \qquad (3.102)$$

Avec λ_a : Conductivité thermique de l'air en $W/m.°K$

λ_{fi} : Conductivité thermique des fils des matrices en $W/m.°K$

$\bar{\omega}$: Porosité de la matrice

Σ_{reg} : Section frontal en m^2

L_{reg} : Longueur du régénérateur en m

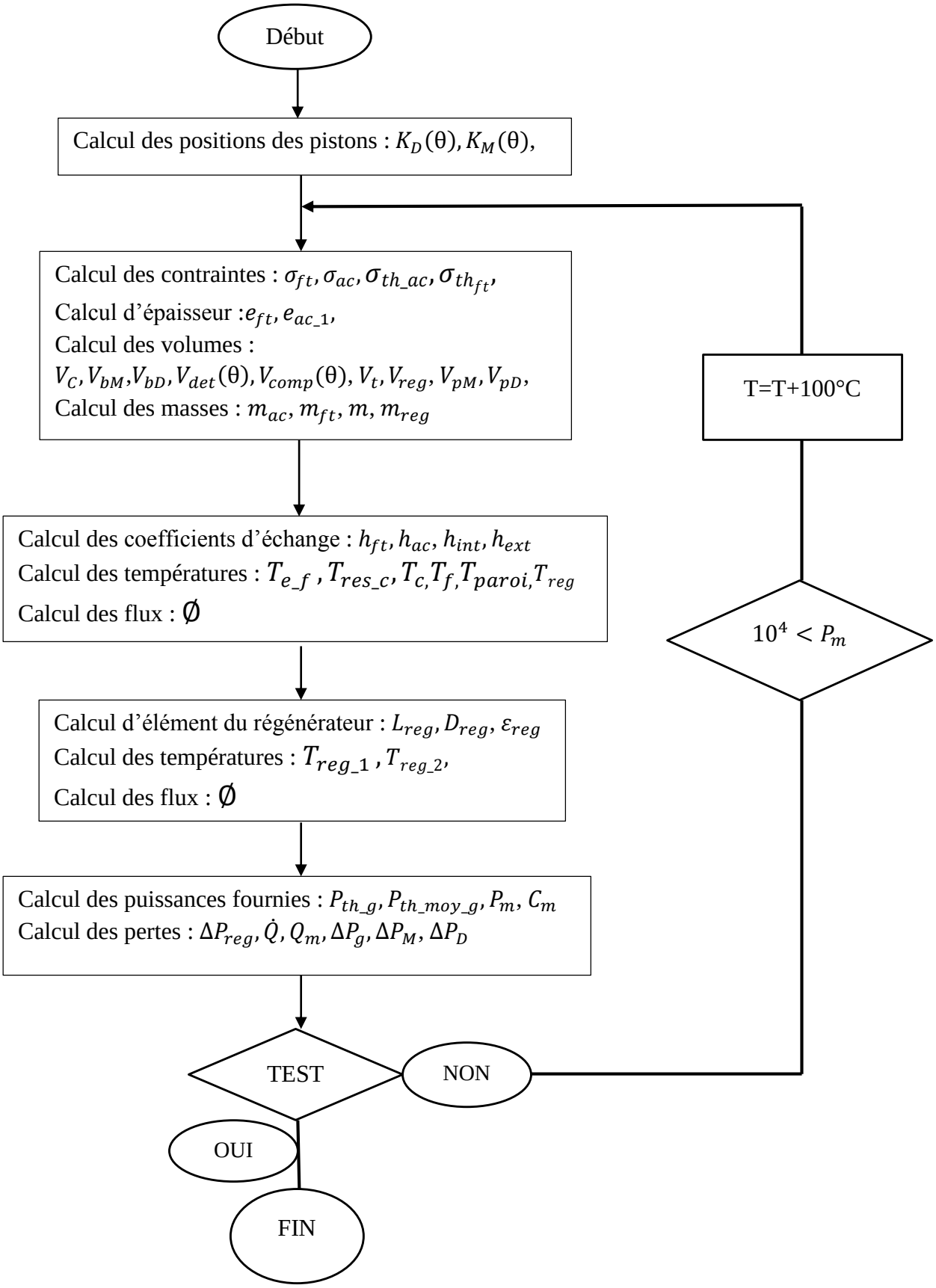
$$Q_m = 122[W]$$

III.4.4 Au niveau mécanique dans le moteur modèle :

L'étude de la perte mécanique dans les échangeurs est basée sur une mesure instantanée de pression, a fourni une évaluation précise des pertes de charge. Les résultats montrent que notre modèle quasi-stationnaire a tendance à sous-estimer les pertes de charge, des effets dynamiques devant être à l'origine de la différence constatée.

- Perte mécanique par transvasement du gaz : $\Delta P_g = 230[W]$;
- Perte mécanique par frottement du piston déplaceur : $\Delta P_D = 92[W]$;
- Perte mécanique par frottement du piston moteur : $\Delta P_M = 113[W]$

III.5 Organigramme de calcul :



CHAPITRE IV : RESULTAS ET INTERPRETATIONS

IV.1 Résultats :

Un modèle développé sous MATLAB et outils EXCEL permettent ensuite d'estimer les différents résultats de la modélisation dans le moteur modèle. Les résultats de ces simulations sont des mesures statiques dans le but de connaitre la performance de ce modèle. Enfin, le modèle est exploité pour réaliser une étude paramétrique afin d'étudier l'influence de différents paramètres sur les performances du système.

D'après notre recherche, nous avons trouvé les résultats de la modélisation statique du moteur modèle suivant :

IV.2 Variations des positions des pistons :

Nous examinons le fonctionnement du moteur modèle pour une puissance de freinage appliquée sur le piston de 3 KW.
Les positions des pistons d'écrient les volumes du gaz dans chaque phase de cycle transformation du moteur modèle idéal.

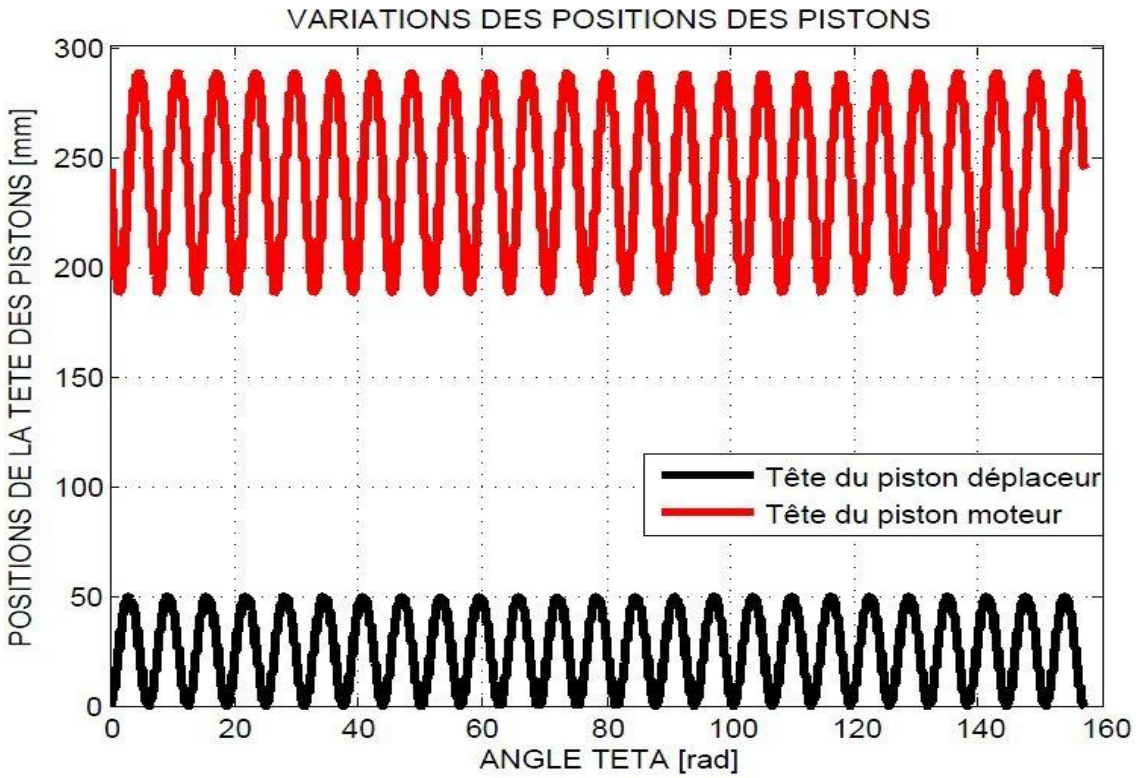


Figure 49:Variations des positions des pistons par l'angle donné

IV.3 Diagramme de pression et volume du cycle idéal du moteur modèle :

