

N° d'ordre : 10/2005 – M/CH

REPUBLIQUE ALGERIENNE DEMOCRATIQUE ET POPULAIRE

MINISTERE DE L'ENSEIGNEMENT SUPERIEUR ET DE LA RECHERCHE
SCIENTIFIQUE

**UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE HOUARI
BOUMEDIENE**



FACULTE DE CHIMIE

MEMOIRE DE MAGISTER
Présenté pour l'obtention du diplôme
En : CHIMIE

Spécialité : Chimie Physique

Par : M^{elle} BOUMAZA Souhila

Thème :

Contribution à l'étude d'un moteur de Stirling à piston liquide
Application au pompage solaire de l'eau

Soutenu publiquement le 26 juin 2005, devant le jury composé de

M ^r A. AÏDER	Professeur USTHB	Président
M ^r A. BOUGUELIA	Maître de Conférences USTHB	Directeur de thèse
M ^r A. DAHMANI	Professeur USTHB	Examineur
M ^r B. BOUCHEKIMA	Maître de Conf. U. OUARGLA	Examineur
M ^{me} G. BELARIBI	Maître de Conférences USTHB	Examinatrice

DEDICACE

A mes parents

A mes soeurs et mes frères

A toute ma famille

A mes amies

Remerciements

Ce travail a été réalisé au laboratoire de Stockage et de Valorisation des énergies renouvelables de la Faculté de Chimie de L'UNIVERSITE DES SCIENCES ET DE LA TECHNOLOGIE HOUARI BOUMEDIENE, dirigé par Monsieur le Professeur A. Aider, que je tiens à le remercier pour l'accueil qu'il m'a réservé dans son laboratoire, et pour l'honneur qu'il me fait en acceptant de présider le jury de ce mémoire, qu'il trouve ici l'expression de ma respectueuse reconnaissance.

Ce travail a été réalisé sous la direction de M^r A. BOUGUELLA, maître de conférences à la faculté de chimie à l'USTHB. Qu'il me soit permis de le remercier très sincèrement et de lui exprimer toute ma gratitude et ma reconnaissance pour la confiance qu'il m'a accordée, pour les conseils et l'encadrement précieux qu'il m'a apportés tout au long de mes travaux de recherche.

J'adresse mes remerciements à M^r A. DAHMANI, Professeur à la faculté de chimie de l'USTHB, et à M^r B. BOUCHEKIMA, maître de conférences à l'université de OUARGLA, pour avoir acceptés d'examiner et de juger ce travail, malgré leurs nombreuses occupations.

Mes remerciements vont également à M^{me} G. BELARIBI, maître de conférences à la faculté de chimie de l'USTHB, pour l'honneur qu'elle me fait de juger ce travail.

Mes vifs remerciements vont également à M^R M. TRARI, maître de conférences à la faculté de chimie à l'USTHB, pour l'encouragement et l'aide qu'il m'a apportés pour la réalisation de ce travail.

Je tiens à exprimer ma sincère amitié à tous mes collègues du laboratoire de Stockage et de Valorisation des énergies renouvelables pour l'ambiance amicale qu'ils ont su créer. Que tous mes collègues de la faculté de chimie trouvent ici l'expression de ma sympathie et ma reconnaissance et particulièrement ceux qui ont contribué de près ou de loin à la réalisation de ce travail.

SOMMAIRE

	<i>Page</i>	
CHAPITRE 1	<i>ETUDE THEORIQUE DU MOTEUR DE STIRLING</i>	
1.1	<i>Introduction</i>	1
1.2	<i>Objectif</i>	1
1.3	<i>Historique</i>	2
1.4	<i>Avantages du moteur de Stirling</i>	3
1.5	<i>Diverses configurations</i>	3
1.6	<i>Moteur à piston libre</i>	5
1.7	<i>Moteur à piston liquide</i>	6
CHAPITRE 2	<i>ETUDE DU CYCLE IDEAL DE STIRLING</i>	
2.1	<i>Cycle théorique</i>	8
2.2	<i>Principe de fonctionnement du moteur de Stirling</i>	9
2.2.1	<i>Caractéristiques de l'air</i>	9
2.2.2	<i>Rôle du piston de déplacement ou « déplaceur »</i>	10
2.2.3	<i>Mécanisme permettant de mouvoir le piston</i>	10
2.2.4	<i>Rôle de la membrane. Piston de puissance</i>	11
2.2.5	<i>Volant</i>	12
2.2.6	<i>Piston de puissance</i>	12
2.4	<i>Travail, Chaleur et Energie interne du cycle théorique</i>	13
2.4	<i>Rendement du cycle idéal</i>	15
CHAPITRE 3	<i>ETUDE DU CYCLE REEL DE STIRLING - MODELE THEORIQUE</i>	
3.1	<i>Cycle réel – Origine des pertes</i>	18
3.2	<i>Modèle théorique de calcul du rendement du cycle réel</i>	19
3.3	<i>Facteurs influençant le rendement du cycle réel</i>	20
3.3.1	<i>Influence du rapport (V_A/V_C) et de l'efficacité du régénérateur</i>	21
3.3.2	<i>Influence du fluide de fonctionnement</i>	23
3.3.3	<i>Influence de la conductivité thermique du gaz</i>	25
CHAPITRE 4	<i>CONSTRUCTION DES PROTOTYPES</i>	
4.1	<i>Description du premier prototype</i>	26

4.2	<i>Fonctionnement du groupe motopompe</i>	28
4.3	<i>Défauts que présente le premier prototype</i>	29
4.4	<i>Description du deuxième prototype</i>	29
4.5	<i>Améliorations apportées au deuxième prototype</i>	30
4.5.1	<i>Puissance de chauffage</i>	31
4.5.2	<i>Pertes de chaleur à travers le liquide</i>	31
4.5.3	<i>Refroidissement du cylindre froid</i>	31
4.5.4	<i>Déformation de la structure</i>	31
4.5.5	<i>Transferts de chaleur</i>	31
4.6	<i>Performances du deuxième prototype</i>	34
4.7	<i>Description du troisième prototype</i>	34
4.8	<i>Mode de chauffage - Choix de la température (T_C)</i>	36
4.9	<i>Mode de refroidissement - Choix de la température T_A</i>	38
4.10	<i>Mesures expérimentales</i>	40
4.10.1	<i>Pression d'aspiration ; problème de cavitation</i>	40
4.10.2	<i>Pression de refoulement</i>	42
4.10.3	<i>Quantité d'air introduite dans le cylindre</i>	43
4.10.4	<i>Mesure des températures chaude (T_C) et froide (T_A)</i>	43
4.10.5	<i>Débit massique de la pompe</i>	43
4.10.6	<i>Puissances absorbée (P_a) et utile (P_u)</i>	44
4.10.7	<i>Rendement du groupe motopompe</i>	44
4.11	<i>Moteur équipé d'un régénérateur</i>	45
CHAPITRE 5	OPTIMISATION DES PARAMETRES	
5.1	<i>Optimisation de la quantité d'air enfermé</i>	45
5.2	<i>Porosité optimale du régénérateur</i>	46
5.3	<i>Rendement en fonction de la température de la source chaude</i>	47
5.4	<i>Détermination de l'efficacité du régénérateur</i>	48
5.5	<i>Nature du gaz utilisé</i>	49
5.6	<i>Nature du liquide utilisé</i>	49
5.7	<i>Résultats de l'optimisation</i>	51
CHAPITRE 6	PERSPECTIVES	
6.1	<i>Conception d'un groupe motopompe basé sur le moteur à piston libre</i>	52
6.1.1	<i>Objectif</i>	52
6.1.2	<i>Description</i>	52
CONCLUSION		54
NOMENCLATURE		56
ANNEXES.		

<i>1. Viscosité des solutions eau glycérine</i>	<i>57</i>
<i>2. Pression de vapeur des solutions eau-glycérine</i>	<i>59</i>
<i>3. Pression de vapeur de l'eau pure</i>	<i>60</i>
<i>4. Pression de vapeur de la glycérine pure</i>	<i>60</i>
<i>5. Calcul de la pression de vapeur des solutions eau-glycérine utilisées à 30°C.</i>	<i>60</i>
<i>6. Densité des solutions eau-glycérine</i>	<i>62</i>

BIBLIOGRAPHIE

CHAPITRE 1

ETUDE THEORIQUE DU MOTEUR DE STIRLING

1.1 Introduction

Dans les régions arides et isolées, l'équipement d'un puits avec un groupe de pompage à essence ou à gas-oil est souvent peu indiqué à cause des difficultés de ravitaillement en combustible, des problèmes d'entretien et du prix de revient excessif [1, 2]. Fournir de l'énergie propre et bon marché, constitue de nos jours un impératif majeur pour le développement des zones rurales isolées. La valorisation de l'énergie solaire en particulier et des énergies renouvelables en général peut contribuer à la réduction de toute dépendance vis-à-vis de l'extérieur pour l'approvisionnement en énergie, et à l'amélioration de la propreté de l'atmosphère [3].

Dans ce travail, il est question essentiellement de l'énergie mécanique fournie par un moteur thermique solaire fonctionnant selon le cycle de Stirling [4]. Cependant l'utilisation de l'énergie solaire pour pomper de l'eau peut se faire au moyen de pompes entraînées par des moteurs électriques alimentés par des générateurs solaires formés de cellules photovoltaïques [5] , ou par des machines thermiques utilisant des cycles thermodynamiques [6, 7] autres que le cycle de Stirling.

1.2 Objectif

Notre objectif est de développer une pompe utilisant l'énergie solaire pour remonter l'eau d'un puits. L'utilisation du moteur Stirling à piston liquide [8,9] associé à un concentrateur [10,11] solaire ou du moteur de Stirling à piston libre [12] est une solution intéressante à étudier et à mettre en oeuvre.

Le concentrateur solaire est soit de type parabolique, cylindro-parabolique, ou sphérique selon la configuration de système de pompage [13] (voir figure 1.1) soit dans certains cas une simple lentille de Fresnel. Dans nos montages expérimentaux, l'énergie solaire sera simulée dans un premier temps par une source chaude (flamme ou résistance électrique).

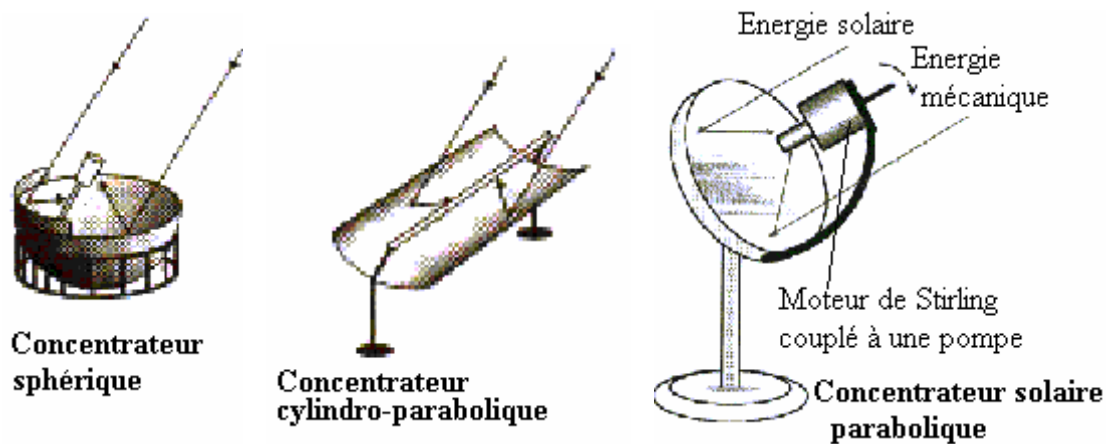


Figure 1.1 : Concentrateurs solaires

1.3 Historique

La première version du moteur Stirling avait deux cylindres [14], avec chacun un piston enfermant de l'air, et nécessitant un côté froid et un côté chaud. Dans le cylindre froid, l'air est comprimé puis poussé dans le cylindre de travail qui est chauffé par l'extérieur. La dilatation qui en résulte est transformée en mouvement rotatif par l'intermédiaire du piston de travail. Une élévation considérable du rendement est obtenue par l'utilisation d'un accumulateur souvent appelé régénérateur [15]. Son rôle est de stocker temporairement la chaleur dans la conduite entre le cylindre froid et le cylindre chaud ce qui réduit considérablement les pertes de chaleur.

En 1834, déjà, on découvrait une autre possibilité au moteur Stirling, celle de produire du froid [16,17] : si on ne chauffe pas le cylindre de travail et qu'on entraîne le moteur en sens inverse, il se produit dans le cylindre de compression des pressions de gaz bien plus élevées que dans le cylindre de travail, le gaz de travail se détend en baissant la température, ce qui permet un refroidissement sans utilisation des CFC nocifs pour la couche d'ozone [18].

Dans le domaine de la cogénération [19, 20] (production combinée de chaleur et de puissance mécanique), le moteur de Stirling est intéressant en raison de sa flexibilité dans l'utilisation des sources d'énergie primaire: indépendamment, des combustibles solides, liquides ou gazeux, de l'énergie solaire et géothermique peuvent également être employées [21, 22, 23]. En outre, les moteurs modernes de Stirling ont des durées de vie extrêmement longues et demandent peu d'entretien en raison de leur simplicité (jusqu'à 10.000 heures de fonctionnement sans révision) [24, 25].

1.4 Avantages du moteur de Stirling

Avant de faire l'étude détaillée de ce procédé de revalorisation de l'énergie solaire, il paraît nécessaire de rappeler les principaux avantages du moteur Stirling:

- Silence de fonctionnement car il n'y a pas de détente à l'atmosphère comme dans le cas d'un moteur à combustion interne.
- Pour les mêmes températures des sources chaudes et froides et lorsqu'il est équipé d'un régénérateur, ce moteur à combustion externe présente un meilleur rendement que celui des moteurs à combustion interne.
- Multitude de "sources chaudes" possibles : combustion de gaz divers, de bois, sciure, déchets, énergie solaire ou géothermique...
- Aptitude écologique à répondre le mieux possible aux exigences environnementales en matière de pollution atmosphérique.
- Maintenance aisée du fait de la simplicité technologique de ce type de moteur.
- Utilisation flexible du fait de son autonomie et son adaptabilité au besoin (puissance allant du Watt au Mégawatt) [26].

1.5 Diverses configurations

Indépendamment du moteur dit de type bêta, où le « déplaceur » et le piston de puissance partagent le même cylindre, il y a deux autres configurations de base des

moteurs de Stirling qui se distinguent par la position du « déplaceur » par rapport au piston de puissance (figure 1.2) [27].

Dans les moteurs de type gamma, [28] le piston et le « déplaceur » sont dans des cylindres séparés, ce qui facilite l'étanchéité et permet l'utilisation d'un système d'entraînement de la tige du « déplaceur » qui ne traverse plus le piston, donc moins compliqué. Cependant, l'espace mort augmente et donc le rendement et la puissance sont inférieurs à ceux de la configuration bêta.

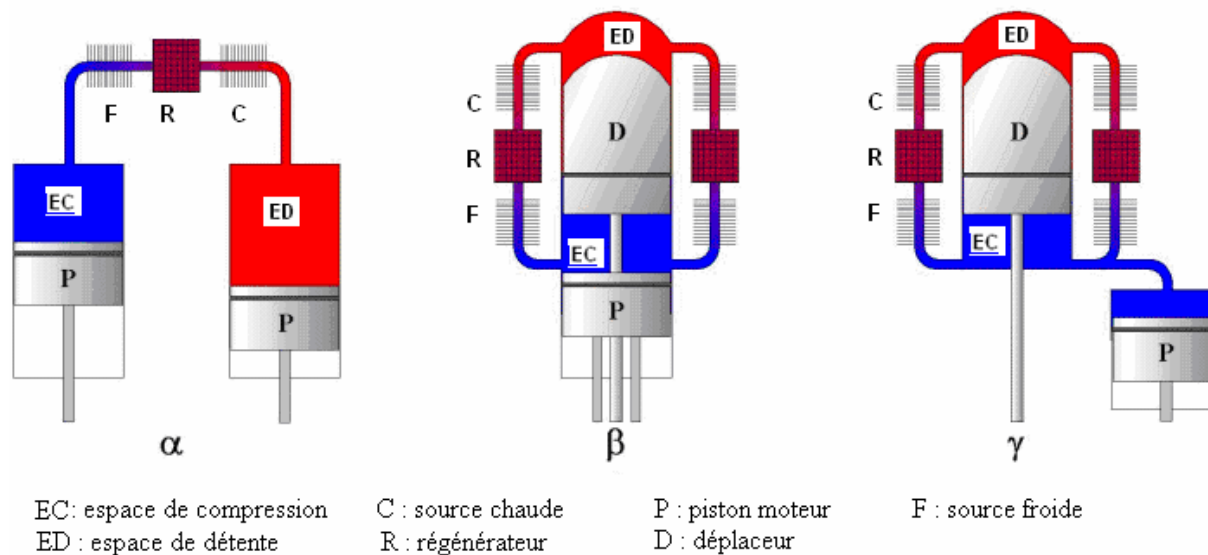


Figure 1.2: Les trois configurations de base (α , β et γ) des moteurs de Stirling

Les moteurs de Stirling de type alpha emploient un deuxième piston au lieu du « déplaceur ». Le rapport de compression comparé à celui de la configuration bêta est plus bas, et l'étanchéité plus difficile (deux pistons). La configuration bêta [29] permet, au contraire des taux de compression plus élevés (moins d'espace mort) et, donne par conséquent une meilleure puissance. De tels moteurs permettent donc une disposition comparativement compacte, mais exigent des systèmes d'entraînement compliqués.