D'après l'analyse cinématique dans le paragraphe (III.1.1), voici donc le résultat de la variation de la pression en fonction de volume du cycle idéal de notre moteur modèle.

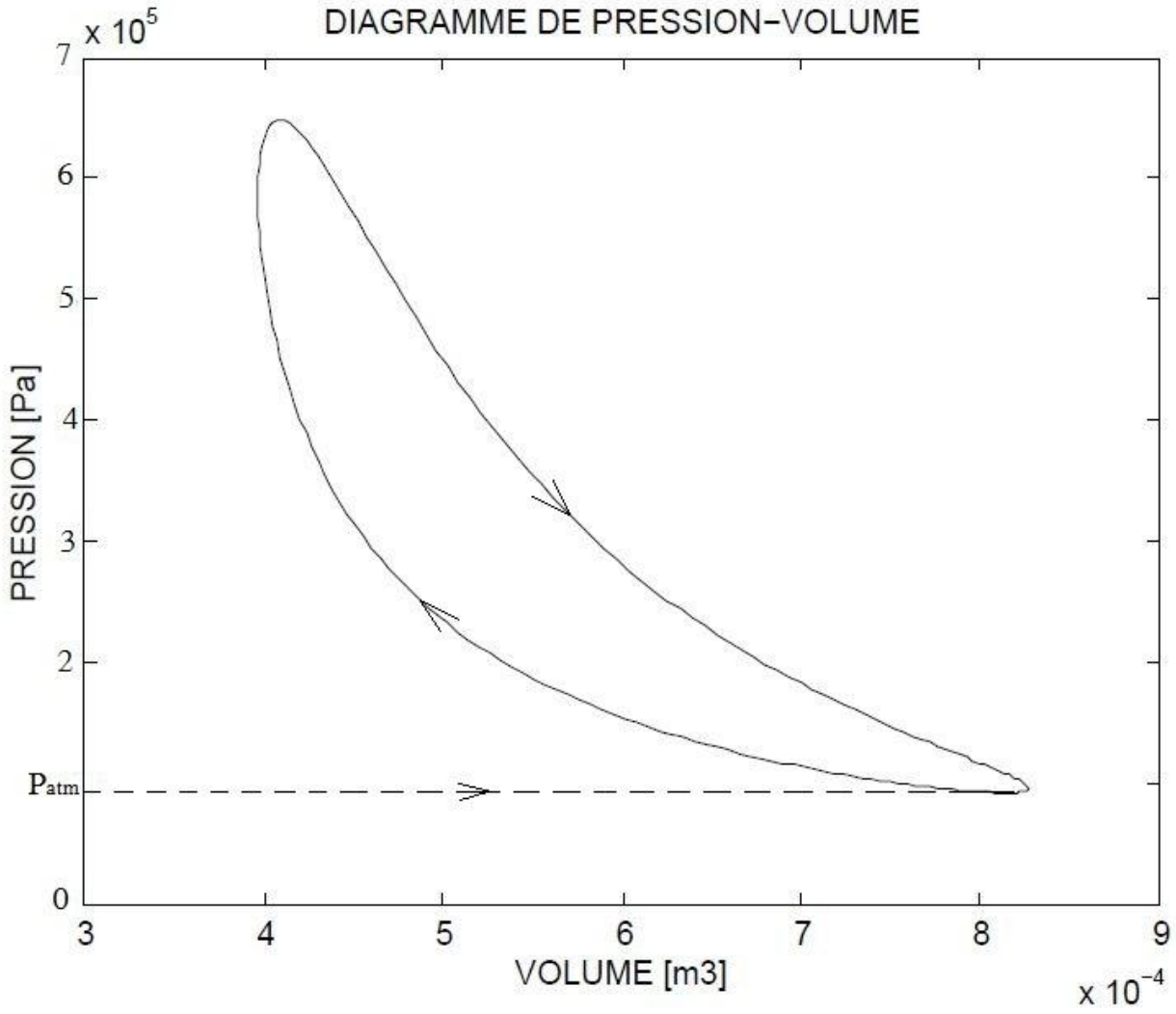


Figure 50:Diagramme de la pression-volume du cycle idéal

IV.4 Influence de température de la source chaude :

D'après notre choix technologique des matériaux, la température de la source chaude maximale est estimée de 1273°K. La figure ci-contre montre la variation de la puissance motrice et le rendement du moteur en fonction de température de la source chaude donnée, alors que la température de la source froide reste constante 300°K.

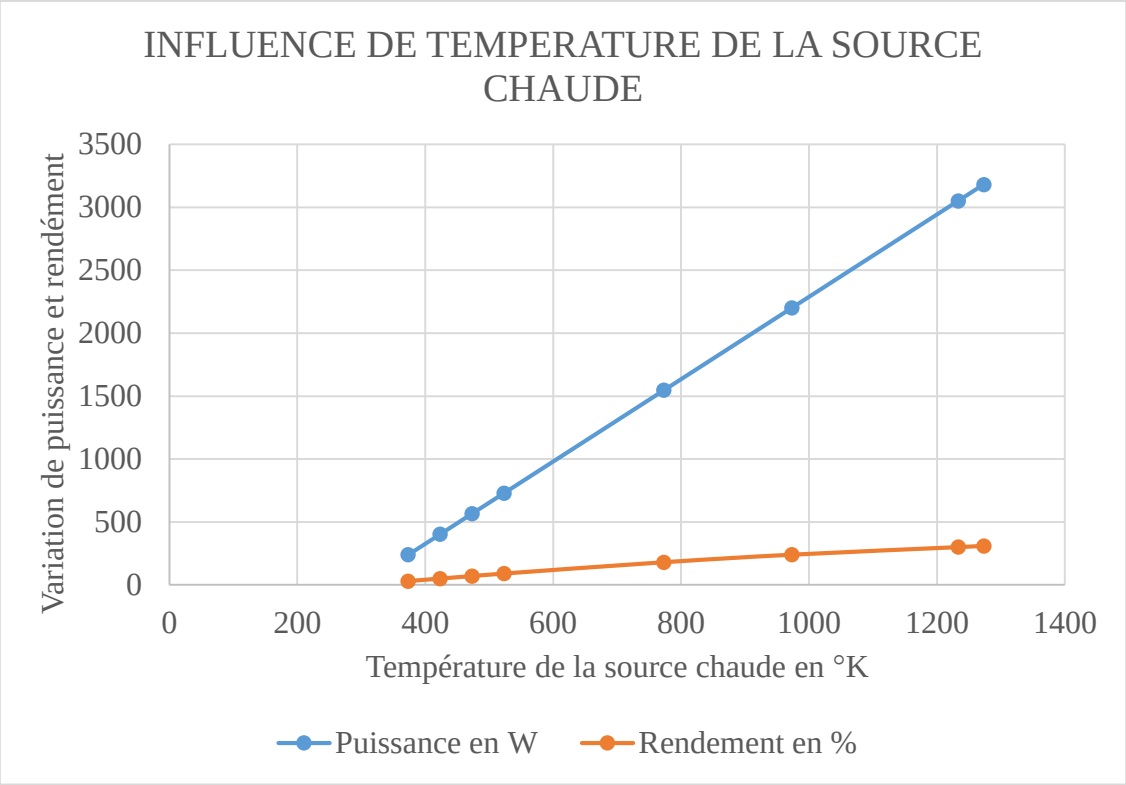


Figure 51: Influence de la puissance et du rendement par la température chaude

Interprétation :

La température de la source chaude est un paramètre très important puisqu'il détermine la gamme de fonctionnement du moteur Stirling. Cette figure montre son influence sur la puissance et le rendement du moteur, respectivement. Il est très clair que la puissance et le rendement du moteur Stirling s'accroît en fonction de la température de la source chaude.

IV.5 Influence de température de la source froide :

Cette fois ci donc, la température de source chaude reste constante 1233°K et la température minimale de la source froide est estimée à 276°K. Alors la figure ci-contre montre la variation de la puissance motrice et le rendement moteur en fonction de température de la source froide donnée :

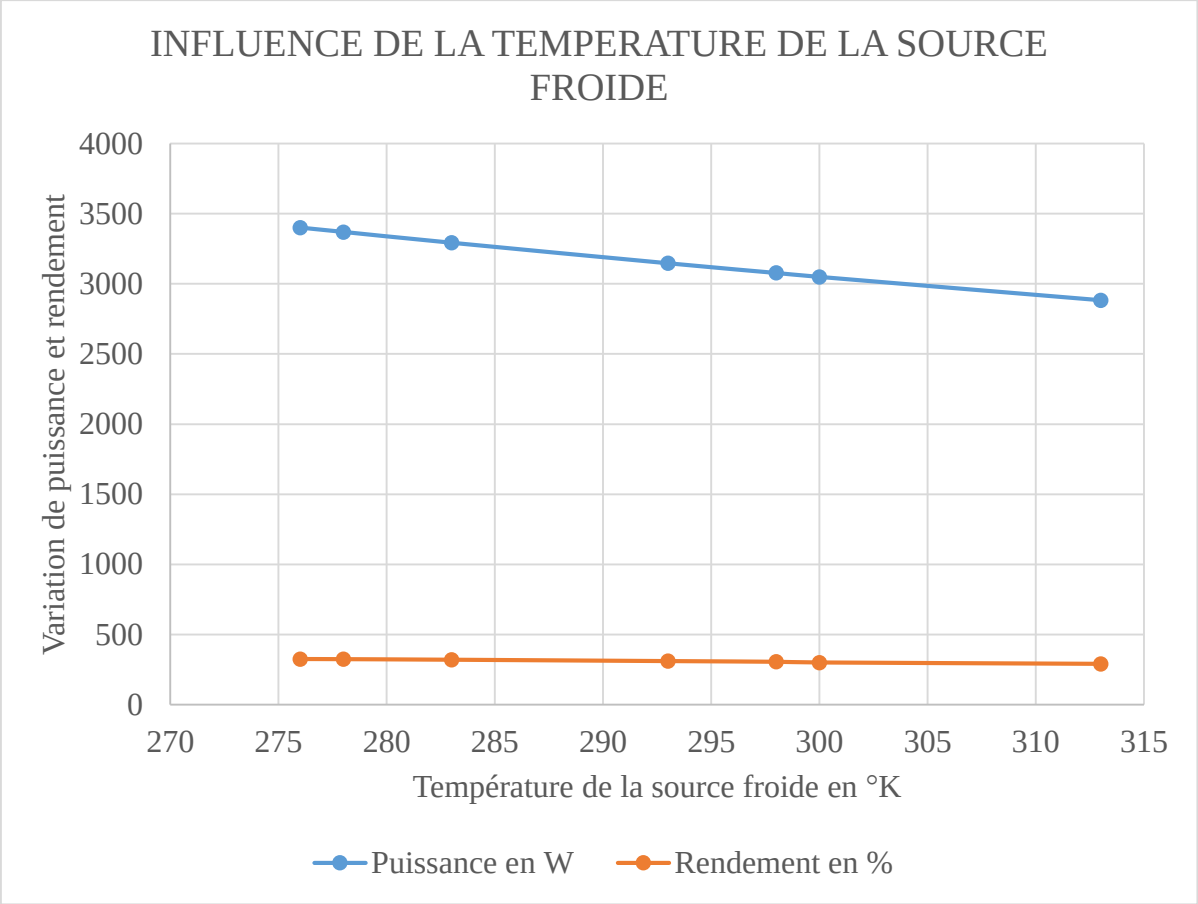


Figure 52: Influence de la puissance et du rendement par la température froide

Interprétation :

Les performances du moteur diminuent avec l'augmentation de la température de la source froide contrairement à celle de la source chaude.

IV.6 Influence de température de la source chaude par la vitesse de rotation :

Voyant dans cette figure, l'influence de la température de la source chaude sur la vitesse de rotation du moteur modèle :

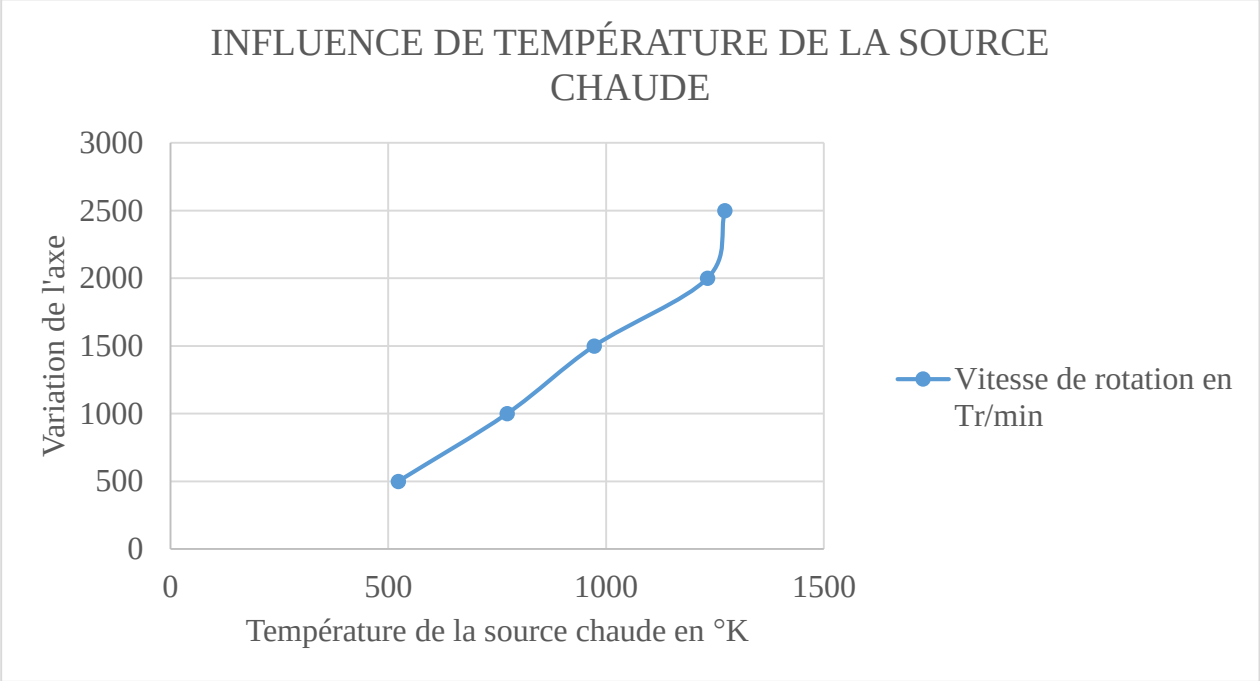


Figure 53: Influence de température de la source chaude par la vitesse de rotation

Interprétation :

Quand la température augmente, la vitesse de rotation de la manivelle du moteur accélère progressivement.