1.6 Moteur à piston libre

Une machine de Stirling comporte classiquement un piston de puissance et un piston « déplaceur » aux mouvements synchronisés. Une simplification du dispositif est obtenue en laissant le différentiel de pression qui agit sur les extrémités de la tige de commande du « déplaceur », provoquer le mouvement alternatif de celui-ci à la place d'un système bielle/manivelle classique. A condition que le « déplaceur » soit tenu par un guide offrant une assez large surface de contact avec l'air extérieur ; il se déplacera tout seul en fonction de la différence de pression entre l'air extérieur et l'air intérieur au niveau de ce guide.

Rappelons que l'air intérieur est successivement chauffé et refroidi au contact des sources chaude et froide et que sa pression sera tantôt plus élevée et tantôt plus petite que celle de l'air extérieur.

On dispose alors d'une machine de Stirling à « déplaceur » libre [30] (Figure 1.3). Le mouvement rapide du « déplaceur » a alors l'avantage de rapprocher le cycle réel du moteur du cycle théorique de Stirling.

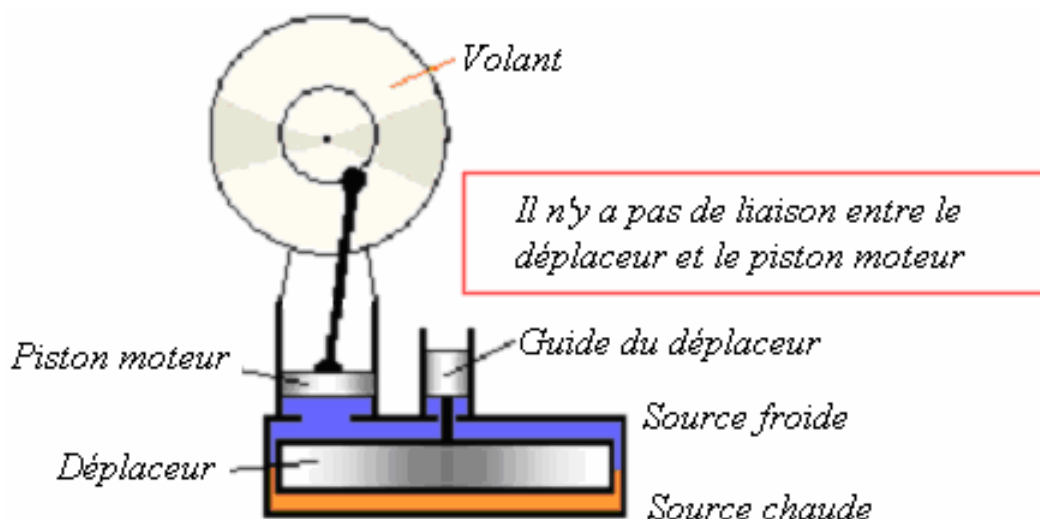


Figure 1.3 : Moteur à piston libre

Alors que le moteur de Stirling tourne dans un seul sens, celui où le « déplaceur » précède le piston, le moteur à piston libre [31] tourne dans les deux sens, le « déplaceur » s'adaptant aux circonstances.

1.7 Moteur à piston liquide

Le système, qui associe d'ordinaire deux machines (un moteur et une pompe), peut être simplifié en remplaçant le piston solide du moteur de Stirling précédent par un piston liquide [32] constitué du fluide à pomper contenu dans un tube en U muni de clapets d'aspiration et de refoulement; celui-ci joue alors le rôle d'un oscillateur entretenu qui assure alternativement l'aspiration du liquide dans un réservoir bas et son refoulement à un niveau plus élevé.

Plusieurs prototypes expérimentaux dont le schéma de principe est représenté par la figure (1.4) ont été conçus et réalisés dans notre laboratoire. Dans ce modèle le piston de puissance et le « déplaceur » sont deux colonnes de liquide. Il n'y a comme pièce mécanique en mouvement que les deux clapets de la pompe. La source chaude est symbolisée par une flamme; dans la pratique elle sera remplacée par un concentrateur d'énergie solaire de type cylindro-parabolique. La source froide est l'air ambiant ; elle est localisée sur l'autre branche du tube en U. Les deux compartiments chaud et froid contenant de l'air communiquent entre eux par une conduite mince.

Un mouvement d'oscillation du liquide s'installe dans le tube en U obligeant l'air à aller tantôt du côté chaud tantôt du côté froid. De ce fait l'air se dilate ou se contracte entraînant la colonne d'eau dans un mouvement de "va et vient". Ce mouvement se répercute dans la partie liquide verticale où le jeu de clapets fait que l'eau monte.

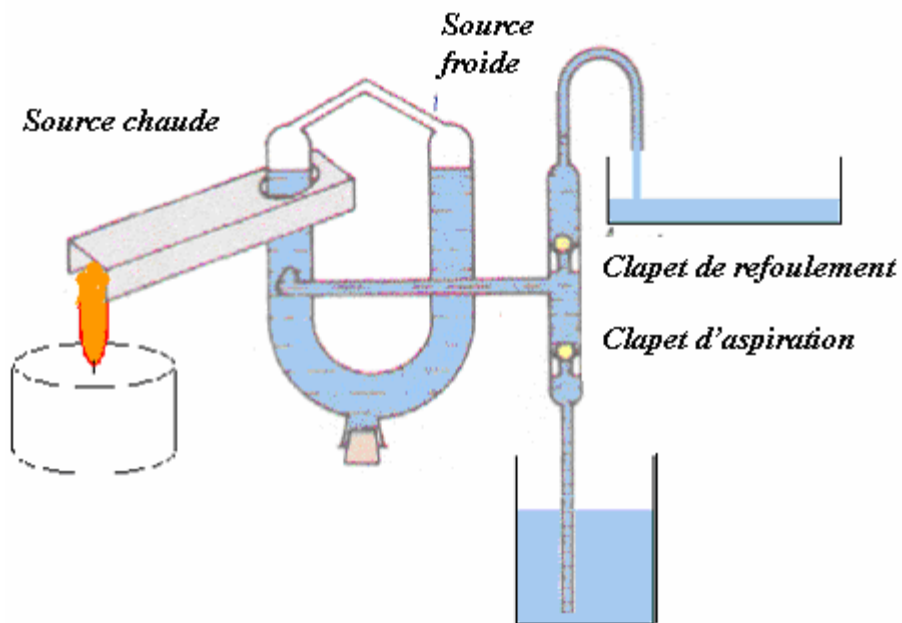


Figure 1.4 : Motopompe à piston liquide

Si le rayonnement solaire constitue la source chaude, on aura réalisé une pompe solaire "inusable" et très bon marché. On a étudié trois prototypes à piston liquide entièrement conçus et réalisés dans notre laboratoire.

CHAPITRE 2

ETUDE DU CYCLE IDEAL DE STIRLING

2.1 Cycle théorique

Dans un moteur de Stirling, un cycle thermodynamique se composant de deux transformations isothermes et deux transformations isochores est employé pour la production du travail mécanique à partir de l'énergie thermique (cycle moteur) ou pour la production de la chaleur ou du froid à partir de l'énergie mécanique (pompe à chaleur ou réfrigérateur de Stirling). Cette présente étude sera consacrée seulement à la production du travail à partir de la chaleur fournie par le soleil au moyen d'un cycle de Stirling. Au cours du cycle idéal de Stirling, le fluide de fonctionnement (gaz) subit les processus suivants :

- $A \rightarrow B$ Compression isotherme avec dégagement de chaleur (isotherme T_A);
- $B \rightarrow C$ Chauffage isochore du fluide de fonctionnement;
- $C \rightarrow D$ Détente isotherme avec absorption de chaleur. C'est dans cette étape que le système fournit de l'énergie mécanique;
- $D \rightarrow A$ Transfert thermique isochore du fluide de fonctionnement au régénérateur

La figure (2.1) représente le cycle de Stirling en coordonnées de Clapeyron (P, V) et en coordonnées température / entropie (T, S) [33].

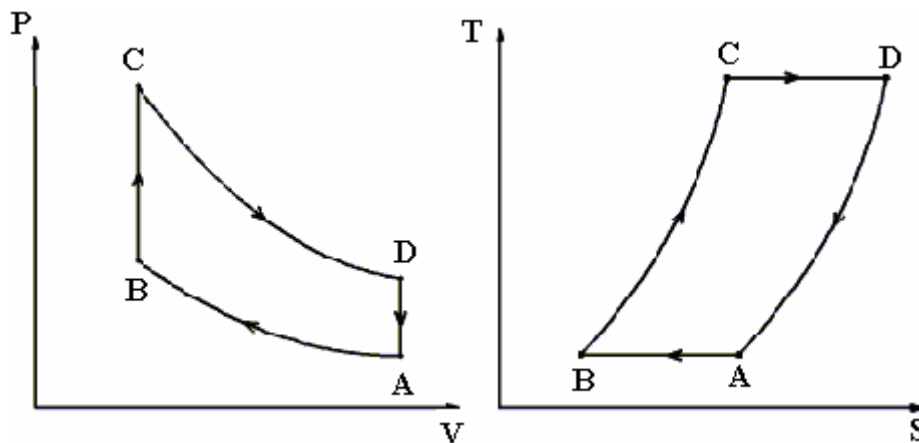


Figure 2.1: diagrammes (P, V) et (T, S) du cycle idéal de Stirling

Le tableau (2.1) donne les coordonnées des différents points du cycle de Stirling en prenant en compte les valeurs expérimentales¹ de notre dispositif : $P_A = 0,976 \text{ atm}$, $T_A = 298 \text{ K}$, $P_C = 1,726 \text{ atm}$, $T_C = 355 \text{ K}$ et $n_0 = 1,22 \cdot 10^{-3} \text{ moles}$.

Etats	$P \text{ (atm)}$	$T \text{ (K)}$	$V \text{ (l)}$
A	0,976	298	$30,5 \cdot 10^{-3}$
B	1,452	298	$20,6 \cdot 10^{-3}$
C	1,726	355	$20,6 \cdot 10^{-3}$
D	1,163	355	$30,5 \cdot 10^{-3}$

Tableau 2.1 : coordonnées des différents points du cycle

2.2 Principe de fonctionnement du moteur de Stirling

2.2.1 Caractéristiques de l'air

Considérons un cylindre dont la partie supérieure est fermée par une membrane en caoutchouc (Figure 2.2). On peut alors observer la dilatation de la membrane lorsque l'air contenu dans le cylindre est réchauffé (Figure 2.3), et sa contraction lorsque l'air est refroidi (Figure 2.4).

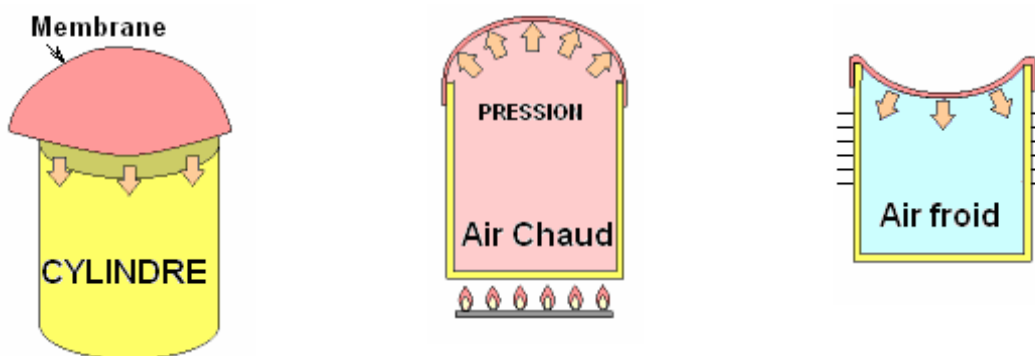


Figure 2.2 : Cylindre fermé par une membrane

Figure 2.3 : L'air enfermé est chauffé

Figure 2.4 : L'air enfermé est refroidi

¹ Ces valeurs ont été optimisées ; voir chapitres 4

2.2.2 Rôle du piston de déplacement ou « déplaceur »

On place à l'intérieur du cylindre un piston qui sert à déplacer l'air vers le haut ou vers le bas; pour cela le jeu entre ce piston et le cylindre doit être de quelques millimètres (Figure 2.5). Le fond du cylindre est réchauffé à une température (T_C) et le haut est refroidi à une température (T_A). On obtient alors une différence de température ($\Delta T = T_C - T_A$) convenable pour le fonctionnement du moteur. Imaginons que le piston se déplace alternativement vers le haut et vers le bas. La membrane se dilate lorsque le piston est dans sa position haute, met l'air au contact de la zone chaude (figure 2.6). Cette même membrane se contracte lorsque le piston dans sa position basse, met l'air au contact de la zone froide (figure 2.7).



Figure 2.5 : Piston de déplacement

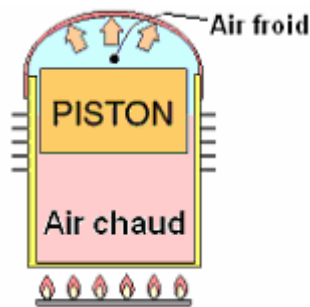


Figure 2.6 : Dilatation de l'air

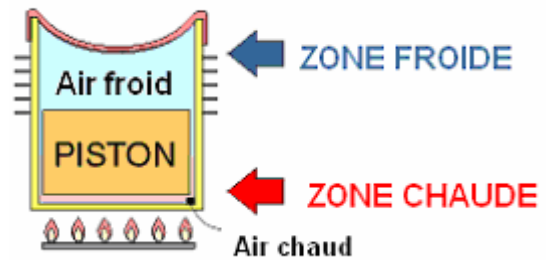


Figure 2.7 : contraction de l'air

2.2.3 Mécanisme permettant de mouvoir le piston

Soit une manivelle reliée au piston par un fil (Figure 2.8). Quand on fait tourner la manivelle le piston se met en mouvement alternativement vers le haut et vers le bas ce qui entraîne respectivement la dilatation et la contraction de la membrane (Figure 2.9).

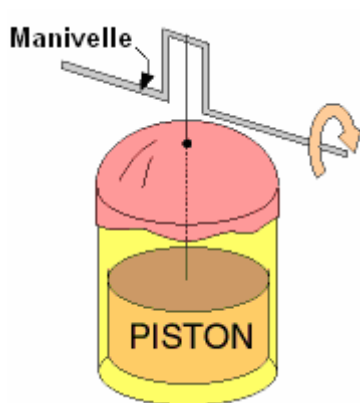


Figure 2.8 : Mécanisme d'entraînement du piston

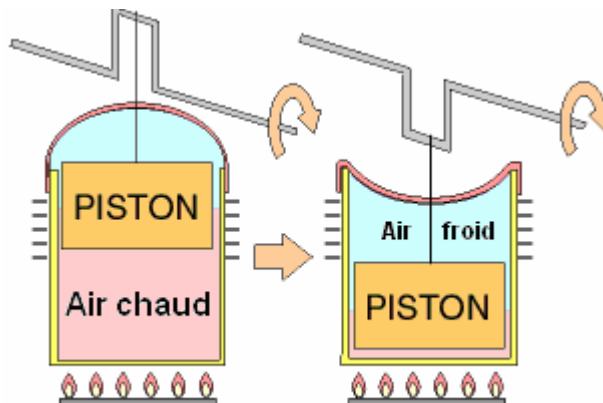


Figure 2.9 : Fonctionnement de la manivelle

2.2.4 Rôle de la membrane. Piston de puissance.

Le mouvement de rotation de la manivelle est assuré par le travail effectué lors de la détente de l'air qui dilate la membrane. Cette dernière est reliée à une deuxième manivelle par une bielle ; voir figures (2.10) et (2.11).

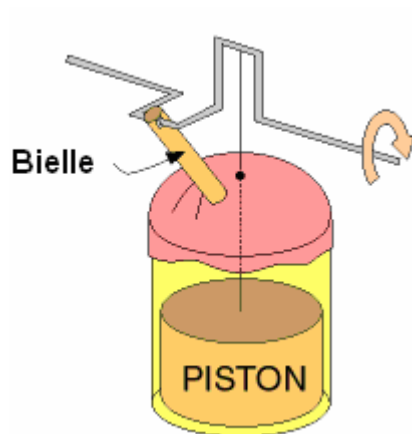


Figure 2.10 : Transmission de l'effort moteur

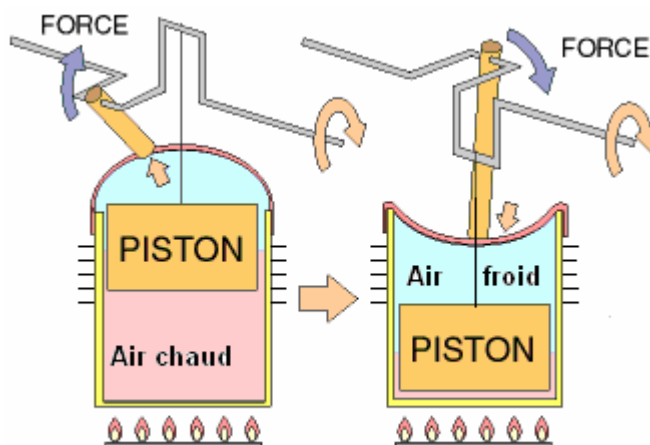


Figure 2.11 : Force de rotation

On remarque que les tiges du « déplaceur » et du piston sont reliées à une double manivelle de telle manière que le mouvement du « déplaceur » soit toujours en avance d'un

quart de tour sur celui du piston (les deux manivelles sont déphasées d'un angle de 90 degrés). En effet dans le cycle de Stirling les quatre phases doivent s'effectuer en un tour c'est à dire un quart de tour pour chaque phase.