IV.7 Influence de la vitesse de rotation du moteur :

Notre moteur modèle Stirling atteint une vitesse progressive, la puissance et le rendement en fonction de la vitesse de rotation sont bien illustrés par la figure suivante :

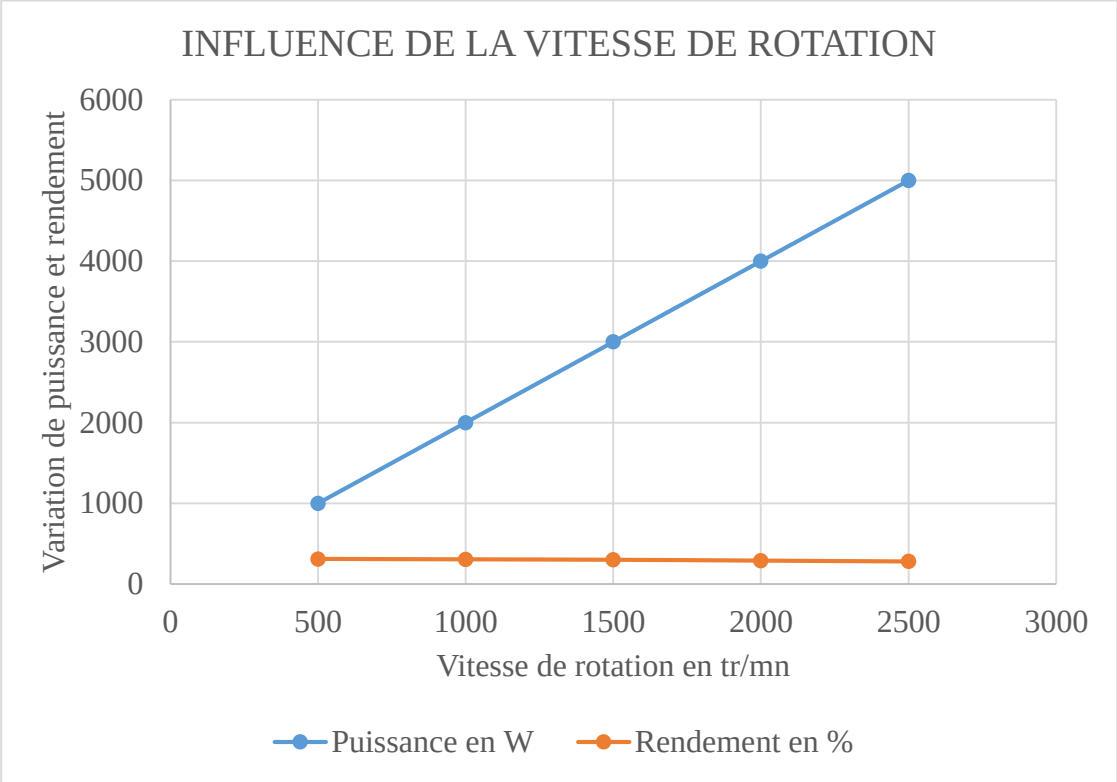


Figure 54: Influence la vitesse de rotation par la puissance et le rendement

Interprétation :

Une faible vitesse de rotation conduit à un rendement plus élevé et une puissance légèrement faible. Par contre une grande vitesse de rotation conduit à un rendement faible et une puissance mécanique plus élevée.

PARTIE III : APPLICATION DU MOTEUR MODELE ET IMPACTS ENVIRONNEMENTAUX

CHAPITRE V : APPLICATION DU MOTEUR MODELE

V.1 Moteur modèle Stirling de type béta :

Nous avons vu dans la paragraphe (I.2.2.3) que dans un moteur de type beta, il y a nécessairement deux pistons :

- Le piston déplaceur qui transvase le gaz à travers les échangeurs de chaleur, afin de le chauffer et de le refroidir alternativement,
- Le piston moteur qui comprime le gaz lorsqu'il est froid et la détente lorsqu'il est chaud.

Ce moteur modèle atteint une puissance mécanique de 3[KW], donc on peut utiliser comme :

- UNE INSTALLATION INDIVIDUELLE DE COGENERATION.

Le moteur est placé au foyer d'une parabole : la source chaude est ainsi maintenue à 1273 °K par concentration du rayonnement solaire. Le travail obtenu est transformé en électricité à l'aide d'un alternateur, et la chaleur restante sert au chauffage de la maison. En principe, la cogénération (Co = ensemble, génération = production) consiste à produire en même temps de l'énergie mécanique (convertie en électricité) et de la chaleur, dans une même installation à partir d'une même source d'énergie.

Photo 13: Béta Stirling cogénération *[17]*

- INSTALLATION THERMIQUE INDUSTRIELLE : Générateur d'un réfrigérateur à domicile ou production du froid :

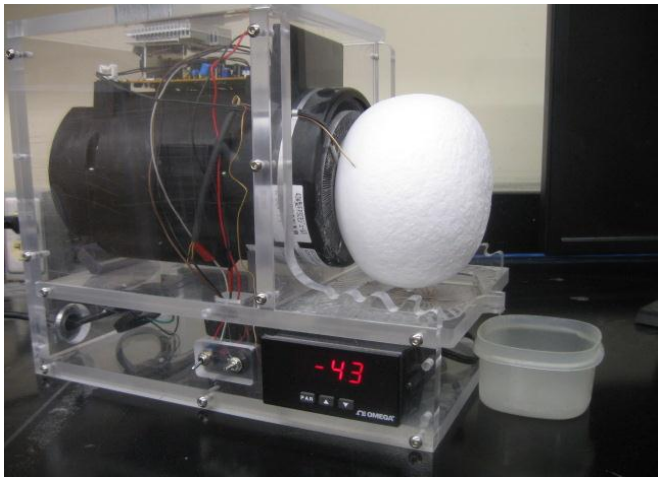


Photo 14:Moteur Béta Stirling de Ultracold [20]

Utilisée comme : groupe d'un climatiseur, générateur d'une chambre froide.

- GROUPE ELECTROGENE :

Photo 15:SV-2-MK-II-Stirling-moteur-groupe-assembled [18]

Utilisée comme : groupe portatif pour les appartements isolés,

- MOTEUR :

Photo 16: Water-Cooled-Deutz-Stirling-Engine *[18]*

Utilisée comme : moteur d'une véhicule, moteur propulseur d'un navire.

V.2 Futur projet à réaliser :

Les problèmes sont liés à la destruction de la couche d'ozone, posés par l'utilisation de composés organochlorés décrivant un cycle inverse, nous amènent à prendre en considération le développement d'autres alternatives. L'utilisation des cycles frigorifiques simples inverses de type Stirling, utilisant de l'air ou un autre gaz inerte, devient ainsi intéressante. Cette étude concerne une machine frigorifique Stirling de type Beta.

Habituellement, le moteur Stirling joue comme un moteur. Ainsi, pour notre futur projet, on va développer un refroidisseur à cycle inverse de Stirling à piston libre pour les applications de réfrigérateurs à domicile. Ces systèmes, en plus d'être significativement plus efficaces que le réfrigérateur à compression de vapeur, a l'avantage d'être des unités compactes portables utilisant de gaz hélium comme fluide de travail.

On pourra changer les caractéristiques du régénérateur (porosité, perméabilité, etc.) et faire plusieurs essais expérimentaux afin de trouver des lois de variation des coefficients d'échange imposés constants dans nos modèles.

CHAPITRE VI : IMPACTS ENVIRONNEMENTAUX

VI.1 Description :

L'exploitation de dispositif pour réduire la consommation de carburant et la pollution comme le moteur Stirling nécessite une étude complète et approfondie sur le plan économique, social et surtout dans le domaine environnemental dont la protection de l'environnement et le développement de notre pays sont les buts de cette étude.

L'orientation des recherches sur l'impact de l'utilisation d'un moteur Stirling dont la mémoire fait l'objet d'une « Etude Statique d'un Moteur modèle Stirling » en tenant compte de la réduction de la pollution de gaz.

Pour mener à bien, l'étude de ces impacts environnementaux a été traitée par le plan suivant :

- Importance du sujet ;
- Evaluation des impacts environnementaux ;

Importance du sujet :

Le réchauffement climatique dans le globe terrestre est causé par l'émission massive des gaz à effet de serre comme CO_2, NO_2, CH_4. Chaque année, l'homme émet quelques vingtaines de milliards de tonnes de ces gaz à effet de serre surtout le CO_2. L'utilisation de l'énergie fossile produit beaucoup de gaz polluant du fait que la combustion de carburant libère de CO_2 dans l'atmosphère.

VI.2 Mise en contexte :

- *Charte de l'environnement :*

Dans l'article 3 du DECRET N°99-954 DU 15 DECEMBRE 1999 modifié par le décret 2004-167 du 03 février 2004 : conformément aux principes énoncés dans la loi n° 90.033 du 21 décembre 1990 portant Charte de l'Environnement, notamment dans ses dispositions concernant les objectifs du Programme d'Action Environnemental ainsi que l'impact des projets d'investissement et des actions de développement, la présente Loi définit le cadre général d'une politique de gestion rationnelle et de contrôle des pollutions industrielles. Toute activité de fabrication ou de production à l'échelle industrielle, toute création ou travaux de transformation, d'aménagement ou d'extension de ces activités portent atteinte à l'environnement soit par le seul fait de l'occupation du sol, soit par l'utilisation de ressources naturelles, soit par l'usage d'intrants ou de produits susceptibles de générer des effets polluants, soit encore par la production dans l'atmosphère ou dans les eaux de rejets ou de nuisances.

- *Décret MECIE :*

Loi N° 99- 021 sur la politique de gestion et de contrôle des pollutions industrielles

Art.34 : Il y a pollution atmosphérique quand il y a émission dans l'air de substances polluantes, fumées, poussières, gaz toxiques ou corrosifs, odeurs pouvant porter atteinte à la santé de l'homme et à la qualité de l'environnement. Relatif au trouble de voisinage et nuisance, dans l'article n°37 précise que : conformément à l'article 218 de la Loi sur la Théorie Générale des Obligations, les troubles de voisinage tels que bruits, odeurs, nuisances de toutes sortes ayant pour origine une activité industrielle engagent la responsabilité de celui qui les a provoqués ou aggravés par sa faute.

Art.38 : Cependant, en cas de troubles ou nuisances anormales et excédant les inconvénients ordinaires du voisinage, celui qui les a causés en est responsable même en l'absence de faute. L'appréciation du caractère normal ou anormal de trouble ou de la nuisance prend notamment en compte la localisation de l'activité industrielle, la densité et la nature des milieux humains avoisinants, la réalité et l'intensité des atteintes subies ainsi que leur perpétuation.

Art.39 : Une réglementation particulière sera établie sur les dispositions à prendre en vue de limiter les troubles ou nuisances occasionnés par des activités industrielles et pouvant causer une gêne excessive au voisinage.

- *Protocole de Kyoto :*

Le protocole de Kyoto est issu de la convention cadre des Nations unies sur le changement climatique adoptée à l'issue du Sommet de la Terre, qui s'est tenu en juin 1992 à Rio de Janeiro, au Brésil. L'article 2 de la Déclaration de Rio affirme que « L'objectif ultime de la présente Convention [...] est de stabiliser, conformément aux dispositions pertinentes de la Convention, les concentrations de gaz à effet de serre dans l'atmosphère à un niveau qui empêche toute perturbation anthropique dangereuse du système climatique ». En Décembre 1997,160 pays se réunissent à Kyoto(Japon) pour discuter des mesures à prendre contre le réchauffement de la planète. Le but de cette discussion est de réduire les émissions de gaz à effet de serre, dont le dioxyde de carbone CO_2, le butane CH_4, et l'oxyde d'azote NO_2 sont les plus importants, de 5,2% entre 2008 et 2012, par rapport aux niveaux de 1990. Beaucoup des pays industrialisés doivent réduire leurs émissions : les États-Unis doivent réduire leurs émissions de 7 %, le Canada de 6 %, et l'Union européenne de 8 %. La Chine, deuxième pollueur du monde, obtient une exemption.

VI.3 Aspect positifs

- ✓ Il produit peu de vibrations : cela le rend silencieux par rapport aux autres moteurs (moteur à combustion, moteur à 4 temps, ...).
- ✓ Son entretien est facile et il se détériore moins qu'un moteur à combustion interne.
- ✓ Il peut fonctionner à partir de n'importe quelle source de chaleur.
- ✓ Il pollue peu. (Émissions de CO_2 très réduites par rapport aux autres moteurs).
- ✓ Le fluide de travail utilisé est facile à contrôler.

VI.4 Aspect négatifs

- ✓ Le moteur Stirling a un coût à l'achat élevé.
- ✓ Quelques problèmes d'étanchéité sur certains appareils.
- ✓ Enfin, ce moteur est encore méconnu du grand public [5].

CONCLUSION GENERALE

Le moteur Stirling possède un potentiel remarquable vis-à-vis des moteurs thermiques conventionnels, à cause du rendement de son cycle thermodynamique théorique. Toutefois, les réalisations existantes de ce moteur sont bien loin d'atteindre le rendement idéal. Celui-ci est dégradé par les volumes morts, par l'inertie thermique, par les couplages thermomécaniques, ou encore par les nombreuses pertes.

Ensuite, l'étude de stabilité sur un modèle de moteur type béta a été menée. Une modélisation thermomécanique de second ordre a été réalisée pour analyser son fonctionnement et identifier les paramètres les plus importants, la température, la pression et le volume ainsi que le débit. Le modèle a été testé sous forme de sous-systèmes élémentaires pour en valider la faisabilité et le dimensionnement. Il permet de produire une puissance environ 3 KW, pour une fréquence mécanique de 50 Hz.

Ainsi, dans le contexte actuel de dégradation de l'environnement, de création de taxes sur les émissions et de diversification nécessaire des sources d'énergie, le potentiel du moteur Stirling n'est cependant pas à négliger. Ce moteur doit donc être amélioré, et les récents progrès en matière de simulation numérique peuvent nous y aider.

Enfin, tous ces résultats ont été obtenus en ne faisant varier qu'une seule efficacité à la fois et en maintenant les deux autres constantes. Nous avons pu remarquer que l'on peut dissocier l'influence de l'efficacité du préchauffeur sur les performances du système. En revanche, les efficacités du réchauffeur et du récupérateur sont liées et ont une grande influence sur les différents paramètres.