2.2.5 *Volant*

Dans le cycle de Stirling il y a une seule phase motrice à chaque tour ; pour régulariser le mouvement de rotation du moteur, on place un volant d'inertie en bout d'arbre. Sur ce volant on insert un contre poids qui sert à équilibrer le poids du piston de déplacement (Figure 2.12).

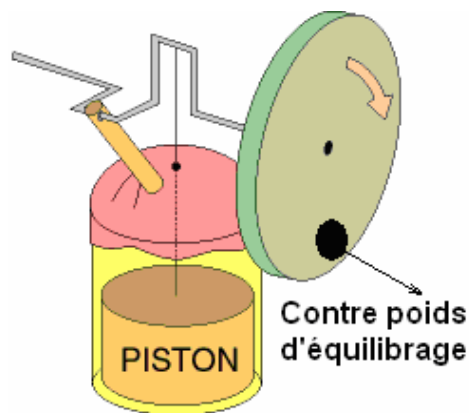


Figure 2.12 : Volant d'inertie et contre poids d'équilibrage

2.2.6 *Piston de puissance*

Le travail de dilatation de l'air est ici communiqué à la membrane en caoutchouc qui joue le rôle d'un piston moteur. Cette membrane est dans la plupart des cas remplacée par un vrai piston étanche dit « piston de puissance » Figure (2.13)

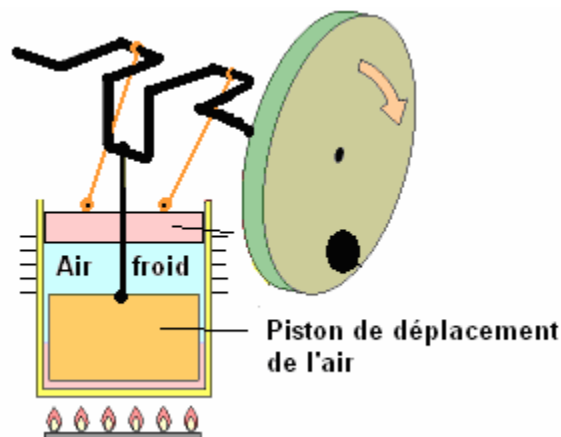


Figure 2.13 : La membrane est remplacée par un piston moteur

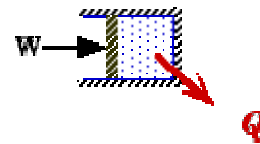
2.3 Travail, chaleur et énergie interne du cycle théorique

Rappelons d'abord les expressions du travail, de la chaleur et de l'énergie interne pour les deux types de transformations du cycle de Stirling dans le cas d'un gaz parfait :

ISOTHERME : (Température Constante $\Delta T = 0$)

L'énergie interne (U) est pour un gaz parfait une fonction de la température (T) uniquement. Donc (ΔU) est égale à zéro pour une transformation isotherme d'un gaz parfait. $\Delta U_{A \rightarrow B} = 0$; alors d'après l'expression du premier principe, on aura:

$$W_{A \rightarrow B} = - Q_{A \rightarrow B} = -P_A V_A \ln(V_B/V_A)$$



Notons que dans ce cas : $P_B V_B = P_A V_A = nRT_A$

COMPRESSION ISOTHERME A → B :

- Equation de l'isotherme :

$$P = \frac{nRT_A}{V}$$

- Travail : $W_A^B = -nRT_A \ln \frac{V_B}{V_A}$

- Chaleur :

$$Q_A^B = -W_A^B = nRT_A \ln \frac{V_B}{V_A}$$

- Energie interne : $\Delta U_A^B = 0$

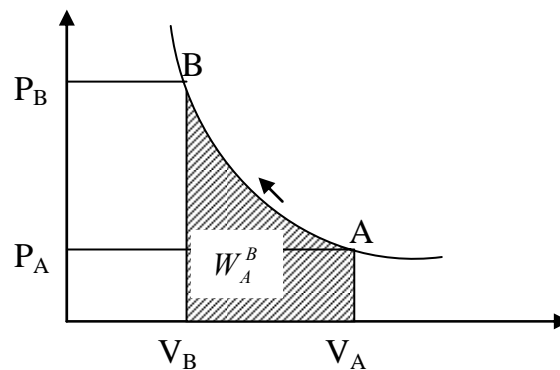


Figure 2.14 : Compression isotherme

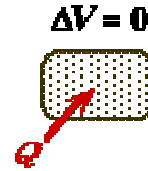
CHAUFFAGE ISOCHORE : (volume constant $\Delta V = 0$)

Chauffage du gaz à volume constant.

Dans ce cas le travail est nul car: $W = \int -P dV = 0$

L'expression du premier principe implique que : $\Delta U = Q = n C_v \Delta T$;

Notons que $V_B = V_C = nRT_A/P_B = nRT_C/P_C$



CHAUFFAGE ISOCHORE B → C

- Equation de l'isochore : $dV = 0$ donc : $V = C^{te}$
- Travail : $W_B^C = 0$
- Chaleur : $Q_B^C = nC_v(T_C - T_A)$
- Energie interne : $\Delta U_B^C = nC_v(T_C - T_A)$

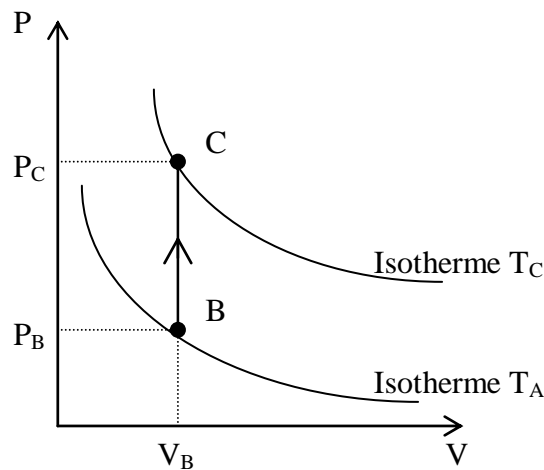


Figure 2.15 : Chauffage isochore

Les expressions du travail, de la chaleur et de la variation de l'énergie interne de chacune des étapes du cycle de Stirling sont groupées dans le tableau (2.2) :

Tableau 2.2 : Travail, chaleur et variation de l'énergie interne des étapes du cycle de Stirling

<i>Trans.</i>	<i>Nature</i>	<i>Travail W</i>	<i>Chaleur Q</i>	<i>Energie int. ΔU</i>
	Cycle	$W_{cy} = -nR(T_C - T_A) \ln \frac{V_A}{V_B}$	$Q_{cy} = -W_{cy} = Q_C^D + Q_A^B$	$\Delta U_{cy} = 0$
A→B	Isoth. T _A	$W_A^B = -nRT_A \ln \frac{V_B}{V_A}$	$Q_A^B = nRT_A \ln \frac{V_B}{V_A}$	$\Delta U_A^B = 0$
B→C	Isoch. V _B	$W_B^C = 0$	$Q_B^C = nC_v(T_C - T_A)$	$\Delta U_B^C = nC_v(T_C - T_A)$
C→D	Isoth. T _C	$W_C^D = -nRT_C \ln \frac{V_A}{V_B}$	$Q_C^D = nRT_C \ln \frac{V_A}{V_B}$	$\Delta U_C^D = 0$
D→A	Isoch. V _A	$W_D^A = 0$	$Q_D^A = nC_v(T_A - T_C)$	$\Delta U_D^A = nC_v(T_A - T_C)$

2.4 Rendement du cycle idéal

Le rendement énergétique d'un cycle est défini [20] comme étant le rapport entre le travail (W_{cy}) effectué par cycle et la chaleur externe ($Q_{ext.}$) fournie au cycle par le milieu extérieur.

$$\eta = \frac{W_{cy}}{Q_{ext.}} \quad (\text{éq. 2.1})$$

Dans le cas d'un moteur fonctionnant selon le cycle de Stirling et muni d'un régénérateur d'efficacité (ρ) qui récupère une fraction de la chaleur (Q_D^A) évacuée au cours du refroidissement isochore (figure 2.16), la chaleur externe fournie au cycle s'écrit : $Q_{ext.} = Q_C^D + Q_B^C + Q_{récupérée}$ avec $Q_{récupérée} = \rho Q_D^A = -\rho Q_B^C$ car $Q_D^A = -Q_B^C$

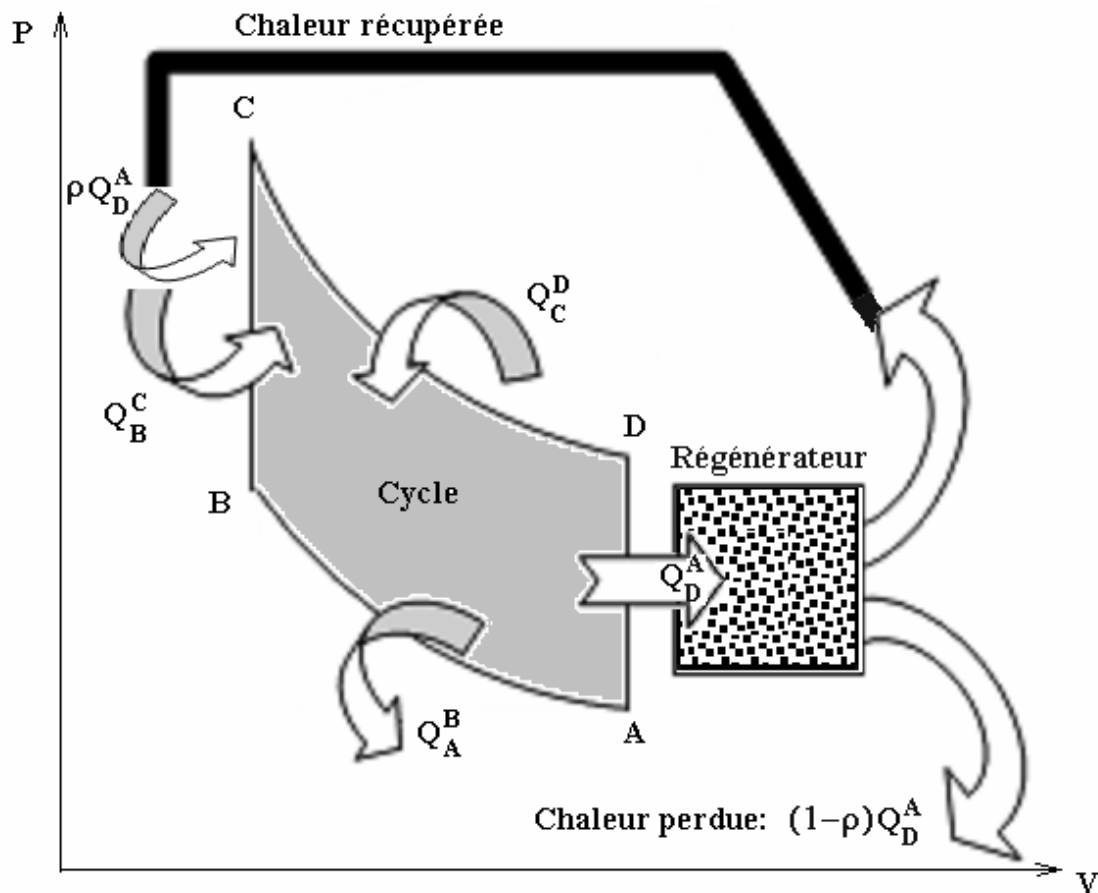


Figure 2.16 : Bilan des chaleurs d'un cycle muni d'un régénérateur

Le rendement thermodynamique du Cycle de Stirling s'écrit donc:

$$\eta_{th} = \frac{Q_C^D + Q_A^B}{Q_C^D + (1-\rho)Q_B^C} \quad (\text{éq. 2.2})$$

Dans le cas d'un cycle idéal, le régénérateur a une efficacité de 100 % ($\rho=1$).

Le rendement du cycle idéal s'écrit alors :

$$\eta_i = \frac{Q_C^D + Q_A^B}{Q_C^D} \quad (\text{éq. 2.3})$$

En remplaçant les chaleurs par leurs expressions, données dans le tableau 2.1, il vient :

$$\eta_i = \frac{T_C - T_A}{T_C} = 1 - \frac{T_A}{T_C} \quad (\text{éq. 2.4})$$

On retrouve le rendement de la machine de Carnot [21] lorsque l'efficacité du régénérateur est de 100 %.

CHAPITRE 3

ETUDE DU CYCLE REEL DE STIRLING - MODELE THEORIQUE

3.1 Cycle réel – Origine des pertes

En réalité les surfaces d'échange thermique limitées et la durée trop grande des transferts de chaleur dans les moteurs de Stirling conduisent à des transformations qui s'écartent du processus isotherme à l'intérieur des cylindres du moteur.

D'autres inconvénients peuvent résulter :

- de l'espace mort à l'intérieur du moteur (échangeurs de chaleur, régénérateur, tuyauterie) qui réduit le rapport de compression,
- des pertes dues à la mauvaise conduction de la chaleur,
- des fuites dues à une étanchéité imparfaite,
- des pertes de pression à travers les échangeurs et le régénérateur,
- des pertes dues aux frottements mécaniques.

Toutes ces imperfections conduisent réellement à un cycle qui est différent du cycle idéal. La figure (3.1) montre l'allure du cycle idéal et celle du cycle réel de Stirling [34, 35].

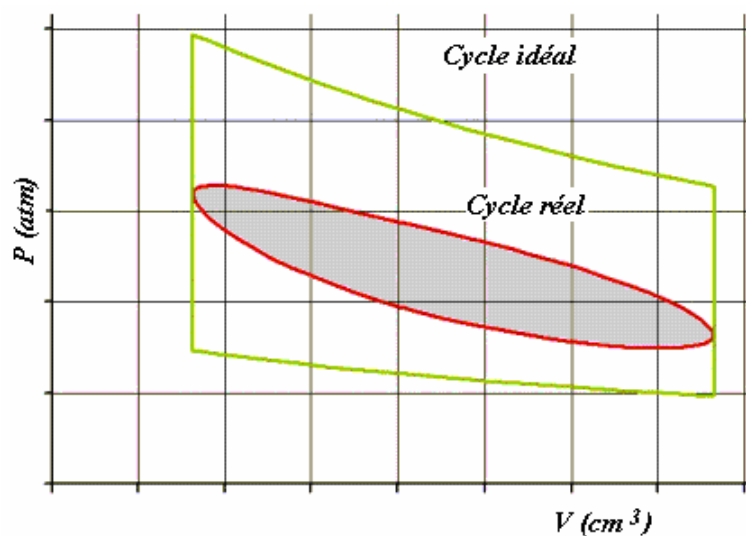


Figure 3.1: Cycle idéal et cycle réel de Stirling dans le diagramme (P, V)

CHAPITRE 3

ETUDE DU CYCLE REEL DE STIRLING – MODELE THEORIQUE

Dans la suite nous développons un modèle qui tiendra compte des pertes les plus importantes et qui permettra de calculer le rendement du cycle réel en fonction des paramètres les plus importants.

3.2 Modèle théorique de calcul du rendement du cycle réel

Imaginons maintenant un cycle de Stirling non idéal avec un régénérateur dont l'efficacité n'est pas de 100 %. Nous définissons l'efficacité du régénérateur comme étant :

$$\rho = \left| \frac{Q_{\text{rec}}}{Q_B^C} \right| \quad (\text{éq. 3.1})$$

La partie de l'énergie que le régénérateur ne peut pas restituer au cycle peut être définie par : $Q_{\text{perdue}} = (1 - \rho)Q_B^C$. Avec ces considérations on définit maintenant le rendement du cycle non idéal:

$$\eta_{th} = \frac{Q_C^D + Q_A^B}{Q_C^D + (1 - \rho)Q_B^C} \quad (\text{éq.3.2})$$

Cette équation est mise sous une forme appropriée en remplaçant les chaleurs par leurs expressions tirées du tableau 2.2:

$$Q_C^D = nRT_C \ln \frac{V_A}{V_C} \quad , \quad Q_A^B = nRT_A \ln \frac{V_C}{V_A} \quad \text{et} \quad Q_B^C = nC_v(T_C - T_A)$$

L'équation (3.2) devient :

$$\eta_{th} = \frac{nR(T_C - T_A) \ln \left(\frac{V_A}{V_C} \right)}{nRT_C \ln \left(\frac{V_A}{V_C} \right) + (1 - \rho)nC_v(T_C - T_A)} = \frac{1}{\frac{T_C}{T_C - T_A} + \left(\frac{C_v}{R} \right) \frac{1 - \rho}{\ln \left(\frac{V_A}{V_C} \right)}} \quad (\text{éq. 3.3})$$

CHAPITRE 3

ETUDE DU CYCLE REEL DE STIRLING – MODELE THEORIQUE

Sachant que : $\eta_i = \frac{T_C - T_A}{T_C} = 1 - \frac{T_A}{T_C}$, $\frac{C_v}{R} = \frac{1}{\gamma - 1}$ (avec $\gamma = C_p / C_v$)

Nous obtenons le rendement du cycle non idéal sous la forme suivante :

$$\eta_{th} = \frac{1}{\frac{1}{\eta_i} + \left(\frac{1}{\gamma - 1} \right) \frac{(1 - \rho)}{\ln \left(\frac{V_A}{V_C} \right)}} \quad (\text{éq. 3.4})$$

Cette équation montre que le rendement du cycle non idéal est une fonction:

- du rendement de Carnot (η_i) du cycle idéal correspondant
- de l'efficacité (ρ) du régénérateur
- du rapport des volumes (V_A / V_C)
- du rapport ($\gamma = C_p / C_v$) des capacités calorifiques à pression constante et à volume constant.

$\gamma = 1,6$ pour les gaz monoatomiques comme l'hélium et l'argon

$\gamma = 1,4$ pour les gaz diatomiques comme l'hydrogène et l'air

$\gamma = 1,3$ pour les gaz triatomiques comme le dioxyde de carbone CO₂

3.3 Facteurs influençant le rendement du cycle réel

L'expression (3.4) montre que le rendement thermodynamique (η_{th}) augmente avec : le rapport de volume (V_A / V_C), l'efficacité du régénérateur (ρ), le rendement idéal (η_i) et le rapport ($\gamma = C_p / C_v$). Donc pour avoir un bon rendement, il faut maximiser ces quatre paramètres.

3.3.1 Influence du rapport (V_A/V_C) et de l'efficacité (ρ) du régénérateur

Les figures (3.2) et (3.3) représentent le rendement du cycle réel calculé à partir de l'équation (3.4) en fonction du rendement idéal pour 9 valeurs différentes du rapport de volumes (V_A/V_C) et pour trois régénérateurs:

- un régénérateur dont l'efficacité est $\rho = 100\%$ (droite d'équation $\eta_{th} = \eta_i$)
- un régénérateur dont l'efficacité est $\rho = 50\%$ (voir figure 3.2)
- un régénérateur dont l'efficacité est nulle $\rho = 0\%$ (voir figure 3.3). Ce régénérateur est un simple tube reliant le cylindre chaud et le cylindre froid.

Le fluide de fonctionnement est un gaz diatomique $\gamma = 1,4$.

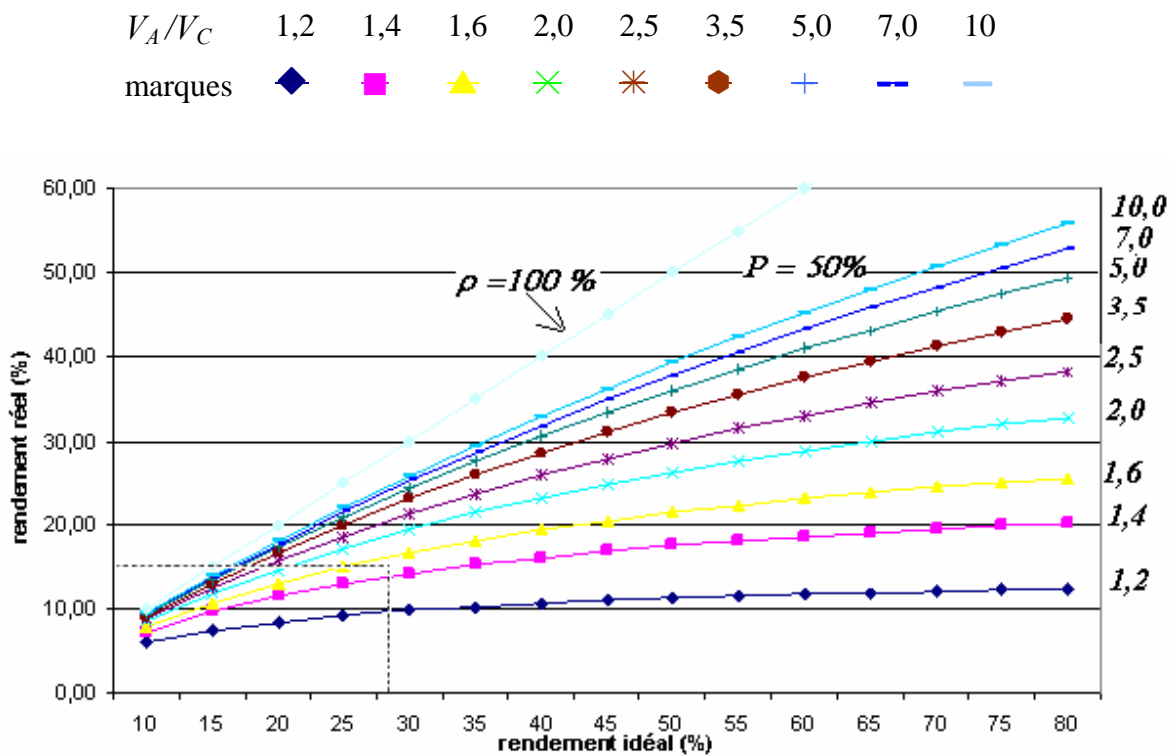


Figure 3.2 : Rendement réel en fonction du rendement idéal et pour différents rapports de volume, $\rho = 50\%$ et $\gamma = 1,4$

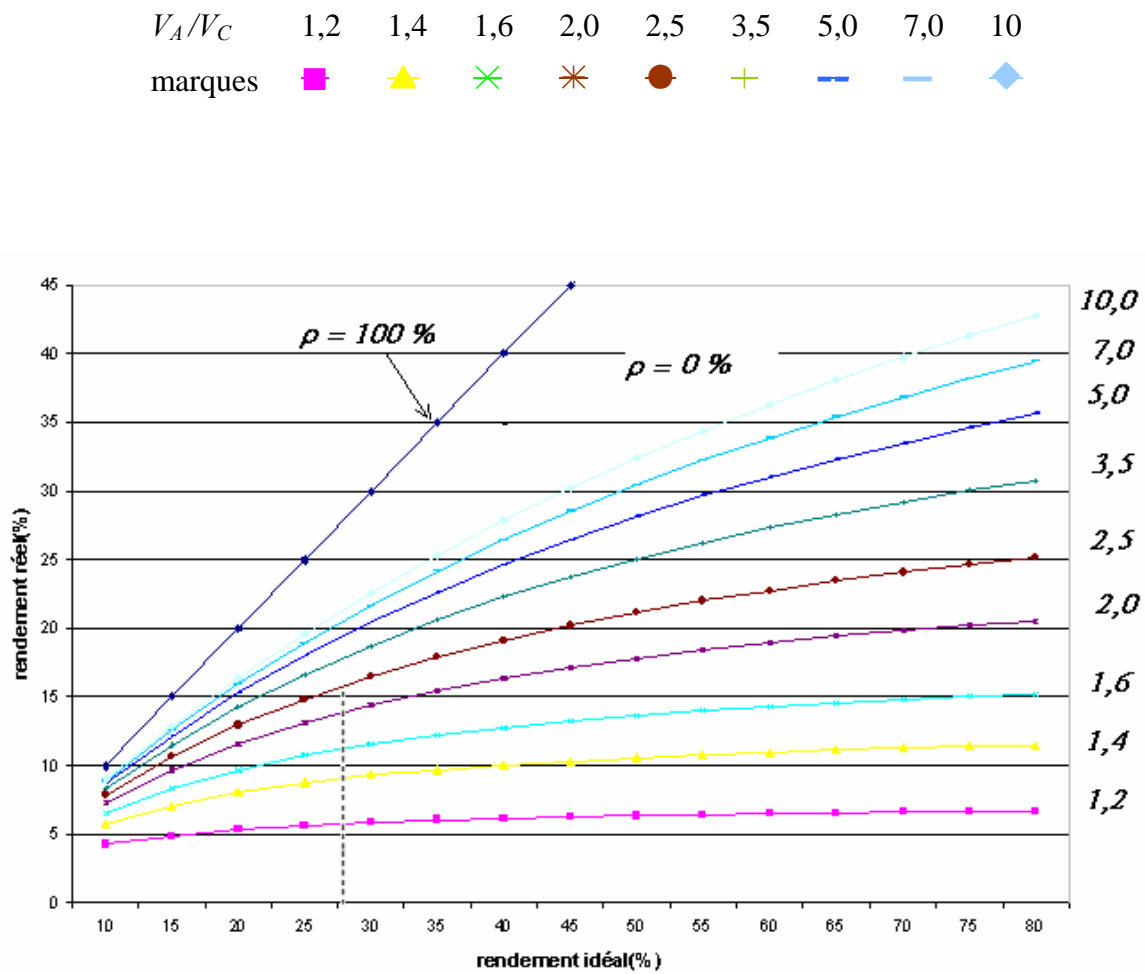


Figure 3.3 : Rendement réel en fonction du rendement idéal et pour différents rapports de volume. $\rho = 0 \%$ et $\gamma = 1,4$

Utilisation du diagramme:

Connaissant la température T_A de la source froide (milieu ambiant à 20°C) et celle de la source chaude T_C égale à 120°C , on calcule le rendement du cycle idéal correspondant :

$$\eta_i = 1 - \frac{T_A}{T_C} = 1 - \frac{293}{393} = 25,4 \%$$

Pour un moteur conçu avec un rapport de volume égal à 1,6 et ayant un régénérateur dont l'efficacité est : $\rho = 50 \%$, sur le diagramme on obtient alors un rendement du cycle réel : $\eta_{th} = 15 \%$

Nous obtenons le même rendement $\eta_{th} = 15 \%$ si le moteur est muni d'un régénérateur constitué simplement par un tube de connexion (efficacité nulle: $\rho = 0 \%$) et qu'il est conçu pour fonctionner avec un rapport de volume de $V_A/V_C = 2,5$ (voir figure 3.3).

3.3.2 Influence du fluide de fonctionnement

La figure (3.4) montre l'influence des caractéristiques des fluides de fonctionnement ($\gamma = C_p/C_v$). Le diagramme est tracé :

- pour un gaz inerte (monoatomique $\gamma = 1,6$) tel que l'hélium ou l'argon et pour un gaz diatomique comme l'hydrogène ou l'air ($\gamma = 1,4$),
- pour 9 rapports de volumes V_A/V_C ,
- pour les deux efficacités de régénérateur suivantes : $\rho = 20 \%$ pour le gaz monoatomique et $\rho = 45 \%$ pour le gaz diatomique.

Ces efficacités du régénérateur sont choisies particulièrement pour montrer, que l'on obtient maintenant le même rendement réel avec un moteur ayant le même rapport de volume mais muni d'un régénérateur de moins bonne efficacité que précédemment lorsqu'on choisit l'hélium ou l'argon au lieu de l'air comme fluide de fonctionnement.

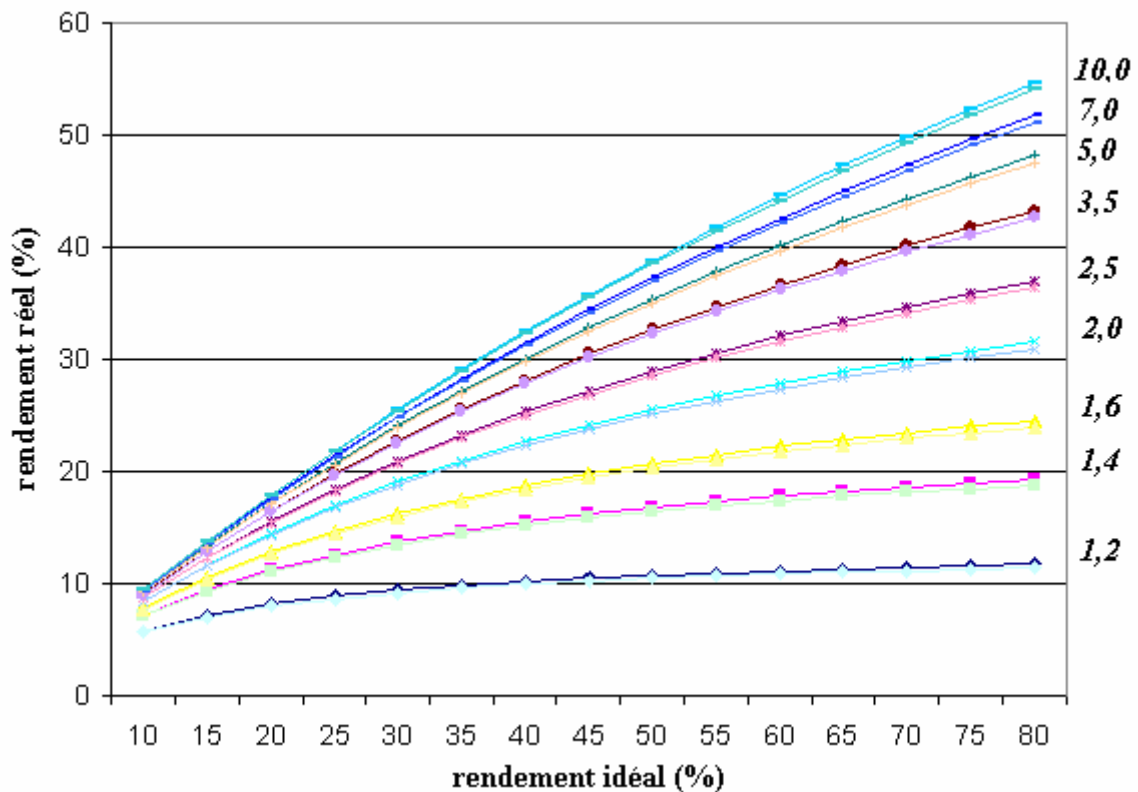


Figure 3.4 : Influence sur le rendement réel de la nature du fluide de fonctionnement

$$\rho = 20 (\%) ; \gamma = 1,6$$

V_A/V_C	1,2	1,4	1,6	2,0	2,5	3,5	5,0	7,0	10
marques	◆	■	▲	✕	✱	●	+	- -	—

$$\rho = 45 (\%) ; \gamma = 1,4$$

V_A/V_C	1,2	1,4	1,6	2,0	2,5	3,5	5,0	7,0	10
marques	◆	□	▲	✕	✱	●	+	- -	—

Remarque :

Le résultat précédent doit être pris avec soin, car lorsque l'on change le fluide de fonctionnement, l'équation (3.4) ne tient pas compte de la conductivité thermique du fluide de fonctionnement, qui est également importante pour l'efficacité du

CHAPITRE 3

ETUDE DU CYCLE REEL DE STIRLING – MODELE THEORIQUE

processus. La conductivité thermique des principaux gaz est donnée ci dessous. D'après ces valeurs, on constate que : l'hélium de part sa conductivité thermique est un fluide de fonctionnement meilleur que l'air.

3.3.3 Influence de la conductivité thermique du gaz

L'hélium est plus performant que l'argon ; sa conductivité thermique est 5 fois plus grande que celle d'air.

Gaz ($P = 1 \text{ bar}$)	10^3 Conductivité thermique ($Wm^{-1}K^{-1}$) [36]		
	300 K	400 K	500 K
Argon	17,9	22,6	26,8
Air	26,2	33,3	39,7
Hélium	156,7	190,6	222,3

CHAPITRE 4

CONSTRUCTION DES PROTOTYPES

4.1 Description du premier prototype

Nous avons étudié trois prototypes de motopompe à piston liquide. Dans ce qui suit, nous décrirons ces trois prototypes et nous préciserons les modifications apportées d'un modèle à l'autre. Le but de ces modifications est d'améliorer les performances du prototype final.

Le principe de fonctionnement est le même que dans un moteur de Stirling à deux pistons (*configuration α*), seulement les pistons mécaniques sont remplacés ici par des colonnes d'eau ce qui se traduit par une absence de frottement considérable et une étanchéité absolue. L'air est alternativement réchauffé au contact d'une source chaude dans le tube de droite puis refroidi quand il passe dans le tube de gauche. Le tuyau de connexion des deux tubes sert en même temps de régénérateur. Les fluctuations de pression sont transmises à une pompe à clapets, au moyen d'un tuyau épais (tuyau à vide) pour éviter toute déformation.

Dés que la chaleur apportée au cylindre chaud est suffisante, les deux colonnes d'eau commencent à osciller dans les canalisations. Les cylindres chaud et froid sont constitués par des tubes en cuivre de 18 mm de diamètre et 175 mm de hauteur. Le petit tube de connexion des deux cylindres a un diamètre de 8 mm. Toutes ces dimensions seront optimisées.

Les deux cylindres en cuivre sont soudés dans deux trous perforés dans le couvercle de la boîte métallique (B) ; une soudure à l'étain suffirait largement car cette zone est en permanence refroidie par l'eau. Par contre la connexion supérieure entre les cylindres chaud et froid doit être soudé avec une brasure d'argent, la soudure à l'étain ne supporterait pas les contraintes thermiques qui sévissent dans cette zone. Un troisième trou de plus petit diamètre sert d'échappement ; c'est l'endroit où on recueille le travail fourni par le moteur lors de la détente isotherme du gaz.

Nous avons opté pour le cuivre comme matériau de fabrication des diverses pièces de notre prototype pour les raisons suivantes :

- le cuivre est un très bon conducteur de chaleur.
- Il se soude facilement à l'étain ou à la brasure d'argent.
- Il est résistant à la corrosion.

La figure (4.1) représente le premier prototype que nous avons construit.