BIBLIOGRAPHIE ET WEBOGRAPHIE

[1] J.-P. T. Eric Goncalvès Da Silva, «Cycles thermodynamiques des machines thermiques,» 18 Jan 2011. [En ligne]. Available: https://cel.archives-ouvertes.fr/cel-00556977. [Accès le 2017].

[2] Z. I. ANDRIANJAFIMANANA, ETUDE COMPARATIVE ENTRE MOTEURS DIESEL ET MOTEURS A EXPLOSION DANS L'AMELIORATION DES TRAVAUX MECANIQUES, Génie Industriel, 2008.

[3] G. BASSET, «Etude et conception d'un moteur Stirling,» 2010.

[4] T. Schmidt, Analysis, 2002.

[5] F. M. White, «Fluid Mechanics,» McGraw-Hill Higher Education, 2008.

[6] A. KADDOUR, «Modélisation et simulation d'un concentrateur parabolique solaire à moteur Stirling en vue d'un rendement optimal,» Algérie, 2013.

[7] SteveNgoufack, «dimensionnement-moteur-stirling-ngoufack,» 2006. [En ligne]. Available: https://fr.slideshare.net. [Accès le 2017].

[8] B. CHAKROUN, «Conception et fabrication d'un moteur Stirling type alfa en aluminium,» 2010.

[9] J.-P. V. Dormael, «Tableur de calcul.xls,» 2002. [En ligne]. Available: www.moteurstirling.com.pdf.

[10] P.-M. P. Dimitri Molle, «Réglementation thermique et efficacité énergétique,» Eyrolles, 15 sept. 2011.

[11] A. K. P. F. J.P. Mathieu, Dictionnaire de Physique, 2ème éd., Paris: Masson Eyrolles, 1985.

[12] M. Dupeux, AIDE-MÉMOIRE SCIENCE DES MATÉRIAUX, université Joseph Fourier de Grenoble.

[13] G. W. M. DANCETTE, «ETUDE ET REALISATION D'UN MODELE SUR TABLE,» Allée Gabriel Voisin, Commission des Communautés européennes.

[14] O. PERROT, COURS DE THERMODYNAMIQUE, 2ème Semestre éd., 2010-2011.

[15] «Design, Manufacture and Measurements of Beta-Type Stirling Engine with Rhombic Drive Mechanism,» 2016. [En ligne]. Available: http://www.scirp.org/journal/mme.

[16] E. Péclet, «Traité de la chaleur,» 1844.

[17] Revue La Maison écologique, 2009.

[18] «cours_general_le_froid,» [En ligne]. Available: http//:www.coursindustriels.com.

[19] V. N. BOULANT Anthony, «Le moteur de Stirling : Conception et Performances,» 2009.

[20] K. G. e. P. K. Tullia Ritti, « A Relief of a Water-powered Stone Saw Mill on a Sarcophagus at Hierapolis and its Implications,» *Roman Archaeology*, vol. 20, n° %1161, p. 138–163, 2007.

[21] S. Klutchenko, «Analyse du cycle de Stirling convenant aux vrais moteurs,» chez *Cours de l'ENSTA*, 2008.

[22] P. N. e. F. LANZETTA, Machines « exotiques » à source de chaleur externe, Congrès du centenaire de l'UdPPC, 2006.

[23] C.DAUGAS, Avenir du moteur alternatif, 1968 éd., p. 455.

[24] A. Chevalier, guide du dessinateur industriel, edition 2004.

ANNEXES

Annexe 1 :

Processus 1-2 : Compression isotherme

La majeure partie du gaz expansé est dans le cylindre de compression (C.C) et le gaz se refroidit en transfert la chaleur au dissipateur externe.

Le fluide de travail se contracte pendant qu'il refroidit et écarte les deux pistons du vilebrequin (V.B) comme indiqué dans la figure à droite [6].

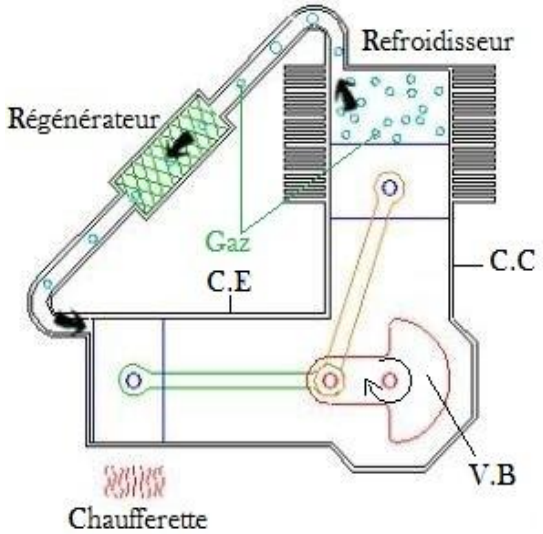


Figure 55: Phase de compression du moteur Alpha [5]

Processus 2-3 : Chauffage isochore

La majeure partie du gaz contracté est toujours dans le cylindre de compression suivant les indications de la figure à droite. L'élan du volant continue à faire tourner le vilebrequin par 90 degrés supplémentaires pendant que le fluide de travail est transféré de nouveau dans le cylindre d'expansion (C.E). Tandis que le gaz se déplace par le régénérateur, il absorbe l'énergie thermique [6].

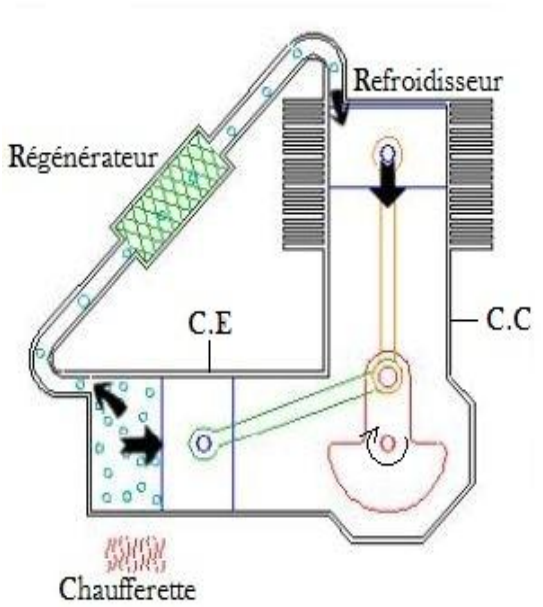


Figure 56: Phase de chauffage du moteur Alpha [6]

Processus 3-4 : Détente isotherme

La majeure partie du liquide de fonctionnement est dans l'espace d'expansion où elle est chauffée d'une source externe telle que l'énergie solaire ou la biomasse.

Le gaz se dilate dans l'espace de détente et par le régénérateur tout en conduisant les deux pistons vers l'intérieur comme indiqué sur la figure 11 [6].

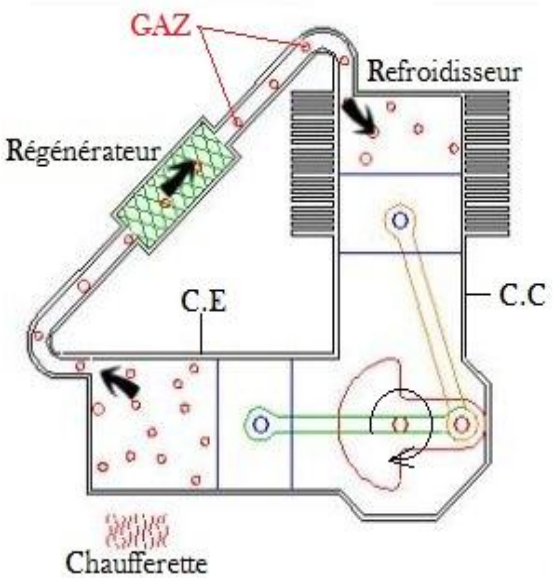


Figure 57: Phase de détente du moteur Alpha *[6]*

Processus 4-1 : Refroidissement isochore

La plupart du gaz est toujours dans l'espace d'expansion que l'élan volant tourne le vilebrequin d'un angle 90 degrés supplémentaires. Cela provoquant le gaz resté poussé à travers le régénérateur dans l'espace de compression comme présenté sur la figure. La chaleur est transférée à partir du fluide de travail vers le régénérateur dans cette étape. Enfin, le cycle recommence [6].