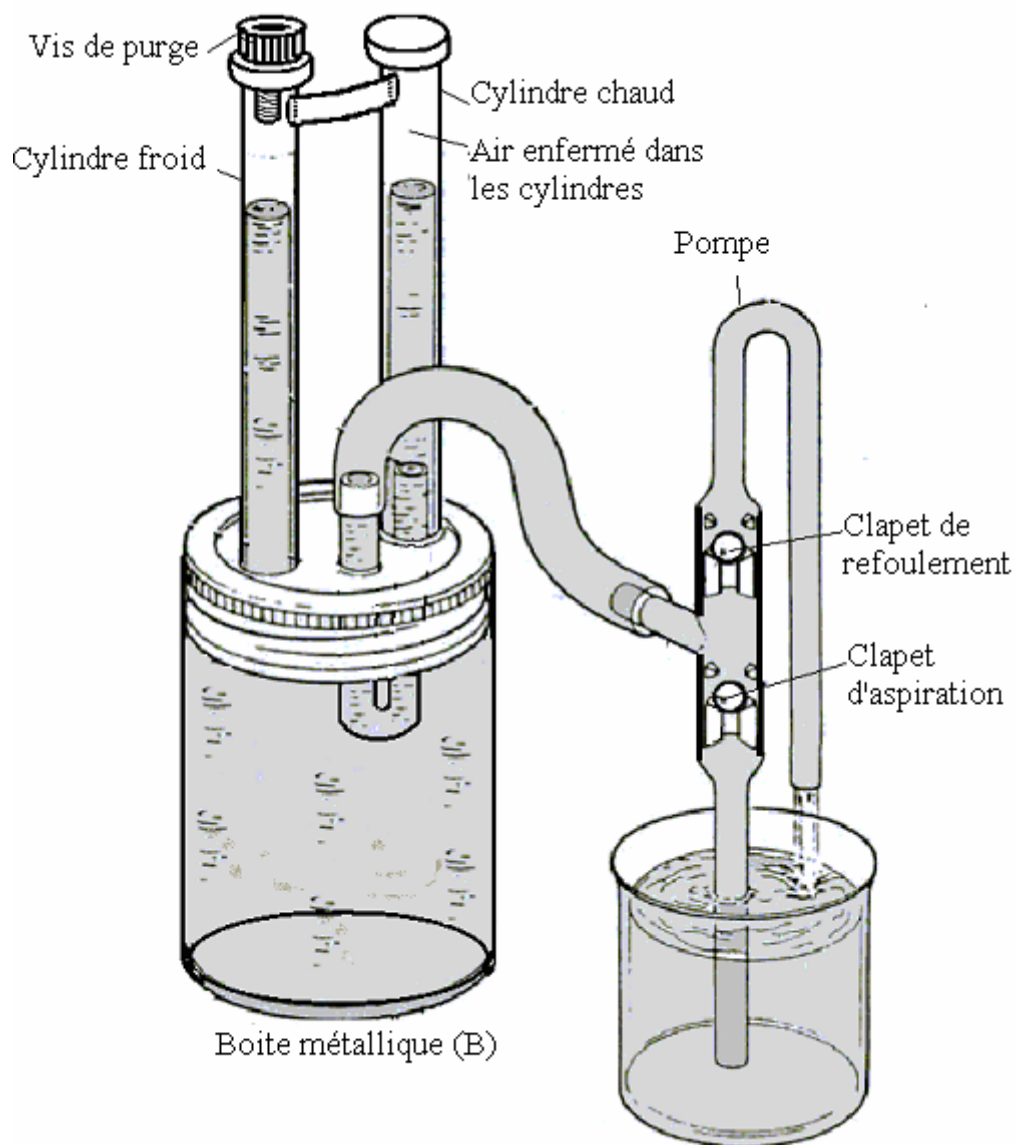


Figure 4.1 : Motopompe à piston liquide (1^{er} prototype)

4.2 Fonctionnement du groupe motopompe

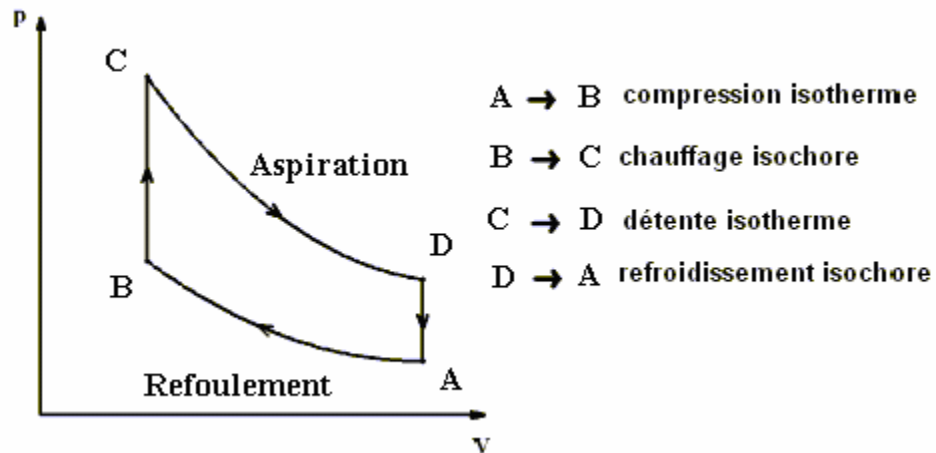


Figure 4.2 : Cycle de Stirling ; fonctionnement du groupe motopompe

- Dans un premier temps, l'air est chauffé à volume constant, la pression augmente de P_B à P_C (étape $B \rightarrow C$ du cycle). Cette augmentation de pression est transmise par le liquide au clapet de refoulement qui s'ouvre ; l'eau est refoulée par la pompe.
- La quantité de liquide contenue dans le dispositif ayant diminuée à cause du refoulement d'eau dans l'étape précédente, l'air se détend de façon isotherme du volume V_C égal à V_B jusqu'au volume V_D (étape $C \rightarrow D$ du cycle). Le clapet de refoulement se ferme.
- Au point D , l'air dont une grande partie se trouve dans le cylindre de gauche (source froide) se refroidit brusquement de façon isochore jusqu'au point A (étape $D \rightarrow A$ du cycle). Ce refroidissement de l'air provoque une dépression qui entraîne l'ouverture du clapet d'aspiration

- Au point *A* et à cause de l'aspiration d'eau, l'air enfermé dans l'appareil subit une compression isotherme qui le ramène au point *B* (étape $A \rightarrow B$ du cycle).

4.3 Défauts que présente le premier prototype

Le groupe motopompe ainsi réalisé a fonctionné mais avec une faible puissance utile malgré la température chaude qui était supérieure ou égale à 100 °C ; le rendement de ce premier prototype est sans doute très faible. A la lumière des résultats obtenus, une version améliorée a été conçue.

Sur cette première version, nous avons recensés les défauts suivants :

- L'étanchéité est imparfaite au niveau de la vis de purge comportant un joint en cuivre recuit.
- L'absence de régénérateur s'est traduite par de faibles performances.
- Le réchauffement excessif du cylindre froid à cause de la conduction à travers le tube de connexion des deux cylindres et à cause de la médiocre évacuation de la chaleur à travers la paroi de cylindre froid. Pour cette raison, le moteur s'arrête au bout de 20 mn de fonctionnement.
- La plus grande difficulté rencontrée est le transfert de la chaleur vers l'intérieur du cylindre d'où la nécessité de chauffer à des températures élevées (> 100 °C)

4.4 Description du deuxième prototype

Compte tenu des observations faites sur le premier prototype, nous avons réalisé un deuxième groupe motopompe représenté par la figure (4.3):

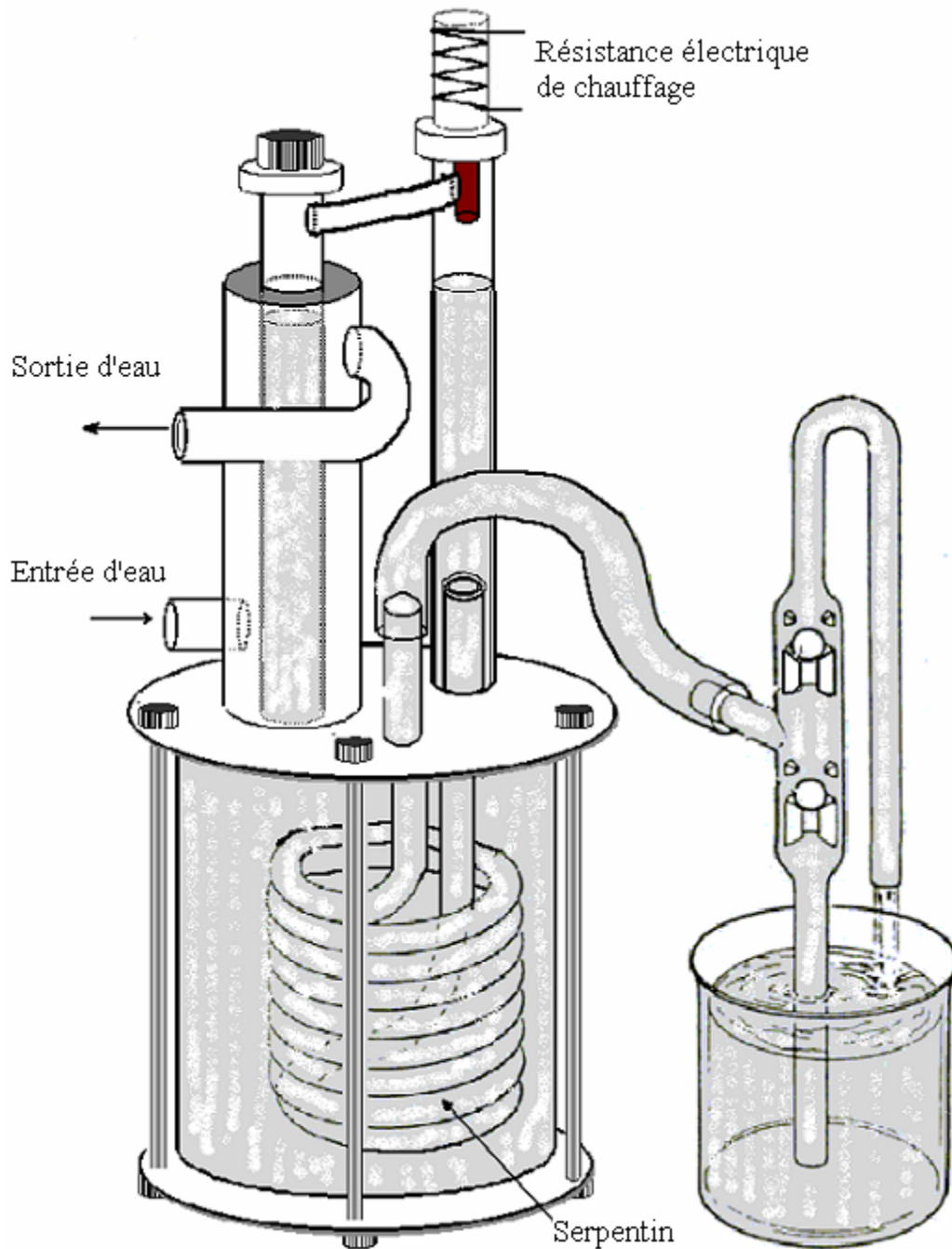


Figure 4.3 : Motopompe expérimentale à piston liquide (2^{ème} prototype)

4.5 Améliorations apportées au deuxième prototype

Pour pallier aux inconvénients que présente le premier prototype, on a réalisé sur ce deuxième montage les modifications suivantes :

4.5.1 Puissance de chauffage

Pour mieux contrôler le chauffage et évaluer sa puissance, nous avons remplacé la flamme par une résistance électrique, fixée sur l'extrémité supérieure du cylindre chaud comme indiqué par la figure (4.3).

4.5.2 Pertes de chaleur à travers le liquide

Un serpentin placé dans la boîte et constitué de huit spires permet aux oscillations de se faire d'une branche à l'autre sans transmettre d'une manière significative la chaleur.

4.5.3 Refroidissement du cylindre froid

Une circulation d'eau froide à travers un réfrigérant permet d'éviter un échauffement excessif du cylindre froid par conduction de chaleur à travers le tube de connexion des deux cylindres.

4.5.4 Déformation de la structure

Pour diminuer les pertes de puissance dues aux déformations du fond et du couvercle de la boîte cylindrique en tôle mince, ces derniers ont été consolidés par deux plaques épaisses en aluminium fixées à l'aide de tiges filtrées comme indiqué par la figure (4.3).

4.5.5 Transfert de chaleur

L'augmentation du rendement de notre motopompe passe par l'amélioration des transferts de chaleur entre la source chaude et l'air à l'intérieur du cylindre. La figure (4.4) montre le profil des températures à travers la paroi du cylindre et à travers la phase gazeuse à l'intérieur de celui-ci.

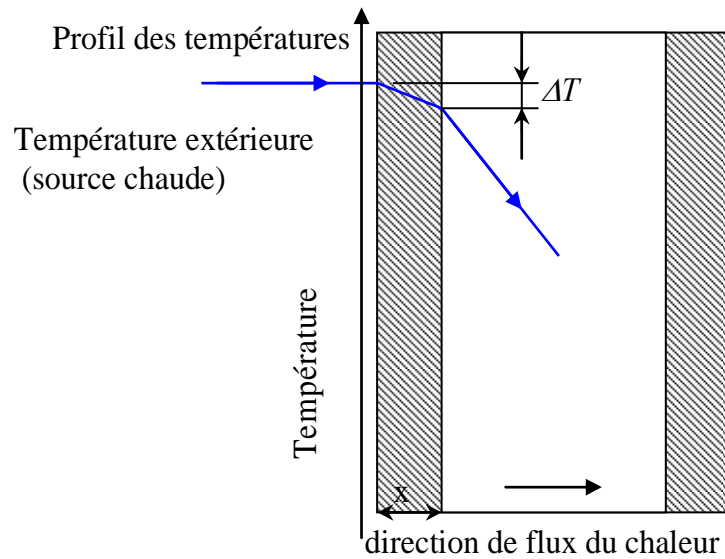


Figure 4.4 : Profil des températures à travers la paroi du cylindre

Le flux de chaleur transmis est proportionnel à la surface latérale (A) de la zone chauffée du cylindre et au gradient de température ($\Delta T/x$) :

$$Q = k A (\Delta T/x) \quad [37]$$

Où (k) représente la conductivité thermique de la paroi d'épaisseur (x) à travers laquelle se propage la chaleur (*figure 4.4*).

Dans notre cas, nous avons choisi un cylindre en cuivre qui a une bonne conductivité thermique. $K_{\text{cuivre}} = 393 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ à 400 K [38].

(A) représente la surface latérale de la partie chauffée du cylindre.

On a envisagé d'augmenter cette surface en soudant des ailettes en cuivre à l'intérieur du cylindre comme indiqué par la figure (4.5).

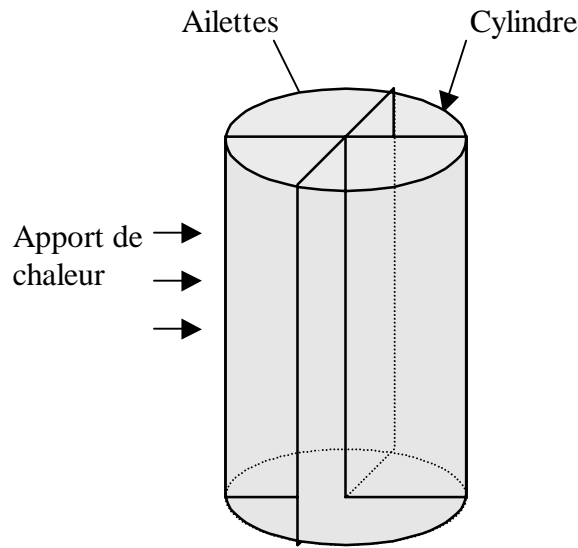


Figure 4.5 : Ailettes pour augmenter le transfert de chaleur

Pour augmenter le gradient de température, on a choisi un cylindre en cuivre de faible épaisseur ($x = 0,5 \text{ mm}$) sans pour autant compromettre, la résistance mécanique de celui-ci.

La figure (4.6) donne la température (T_C) de la phase gazeuse à proximité de l'axe du cylindre en fonction de la température (T_S) de la source chaude que l'on a fait varier. Ces températures ont été mesurées au moyen de deux thermocouples ; le premier est fixé sur la surface extérieure du cylindre, et le deuxième disposé sur l'axe central du cylindre.

Cette corrélation permet de calculer la température (T_C) du gaz à l'intérieur du cylindre chaud connaissant la température (T_S) de la source chaude à l'extérieur du cylindre.

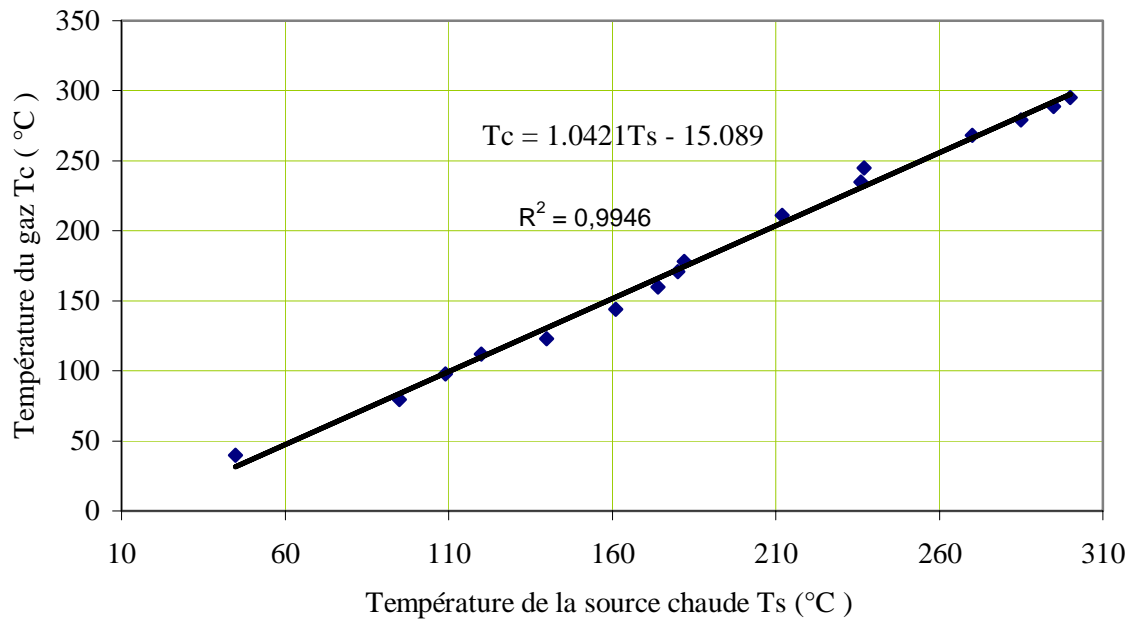


Figure 4.6 : température au cœur de la phase gazeuse en fonction de la température de la source chaude

4.6 Performances de ce deuxième prototype

On a constaté par rapport au premier dispositif, une faible amélioration des performances du groupe motopompe. En effet, l'absence d'un régénérateur convenablement dimensionné handicape énormément le bon fonctionnement du moteur et affaiblit son rendement. L'expérience acquise par la conception de ces deux premiers modèles nous a permis de réaliser un troisième prototype ayant un rendement acceptable et fonctionnant de manière très satisfaisante.

4.7 Description du troisième prototype

La figure (4.7) représente le prototype final issue des deux montages précédents et comportant un régénérateur intégré dans le tube de connexion des deux cylindres.

Les cylindres chaud et froid de 18 mm de diamètre sont soudés sur un gros cylindre en fonte d'épaisseur $0,5\text{ cm}$, disposé horizontalement ; il remplace dans les deux modèles précédents la boîte en tôle mince qui subissait, à cause des fortes

pressions qui sévissent à l'intérieur, des déformations entraînant une perte de puissance et des fuites.

La vis de purge qui était sujette à de fréquentes fuites est maintenant remplacée par un bouchon placé au bout d'un tube en U indépendant des cylindres et contenant de l'eau, ce qui assure une parfaite étanchéité à l'air.

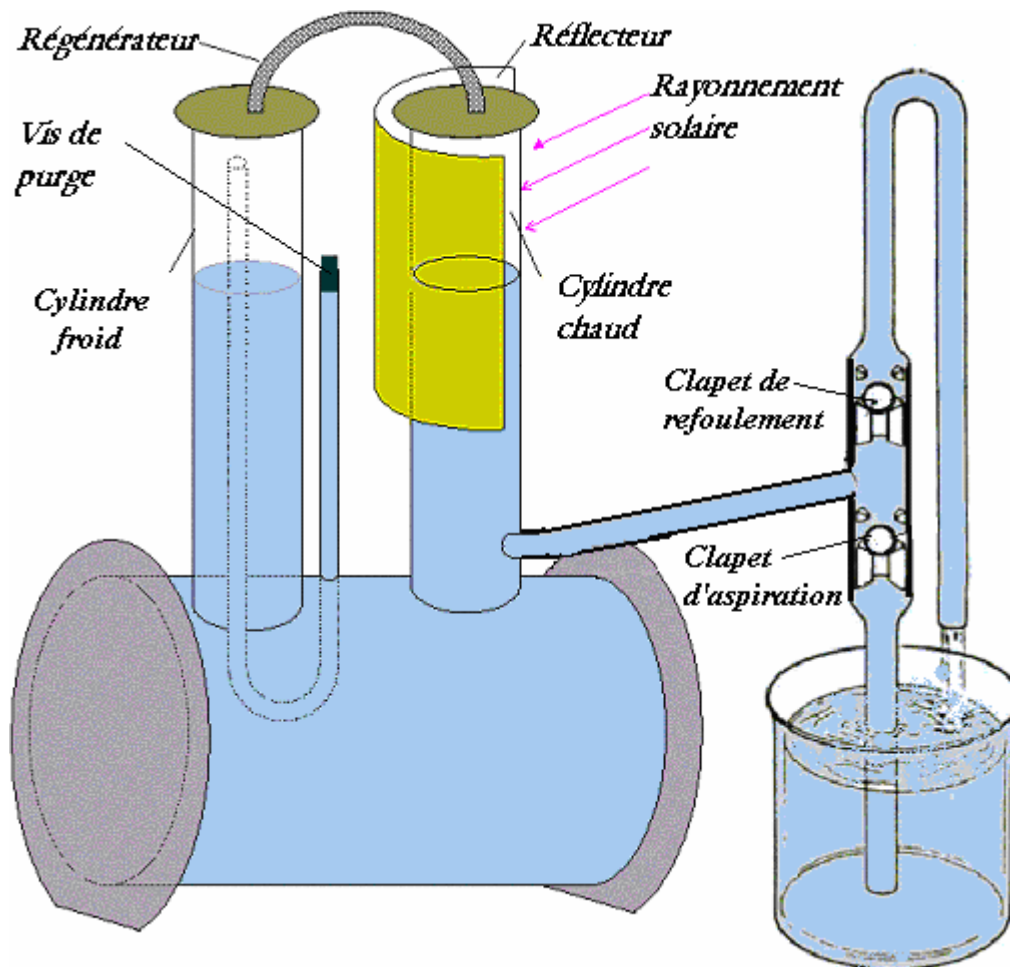


Figure 4.7 : Troisième prototype

Dés que ce dernier prototype a été équipé d'un régénérateur, nous avons constaté une nette amélioration des performances du groupe motopompe. Les expériences menées ont montré que le gain de rendement est considérable lorsque le moteur est équipé d'un régénérateur convenablement dimensionné.

Le dispositif expérimental de ce dernier prototype est représenté par la figure (4.8).



4.8 Mode de chauffage. Choix de la température (T_c)

Une température (T_c) de la source chaude de l'ordre de $82\text{ }^\circ\text{C}$ peut être obtenue grâce à un concentrateur d'énergie solaire de type cylindro-parabolique [39].

Une autre solution consiste à faire circuler dans un serpentin, un fluide caloporteur chauffé au moyen d'un capteur solaire plan [40]. La circulation du fluide se fait naturellement par thermosiphon [41]. Ce système assez simple permet d'atteindre des températures voisines de $82\text{ }^\circ\text{C}$ [42] (figure 4.9).

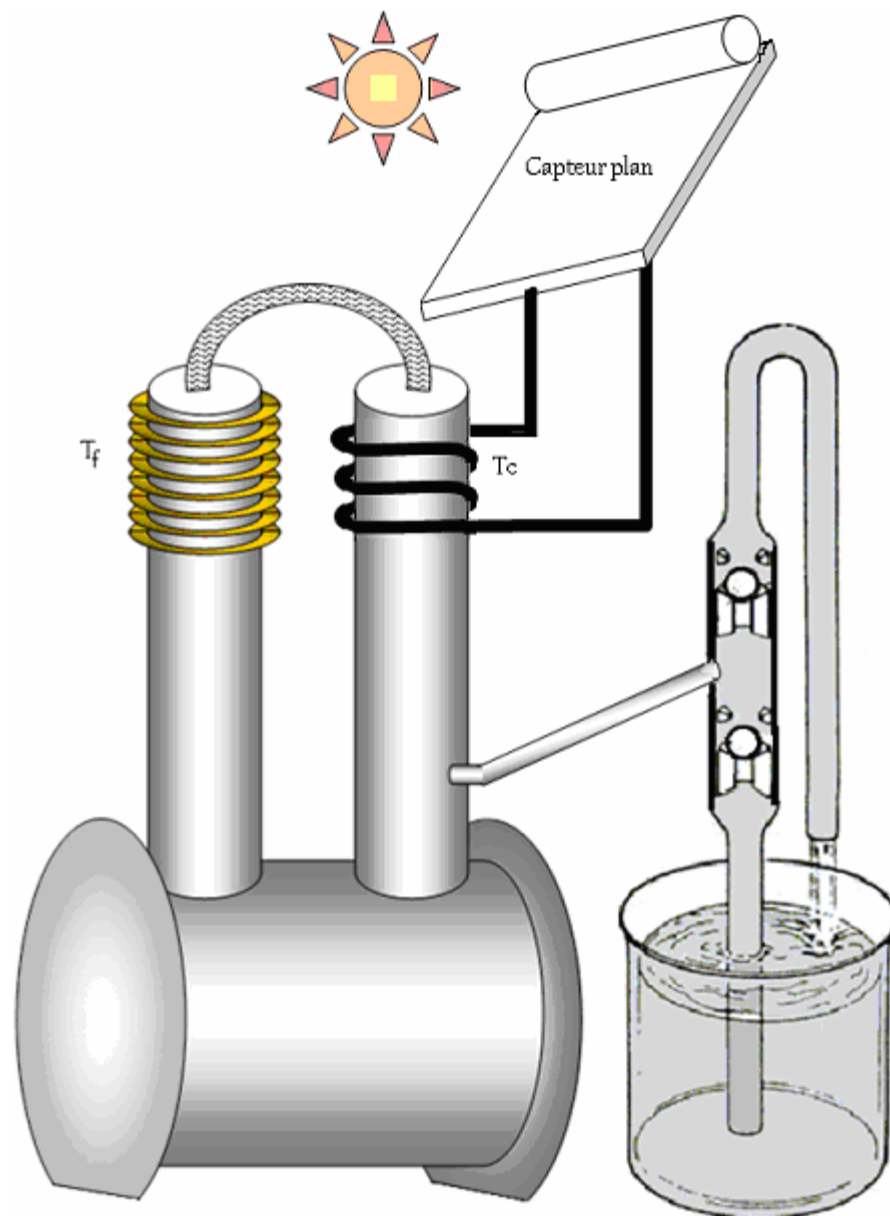


Figure 4.9 : Chauffage au moyen d'un capteur solaire plan

Le principe du thermosiphon est la circulation d'un liquide sous l'effet d'une variation de température. Le fluide, plus chaud dans le capteur que dans le ballon et donc moins dense, s'élève naturellement jusqu'au ballon situé dans la partie haute du capteur. La figure (4.10) montre les emplacements respectifs du ballon et du capteur plan :

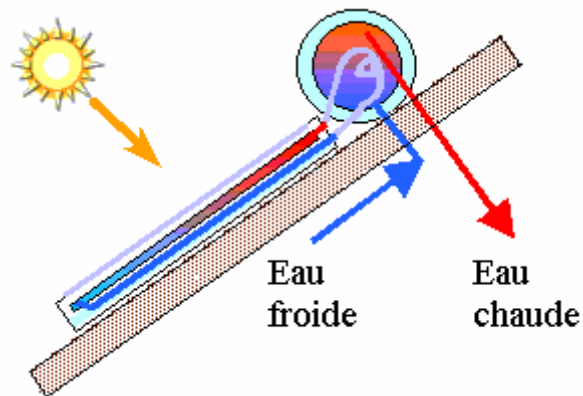


Figure 4.10 : Chauffage au moyen d'un capteur solaire plan et circulation par thermosiphon

Ce dispositif a l'avantage d'être simple et fiable : aucun système auxiliaire de pompage n'est nécessaire, tout se fait « naturellement ». Il est facile et rapide à installer.

4.9 Mode de refroidissement. Choix de la température (T_A)

La température de la source froide est maintenue à une valeur minimale grâce à une circulation de l'eau puisée comme indiquée par la figure (4.11).

Une autre solution techniquement plus simple consiste à équiper le cylindre froid d'ailettes de refroidissement pour augmenter la surface de contact entre le cylindre et l'air ambiant ; c'est cette solution qui a été retenue pour ce prototype figure (4.12).

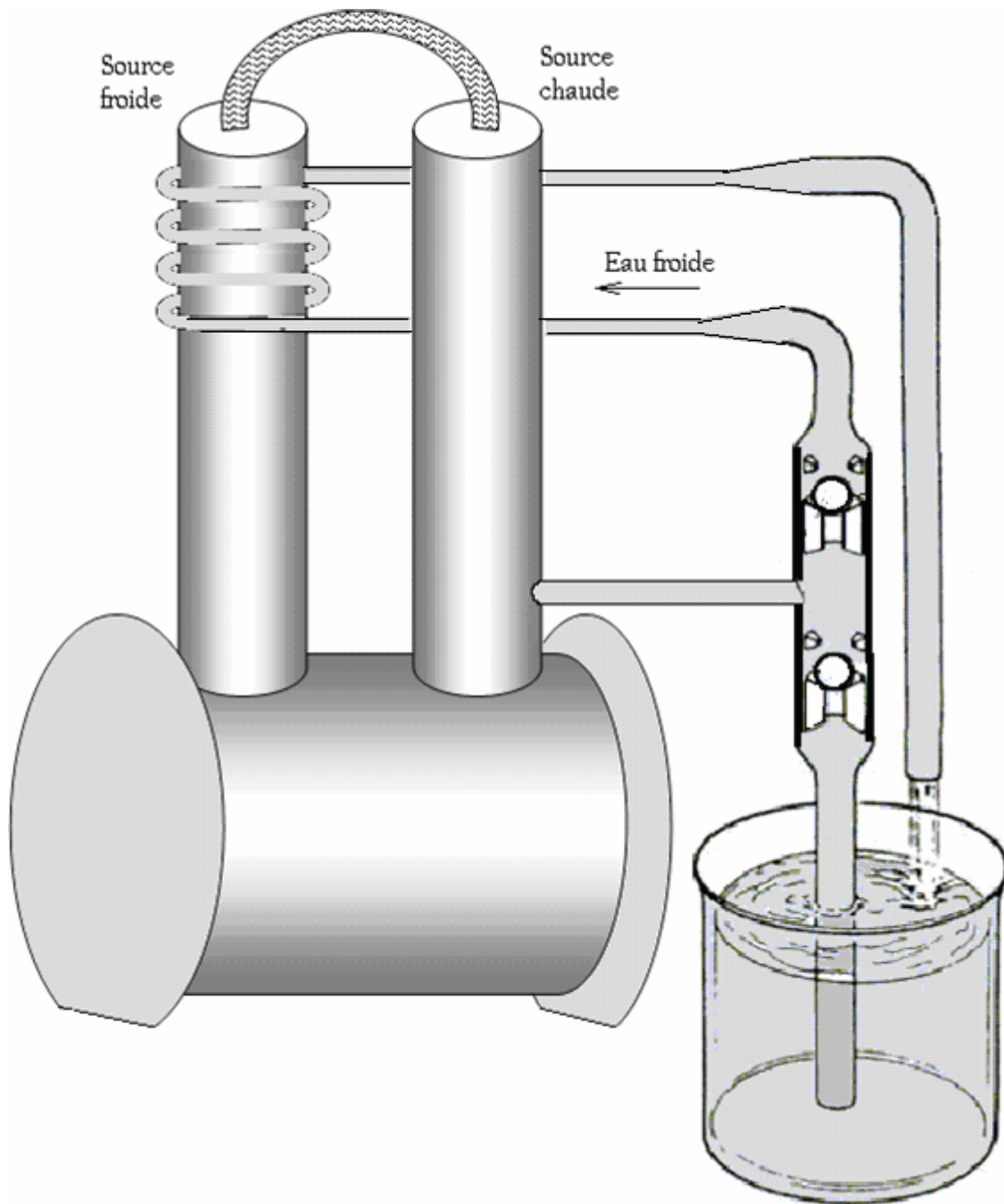


Figure 4.11 : Refroidissement par circulation de l'eau puisée

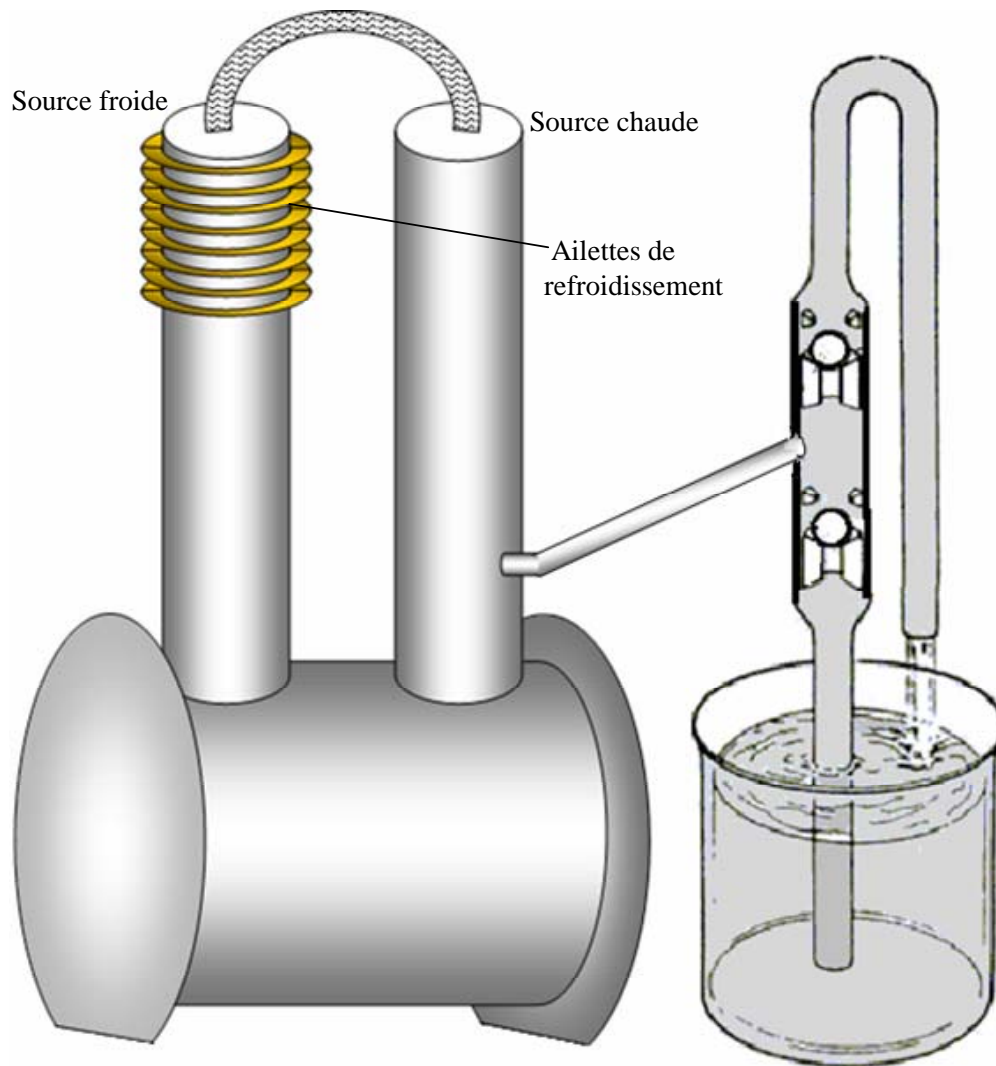


Figure 4.12 : Refroidissement par ailettes

4.10 MESURES EXPERIMENTALES

4.10.1 Pression d'aspiration ; problème de cavitation

Cette étude se fait avec un "manomètre à liquide", dans notre cas le liquide est de l'eau. Les manomètres à liquide sont fidèles et donnent la pression avec une bonne précision [30].