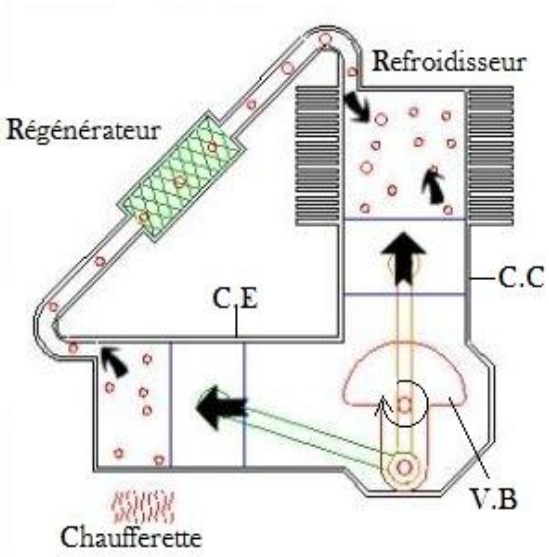


Figure 58: Phase de refroidissement du moteur Alpha *[6]*

Annexe 2 :

Tableau 26:Propriété mécanique et désignation des Fontes [22]

Propriétés mécaniques et structures des fontes GS normalisées Norme européenne EN 1563

Désignation	R_m (MPa)	$R_{p0,2}$ (MPa)	A%	Structure de la matrice	Dureté (HB)
EN-GJS-700-2 (FGS 700-2)	700	470	2	Perlite	240-300
EN-GJS-600-2 (FGS 600-2)	600	400	2	Perlite	230-280
EN-GJS-500-7 (FGS 500-7)	500	350	7	Perlite-ferritique	210-260
EN-GJS-400-15 (FGS 400-15)	400	250	15	Ferrite	< 220
EN-GJS-350-22 (FGS 350-22)	350	220	22	Ferrite	< 200

FONTES

Définition : Produits ferreux + (2.5 à 5% d carbone)

Désignation : **Ft 25** (Ft : fonte grise non alliée / 25 : résistance minimale à la traction)

Exemple : FGS 400 12 FGS : fonte à graphite sphéroïdale
400 : Rm traction 400 N/mm²
12 : allongement A en % (12%)

Fontes grises non alliées	**Nuances**	**Ft 10**	**Ft 15**	**Ft 20**	**Ft 25**	**Ft 30**	**Ft 35**	**Ft 40**
	Rm daN/mm²	10	15	20	25	30	35	40
Fontes malléables	**Nuances**	MB35-7	MB40-10	MN35-10	MN38-18	MP50-5	MP60-3	MP70-2
	Rm daN/mm²	34	39	34	37	49	59	69
	A%	7	10	10	18	5	3	2
Fontes à graphite sphéroïdal	**Nuances FGS**	370-17	400-12	500-7	600-3	700-2	800-2	
	Rm daN/mm²	370	400	500	600	700	800	
	A%	17	12	7	3	2	2	

Annexe 3 :

Tableau 27: Propriétés thermodynamique de l'air à pression atmosphérique

Air à pression atmosphérique							
T	ρ	μ	ν	C_p	λ	a	Pr
K	$kg.m^{-3}$	$kg.m^{-1}.s^{-1}$	m^2s^{-1}	$J.kg^{-1}.K^{-1}$	$W.m^{-1}.K^{-1}$	m^2s^{-1}	-
250	1,413	$1,60\times10^{-5}$	$0,949\times10^{-5}$	1005	0,0223	1.32×10^{-5}	0,722
300	1,177	$1,85\times10^{-5}$	$1,57\times10^{-5}$	1006	0,0262	$2,22\times10^{-5}$	0,708
350	0,998	$2,08\times10^{-5}$	$2,08\times10^{-5}$	1009	0,0300	$2,98\times10^{-5}$	0,697
400	0,883	$2,29\times10^{-5}$	$2,59\times10^{-5}$	1014	0,0337	$3,76\times10^{-5}$	0,689
450	0,783	$2,48\times10^{-5}$	$2,89\times10^{-5}$	1021	0,0371	$4,22\times10^{-5}$	0,683
500	0,705	$2,67\times10^{-5}$	$3,69\times10^{-5}$	1030	0,0404	$5,57\times10^{-5}$	0,680
550	0,642	$2,85\times10^{-5}$	$4,43\times10^{-5}$	1039	0,0436	$6,53\times10^{-5}$	0,680
600	0,588	$3,02\times10^{-5}$	$5,13\times10^{-5}$	1055	0,0466	$7,51\times10^{-5}$	0,680
650	0,543	$3,18\times10^{-5}$	$5,85\times10^{-5}$	1063	0,0495	$8,58\times10^{-5}$	0,682
700	0,503	$3,33\times10^{-5}$	$6,63\times10^{-5}$	1075	0,0523	$9,67\times10^{-5}$	0,684
750	0,471	$3,48\times10^{-5}$	$7,39\times10^{-5}$	1086	0,0551	$10,8\times10^{-5}$	0,686
800	0,441	$3,63\times10^{-5}$	$8,23\times10^{-5}$	1098	0,0578	$12,0\times10^{-5}$	0,689
850	0,415	$3,77\times10^{-5}$	$9,07\times10^{-5}$	1110	0,0603	$13,1\times10^{-5}$	0,692
900	0,392	$3,90\times10^{-5}$	$9,93\times10^{-5}$	1121	0,0628	$14,3\times10^{-5}$	0,696
950	0,372	$4,02\times10^{-5}$	$10,8\times10^{-5}$	1132	0,0653	$15,5\times10^{-5}$	0,699
1000	0,352	$4,15\times10^{-5}$	$11,8\times10^{-5}$	1142	0,0675	$16,8\times10^{-5}$	0,702
1100	0,320	$4,40\times10^{-5}$	$13,7\times10^{-5}$	1161	0,0723	$19,5\times10^{-5}$	0,706
1200	0,295	$4,63\times10^{-5}$	$15,7\times10^{-5}$	1179	0,0763	$22,0\times10^{-5}$	0,714
1300	0,271	$4,85\times10^{-5}$	$17,9\times10^{-5}$	1197	0,0803	$24,8\times10^{-5}$	0,722

Tableau 28: Propriétés de l'eau (liquide saturé)

T (en °C)	ρ (kg/m3)	λ (W/m.K)	μ (kg/m.s) x 10^3	C_P (kJ/kg.K)	Pr
0	999,8	0,566	1,79	4,225	13,25
4,44	999,8	0,575	1,55	4,208	11,35
10	999,2	0,585	1,31	4,195	9,40
15,56	998,6	0,595	1,12	4,186	7,88
21,11	997,4	0,604	0,98	4,179	6,78
32,22	994 ,9	0,623	0,765	4,174	5,12
43,33	990,6	0,637	0,616	4,174	4,04
54,44	985,7	0,649	0,513	4,179	3,30
65,55	980,3	0,659	0,43	4,183	2,73
76,67	973,7	0,668	0,372	4,191	2,33
87,78	966,7	0,675	0,327	4,199	2,03
104,4	955,1	0,684	0,267	4,216	1,66
126,7	937,2	0,685	0,219	4,250	1,36
148,9	918,0	0,684	0,186	4,296	1,17
204,4	859,4	0,665	0,136	4,467	1,00
232,2	825,7	0,646	0,120	4,585	0,85
260	785,2	0,616	0,107	4,731	0,718

- T, température en kelvins;
- ρ, masse volumique;
- μ, viscosité dynamique;
- ν, viscosité cinématique;
- C_p, chaleur massique à pression constante;
- λ, conductivité thermique;
- a, diffusivité thermique;
- Pr, nombre de Prandtl.