La pression d'aspiration (P_A) est donnée par : $P_A = P_a - \rho gh_0$ (figure 4.13)

- $P_a = 101,3 \text{ kPa}$: pression atmosphérique
 $\rho = 1000 \text{ kg/m}^3$: masse volumique de l'eau
 $g = 9,8 \text{ m/s}^2$: accélération de la pesanteur
 $h_0 = 0,25 \text{ m}$: hauteur de la colonne d'eau à l'aspiration

On trouve : $P_A = 0,976 \text{ atm}$.

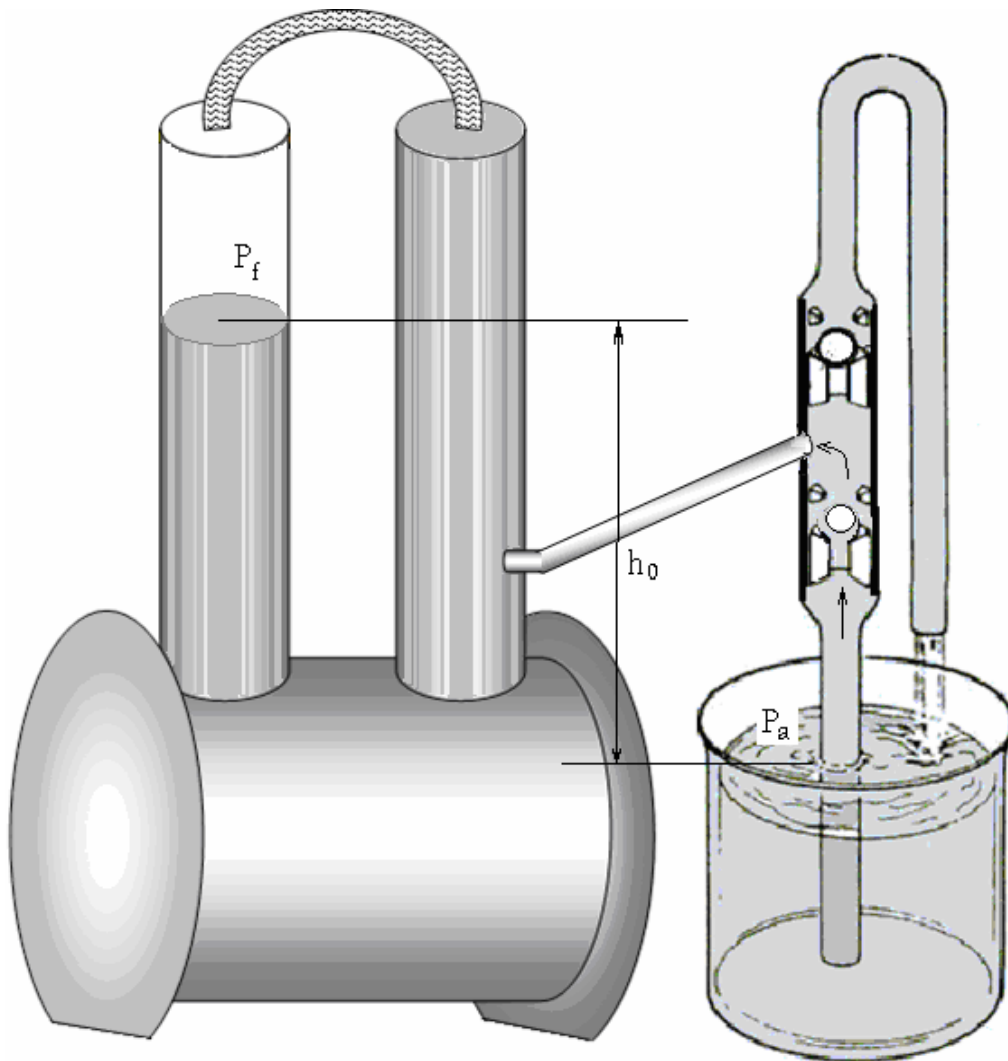


Figure 4.13 : Pression d'aspiration

Cette hauteur d'aspiration ne doit pas être trop importante car la pression au dessus de l'eau dans le cylindre froid au moment de l'aspiration devient très inférieure à la pression atmosphérique ce qui peut provoquer l'évaporation intempestive de l'eau et donc provoquer le phénomène de cavitation ; la pression (P_A) devient inférieure à la pression de vapeur saturante de l'eau ($P_V = 3,102 \text{ kPa}$

à 25 °C), ce qui risque de détériorer rapidement le cylindre du moteur. Ce phénomène se manifeste lorsque la hauteur (h_0) entre le niveau de la pompe et le niveau de l'eau à pomper est trop importante.

$$P_A < P_V \Rightarrow P_a - \rho g h_0 < P_V \text{ d'ou } h_0 < \frac{P_a - P_V}{\rho g} \quad h_0 < 10 \text{ m}$$

Pour qu'il n'y ait pas de cavitation, il faut que la hauteur d'aspiration (h_0) soit inférieure à 10 m.

4.10.2 Pression de refoulement

La pression de refoulement est mesurée par la hauteur de la colonne de mercure augmentée de la pression atmosphérique : $P_C = P_a + \rho_M g h_C$ (figure 4.14).

ρ_M : masse volumique du mercure

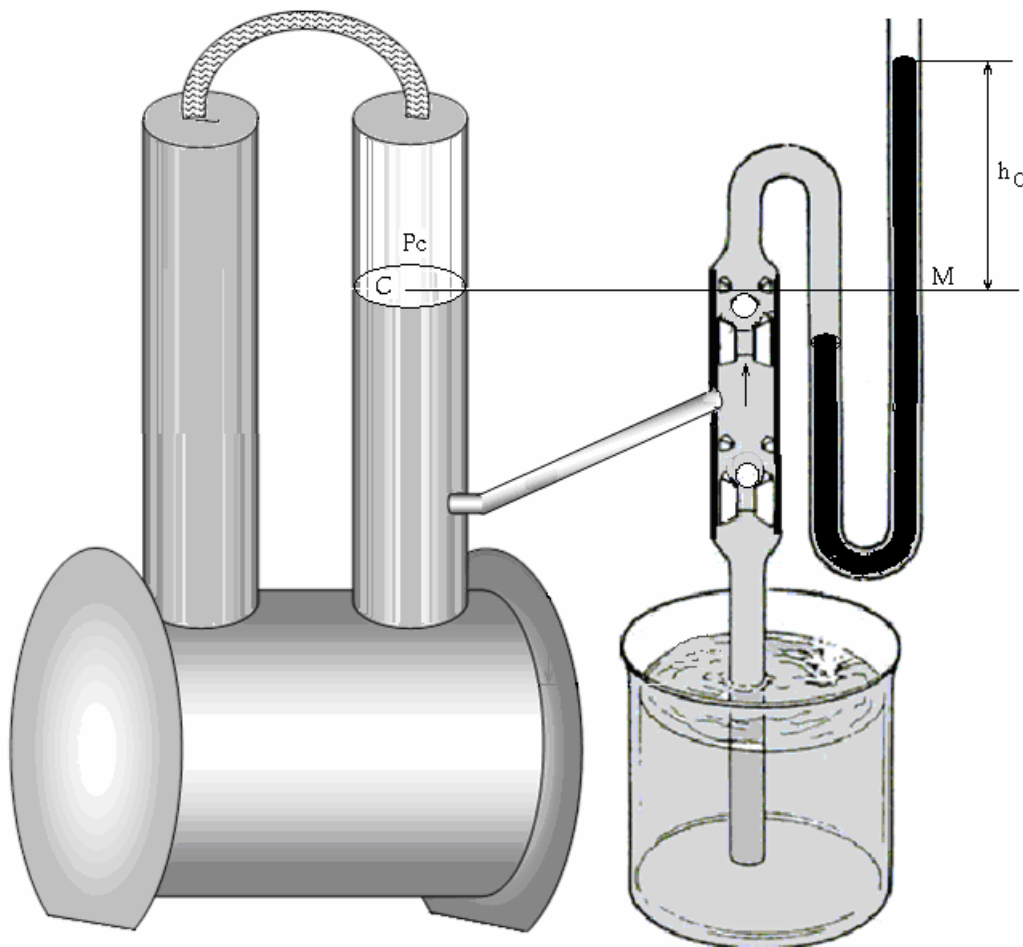


Figure 4.14: Pression de refoulement

La hauteur (h_C) de mercure est égale à $0,55\text{ m}$ ce qui équivaut à $7,5\text{ m}$ d'eau. On obtient donc $P_C = 174,8\text{ kPa} = 1,726\text{ atm}$.

4.10.3 Quantité d'air introduite dans le cylindre

Le nombre (n_0) de moles d'air introduit a été déterminé à partir du volume d'air (V_0) présent dans les cylindres au moment où on remplit les cylindres d'eau dans les conditions $T_0=298\text{ K}$ et sous $P_0= 1\text{ atm}$: $n_0 = \frac{P_0 V_0}{RT_0} =$; V_0 est estimé à partir de la hauteur d'air dans les cylindres et de la section droite de ces derniers ; ce volume a été optimisé (voir chapitre 5.)

4.10.4 Température chaude (T_C) et froide (T_A)

Les températures au niveau des cylindres chaud et froid et au cœur de la phase gazeuse sont mesurées au moyen de thermocouples *type K (Chromel-Alumel)* [43]. Le cylindre chaud est chauffé au moyen d'une résistance de puissance connue et le cylindre froid est au contact de l'air ambiant.

4.10.5 Débit massique de la pompe

Le débit massique (\dot{m}) de la pompe est directement mesuré en chronométrant le temps (t) que met la pompe pour remplir un récipient de volume (V) connu :

$$\dot{m} = \frac{\rho V}{t} \quad (\text{éq. 6.2})$$

Où (ρ) est la masse volumique de l'eau.

4.10.6 Puissances absorbée (P_a) et utile (P_u)

Dans le but de déterminer le rendement thermodynamique du groupe motopompe, nous avons évalué la puissance absorbée (P_a) en utilisant comme source chaude une résistance électrique de puissance connue.

La puissance utile (P_u) du groupe motopompe est égale au travail par unité de temps qu'effectue le système pour élever l'eau à la hauteur (h) :

$$P_u = \dot{m}gh \text{ (éq. 6.3)} \quad \text{où } \left(\dot{m} \right) \text{ est le débit massique de l'eau et } (g) \text{ l'accélération}$$

de la pesanteur.

4.10.7 Rendement du groupe motopompe

Le rendement thermodynamique réel du moteur est alors donné par :

$$\eta_{th} = 100 \frac{P_u}{P_a} \text{ (éq. 6.4)}$$

Par ailleurs la relation (3.4) montre que le rendement peut être amélioré en agissant sur les paramètres suivants :

- Le rendement de Carnot (η_c) en augmentant la température de la source chaude et en diminuant celle de la source froide.
- L'efficacité (ρ) en équipant le moteur d'un régénérateur convenablement dimensionné.
- La nature du gaz qui doit avoir un rapport ($\gamma = C_p/C_v$) et une conductance thermique les plus grands possibles.
- Le rapport volumétrique (V_A/V_C) qui doit être assez élevé.

La suite de cette étude consistera à optimiser ces paramètres pour améliorer le rendement du moteur.

4.11 Moteur équipé d'un régénérateur

Le régénérateur se compose d'une matrice métallique poreuse capable de stocker la majeure partie de l'énergie thermique contenue dans le fluide de fonctionnement après l'étape de détente isotherme. La chaleur stockée est restituée pendant le prochain cycle pour chauffer le fluide de fonctionnement à la fin de la compression ce qui permet d'améliorer le rendement réel [44, 45, 46].

Notre régénérateur constitué par un simple faisceau de fils en cuivre (*figure 4.15*) ne complique pas le dispositif mais peut entraîner s'il est mal dimensionné des pertes de charges responsables d'une baisse de puissance (*voir chapitre 5*).

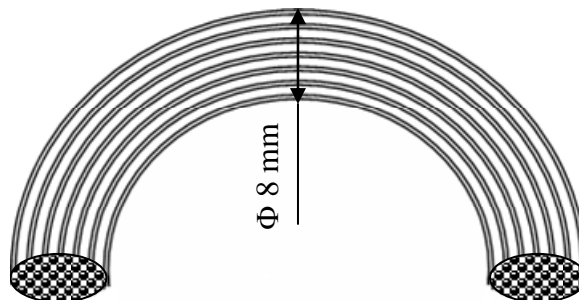


Figure 4.15: Régénérateur

CHAPITRE 5

OPTIMISATION DES PARAMETRES

7.1 Optimisation de la quantité d'air enfermée

Le débit et la puissance de la pompe mesurés comme indiqué aux paragraphes (4.10.5) et (4.10.6) pour différents volumes gazeux (V_0) enfermés initialement dans les deux cylindres, sont donnés dans le tableau (7.1).

V_0 (cm^3)	P_u (W)	\dot{m} (kg/h)
10,0	0.80	55
20,0	1.22	64
30.4	1.33	68
39.9	1.11	63
48.6	0.62	48
60,0	0.40	42

Tableau 7.1 : Puissance utile en fonction du rapport de volume (V_0)

La figure (7.1) donne les variations du débit et de la puissance de la pompe en fonction de la quantité de gaz enfermée dans le cylindre.

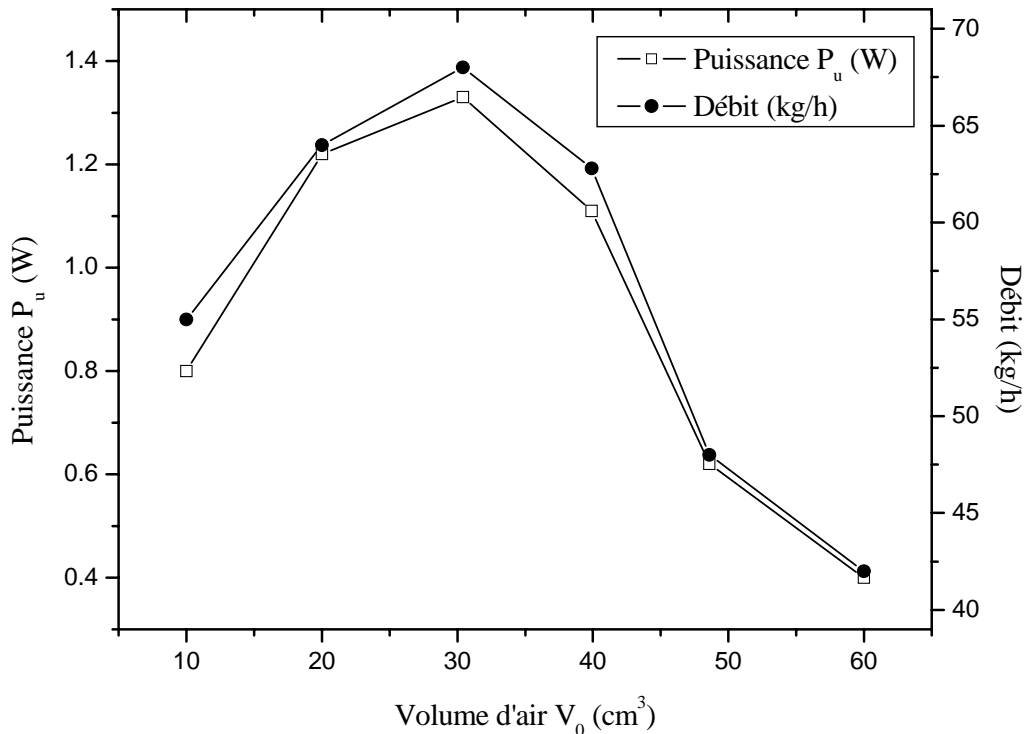


Figure 7.1 : Puissance et Débit massique de la pompe en fonction du volume de gaz

On remarque que ces deux caractéristiques essentielles de la pompe sont maximales pour un volume gazeux proche de 30 cm^3 . Au delà d'un volume égal à 60 cm^3 , de l'air sort par le tube d'échappement avec l'eau et en dessous de 10 cm^3 , le fonctionnement du moteur est altéré. Nous retiendrons donc comme valeur optimale du volume gazeux enfermé dans les deux cylindres la valeur de ($V_0=30 \text{ cm}^3$) mesurée à 298 K et sous 1 atm , ce qui correspond à environ $1/3$ de la hauteur du cylindre.

7.2 Porosité optimale du régénérateur

Les mesures expérimentales ont montrés que l'espace libre pour le passage de l'air doit être égal à 40 % de la section du tube de connexion dont le diamètre est de 8 mm. En effet la figure (7.2) montre que le rendement (η_{th}) du moteur est maximum lorsque 60 % de la section (S) du tube est occupé par les fils de cuivre de section globale (ns) où (n) représente le nombre de fils et (s) la section d'un fil. La porosité du générateur

est : $\varepsilon(\%) = \frac{(S - ns)l}{Sl} 100 = \frac{S - ns}{S} 100$ où (l) est la longueur du tube.