Annexe 4 :

Outils MATLAB

Programmation 1 : % Position des pistons

```
clear all
clc
close all
RM=50;                                  %rayon de la manivelle moteur
RD=25;                                  %rayon de la manivelle déplaceur
BD=100;                                 %longueur de la bielle du piston dé-
placeur
BM=194.82465;                           %longueur de la bielle du piston mo-
teur
ld=160;                                 %longueur du piston déplaceur
lm=40;                                  %longueur du piston moteur
ltd=195;                                %longueur de la tige du piston dépla-
ceur
ltm=7;                                  %longueur de la tige du piston moteur
a =0:pi/2:2*pi;                         %angle téta d'écrit
B =(RD*(1-cos(a)));
C = sqrt((BD.^2)-((RD.^2)*(sin(a)).^2));
KD =B+BD-C                              %position du piston moteur
D =(RM.*cos (a-(pi/2)));
E=sqrt((BM.^2)-((RM*(sin(a-(pi/2)))).^2));
KM =(RD+BD+ltd+ld)-lm-ltm-(D+E)         %position du piston déplaceur
plot(a,KD,'k');                         %tracage du piston déplaceur
grid on;
hold on;
p=plot(a,KM,'r');                       %tracage du piston moteur
xlabel('ANGLE TETA [rad]')
ylabel('POSITIONS DE LA TETE DES PISTONS [mm]')
title('VARIATIONS DES POSITIONS DES PISTONS')
legend('Tête du piston déplaceur','Tête du piston moteur')
```

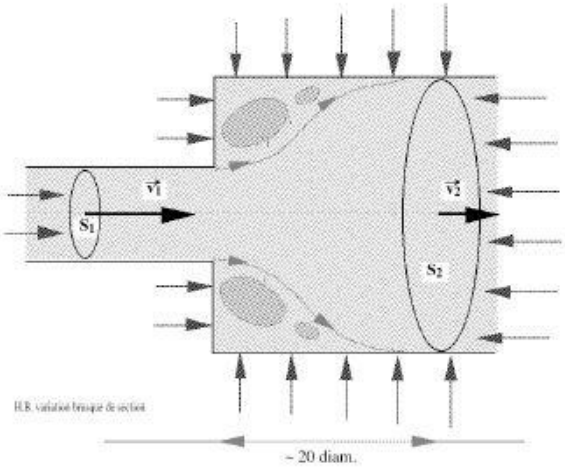
Programmation 2 : % Diagramme de Clapeyron du cycle Idéal iso thermique du modèle

```
clear all
clc
close all
V = [0.56*1.0e-003 0.25*1.0e-003 0.25*1.0e-003 0.56*1.0e-003 0.56*1.0e-
003]' %Volume du gaz
p = [100000 224000 920640 411000 100000]';            %Pression du gaz
plot (V,p,'k');                                       %courbe en noir
grid on;
hold on;
h = plot(V,p,'o');                                    %point de transf°
hold off;
xlabel ('VOLUME [m3]')                                %Axe de l'abscisse
ylabel ('PRESSION [Pa]')                              %Axe de l'ordonnée
title ('DIAGRAMME DE PRESSION-VOLUME')                %Titre
```

Annexe 5 :

Complement d'analyse de circulation du gaz dans la tuyautérie [16]

LIMITES D'APPLICATION (variation brusque de section)



"Théorème" des q^tés de mouvement

"Axe quelconque: projection des forces extérieures s'appliquant à un fluide = différence des quantités de mouvement sortante et entrante par unité de temps suivant même direction"

$$F = m\gamma = \frac{d(mv)}{dt}$$

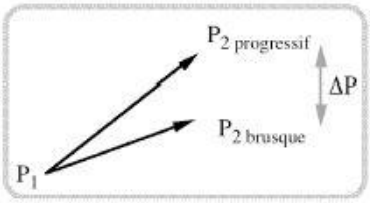
$$p_2 - p_1 = \rho.\frac{S_1}{S_2}v_1(v_1 - v_2) = \rho.v_2(v_1 - v_2)$$

$$= \rho.\frac{S_1}{S_2}v_1(v_1 - \frac{S_1}{S_2}v_1)$$

$$= \rho.v_1^2\frac{S_1}{S_2}(1 - \frac{S_1}{S_2})$$

Si la section changeait *progressivement* (équation de Bernoulli)

$$\frac{1}{2}\rho.v_1^2 + p_1 = \frac{1}{2}\rho.v_2^2 + p_2 \Rightarrow p_2 - p_1 = \frac{1}{2}\rho.(v_1^2 - v_2^2)$$

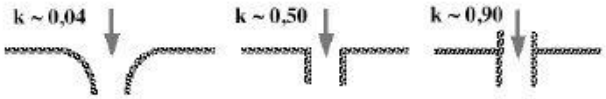


Perte de pression due à la variation brusque

$$(p_2 - p_1)_{progr.} - (p_2 - p_1)_{brusque} = \Delta p = \frac{1}{2}\rho(v_1^2 - v_2^2) - \rho.v_2(v_1 - v_2)$$

$$= ... = \frac{1}{2}\rho(v_1 - v_2)^2 = \frac{1}{2}\rho v_1^2\, k$$

Conclusion : **l'énergie mécanique perdue est égale à l'énergie cinétique correspondant à la perte de vitesse** (appelé quelquefois "théorème de Carnot")



Idem pour rétrécissement

...

Attention à la géométrie de la "jonction"

Annexe 6 :

Caractéristique du réchauffeur extérieur (Résistance chauffante) [13] **:**

Pour le moment du cycle, une source chaude électrique a été retenue pour permettre d'analyser thermique et d'avoir la puissance plus directe. Les caractéristiques requises pour cette source chaude, sont principalement :

- Puissance nominale 10 kW, puissance maximale 12 kW, 1'échangeur chaud étant à environ 1000°C ;
- Grande souplesse d'utilisation ;
- Régulation précise de la température de l'échangeur chaud,
- Bilan précis de la puissance thermique nette transmise au moteur,
- Source chaude indépendante de 1'échangeur chaud, de façon à pouvoir en changer ultérieurement (ceci exclut en particulier les résistances chauffantes solidaires de 1'échangeur, par brasage (soudure) ou "shoopage").

Caractéristique du refroidisseur extérieur (Circulation d'eau) [13] **:**

Pendant une cycle, l'eau de refroidissement circule à contre-courant dans le compartiment froid. Les caractéristiques nominales du refroidisseur sont estimées comme suit :

- La puissance thermique à évacuer 6.5 $[KW]$ (pessimiste) ;
- Débit total d'eau : 0.27 g/s ;
- Température de paroi extérieure (Fonte GS) : 293.12 $[°K]$;
- Température d'entrée d'eau : 293 $[°K]$;
- Echauffement d'eau sortie: 295 $[°K]$;
- Coefficient d'échange paroi extérieur:1600 $[W.m^{-2}.K^{-1}]$