Le rendement thermodynamique η_{th} est calculé à partir de l'équation (6.4) pour différentes porosités (ε) du régénérateur. La puissance (P_a) fournie par la source chaude (résistance électrique) est maintenue constante ($P_a=20 \text{ W}$) et la puissance utile (P_u) est déterminée en mesurant le débit et la hauteur de refoulement de la pompe (éq. 6.3). Les résultats des calculs sont groupés dans le tableau (7.2). La figure (7.2) montre comment varie le rendement du moteur avec la porosité (ε) du régénérateur ; ce rendement est maximum pour une porosité de 40 % environ puis il décroît car la surface spécifique diminue et donc l'efficacité du régénérateur diminue également.

$P_a \text{ (W)}$	$P_u \text{ (W)}$	$\varepsilon \text{ (\%)} $	$\eta_{th} \text{ (\%)} $
20	0,8	9,8	4,0
20	1,2	20,1	6,0
20	1,6	39,6	8,0
20	1,4	59,9	7,0
20	0,9	80,2	5,0
20	0,5	100	2,5

Tableau 7.2 : Rendement du moteur en fonction de la porosité du régénérateur

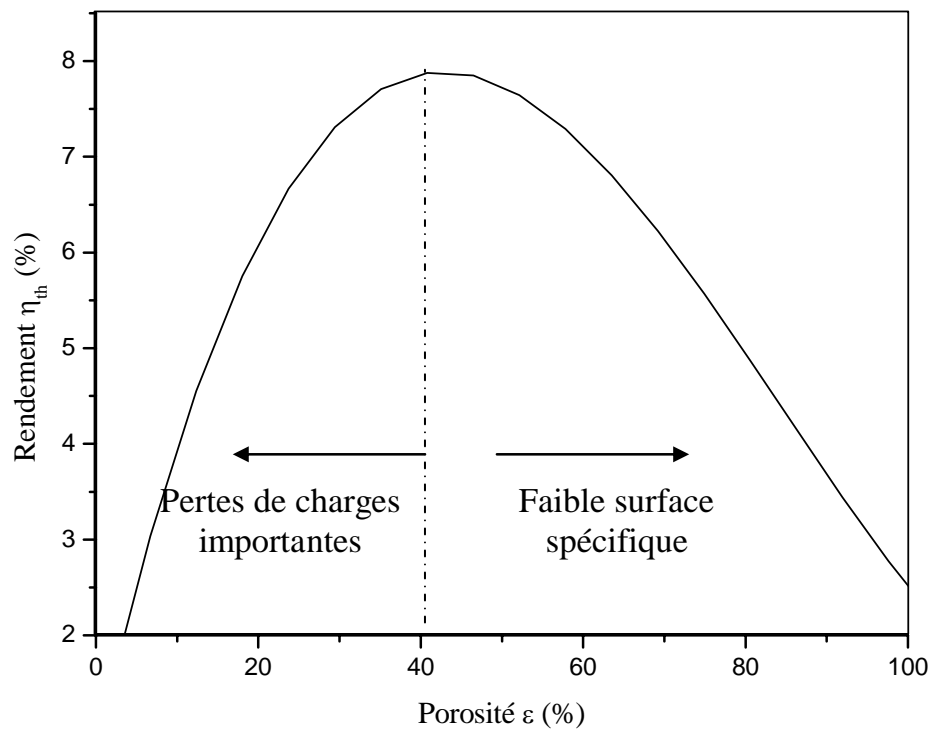


Figure 7.2 : Rendement du moteur en fonction de la porosité

7.3 Rendement en fonction de la température de la source chaude

La figure (7.3) montre la variation du rendement idéal calculé à partir de la formule de Carnot (2.4) et celle du rendement thermodynamique ($\eta_{th} = 100 P_u / P_d$) obtenu pour le prototype final en fonction de la température (T_C) de la source chaude, la température de la source froide étant maintenue à 25 °C. Pour $T_C = 82$ °C, le rendement obtenu (8,7%) est environ la moitié du rendement idéal de Carnot (15,9%). Le moteur peut fonctionner à des températures chaudes (T_C) beaucoup plus faibles que 82°C, on remarque que lorsque la température (T_C) diminue, le rendement thermodynamique (η_{th}) se rapproche du rendement idéal (η_i). Ceci est dû au fait que les pertes de chaleur à travers la paroi du cylindre, augmentent avec la température.

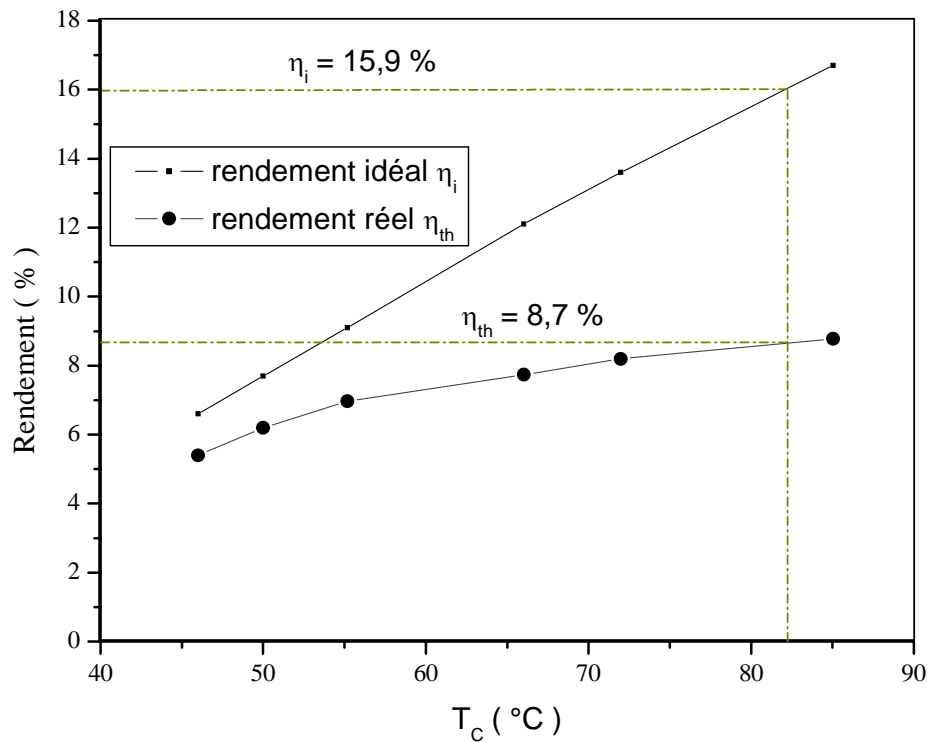


Figure 7.3 : Rendement en fonction de la température de la source chaude

7.4 Détermination de l'efficacité du régénérateur

A partir de l'équation du modèle théorique (éq. 3.4), on peut alors déterminer l'efficacité (ρ) du régénérateur sachant que :

- Le rendement thermodynamique $\eta_{th} = 8,7\%$ (figure 7.3)
- Le rendement idéal $\eta_i = 15,9\%$ pour $T_A = 298K$ et $T_C = 355K$
- Le coefficient $\gamma = 1,4$ pour l'air
- Le rapport des volumes ($V_A/V_C = 1,48$)

L'équation (3.4) donne alors l'efficacité (ρ) du régénérateur :

$\rho = 1 - \left(\frac{1}{\eta_{th}} - \frac{1}{\eta_i} \right) (\gamma - 1) \ln \left(\frac{V_A}{V_C} \right)$. On obtient $\rho = 18,4 \%$; cette efficacité du

régénérateur peut être améliorée en utilisant une structure poreuse de plus grande surface spécifique et en l'isolant thermiquement pour éviter les pertes de chaleur vers l'extérieur.

7.5 Nature du gaz utilisé

L'hélium dont la conductivité thermique est 5 fois plus grande que celle de l'air devrait théoriquement donner un meilleur rendement ; son coût plus élevé importe peu car la quantité de gaz utilisé dans ce type de moteur reste très faible et le gaz n'est pratiquement pas altéré au cours du fonctionnement. Le modèle théorique (éq. 3.4) prévoit un rendement thermodynamique (η_{th}) de 14 % lorsque l'hélium ($\gamma=1,6$) est utilisé en remplacement de l'air ($\gamma=1,4$) pour lequel le rendement était de 8,7 % soit une nette amélioration de 60 % environ.

7.6 Nature du liquide utilisé

Le liquide utilisé dans le moteur à piston liquide peut influencer sur les performances de celui-ci à cause de sa viscosité et de sa pression de vapeur saturante aux températures de fonctionnement du moteur. Dans le but d'étudier cette influence, nous avons mesuré la puissance de la pompe en fonction de la viscosité (η) et de la pression de vapeur saturante (P_v) d'une solution eau/glycérine pour différents titres massique (x).

Le tableau (7.3) donne la puissance utile (P_u) déduite des mesures du débit et de la hauteur de refoulement (éq. 6.3) en fonction de la viscosité et la pression de vapeur (P_v) du liquide (eau/glycérine). La pression de vapeur et la viscosité des solutions eau glycérine en fonction de la température (T) et du titre massique (x) sont données en annexe.

η (Cp)	P_v (mm Hg)	P_u (Watt)
0,8007	31,0	1,50
1,6100	24,3	1,29
3,1670	19,0	1,23
4,3635	17,7	1,24
6,5046	15,7	1,20
8,2540	14,7	1,16

Tableau 7.3 : Puissance en fonction de la viscosité et de la pression de vapeur

La figure (7.4) donne les variations de la puissance de la pompe, en fonction de la viscosité et de la pression de vapeur pour les mélanges eau glycérine utilisés à la température $T_L=25$ °C.

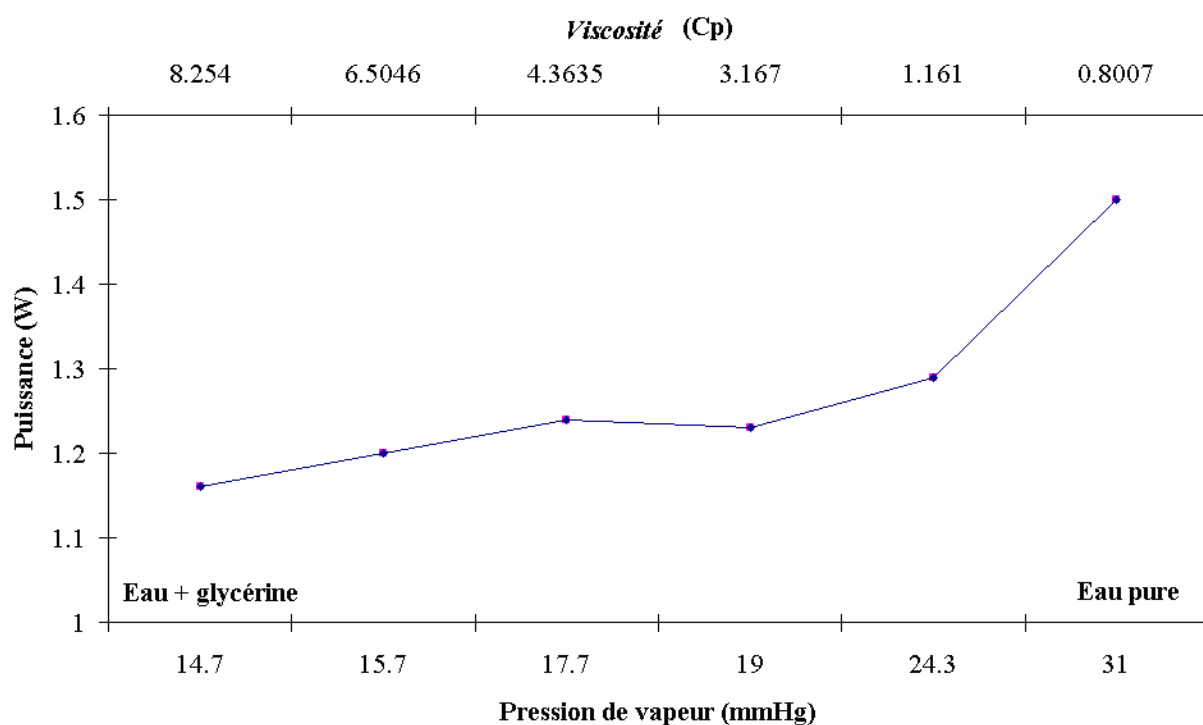


Figure 7.4 : Puissance de la pompe en fonction de la viscosité et de la pression de vapeur des solutions eau/glycérine

La source de chaleur fournit suffisamment d'énergie pour que l'eau se vaporise partiellement dans le cylindre chaud. Cette vaporisation consomme de l'énergie, mais la présence de la vapeur d'eau dans le cylindre chaud augmente l'amplitude et la fréquence des fluctuations de pression de l'air, ce qui a pour effet d'augmenter le débit donc la puissance de pompage.

L'augmentation de la viscosité du liquide entraîne une plus grande consommation d'énergie pour maintenir le liquide en oscillation dans le cylindre ce qui se traduit par une perte de puissance.

On conclut que le moteur de Stirling à piston liquide fonctionne mieux avec un liquide plus volatil ayant une faible viscosité et avec un gaz inerte tel que l'hélium qui a l'avantage d'avoir un rapport ($\gamma=Cp/Cv$) et une conductivité thermique beaucoup plus élevés que pour l'air.

7.7 Résultats de l'optimisation

Le tableau (7.4) donne les différents paramètres mesurés et optimisés pour le troisième prototype. Tous les paramètres influençant le rendement thermodynamique ont été optimisés de manière à se rapprocher le plus possible du rendement idéal (η_i) qui ne sera en réalité jamais atteint.

Prototype	P_a (W)	P_u (W)	$\eta_{th}=100P_u/P_a$ (%)	\dot{m} (kg/h)	h (m)	T_c (°C)	T_f (°C)	η_i (%)
3 ^{ème}	20	1,73	8,7	79,5	8	82	25	16

Tableau 7.4 : Valeurs optimisées des paramètres

Quatre facteurs principaux ont contribué à l'amélioration du rendement du troisième prototype :

1. l'équipement du moteur d'un régénérateur convenablement dimensionné
2. l'équipement du cylindre froid d'ailettes de refroidissement

3. L'optimisation du rapport des températures de fonctionnement (T_A) et (T_C)
4. L'amélioration des transferts thermiques.

CHAPITRE 6

PERSPECTIVES

6.1 Conception d'un groupe motopompe à piston libre

6.1.1 Objectif

Les moteurs Stirling à piston libre [47] ne comportent pas une tringle entre le piston de puissance et le piston de déplacement de l'air. L'objectif est de réaliser un moteur de ce type, actionné à l'énergie solaire sans la nécessité d'un concentrateur d'énergie.

6.1.2 Description

Ce moteur actionné par de l'énergie solaire est utilisé pour le pompage de l'eau (figure 8.1). Comme piston de puissance on utilise une feuille métallique mince, qui se déforme sous l'effet de la fluctuation de pression en même temps que les deux clapets (aspiration et refoulement). On obtient donc une motopompe à diaphragme, actionnée par de l'énergie solaire. La colonne d'eau et le ressort sous le piston de guidage du « déplaceur » servent à changer la disposition des sources chaude (en haut) et froide (en bas) par rapport au moteur classique à piston libre tel qu'il a été décrit dans le chapitre 1 (figure 1.3). Cette disposition sera mieux adaptée aux irradiations solaires.

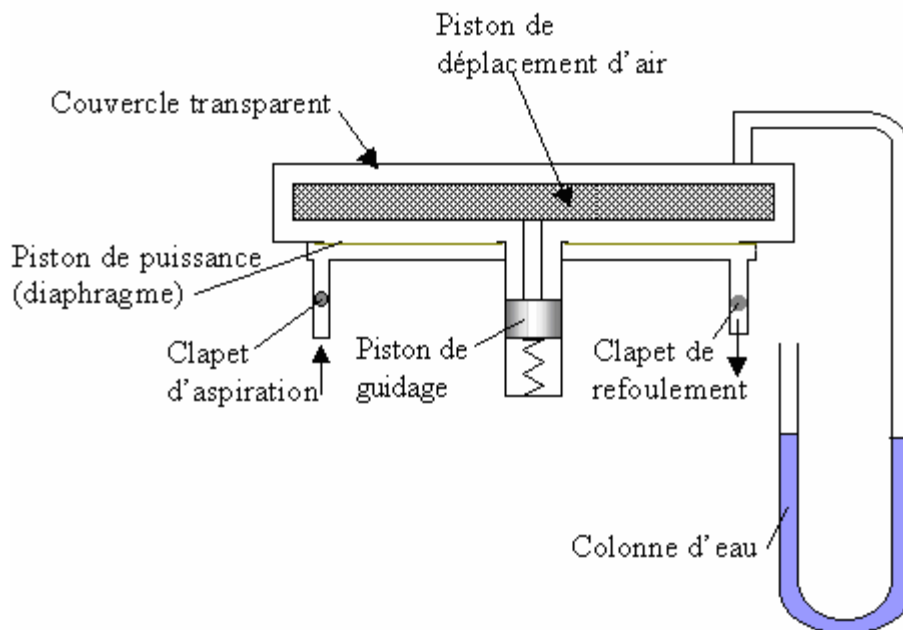


Figure 8.1 : Motopompe à piston libre

Ce dispositif de conception plus délicate mais mieux adapté à l'énergie solaire

est en cours de réalisation et fera l'objet d'une étude expérimentale à venir. La figure (8.2) donne un premier dimensionnement de ce dispositif.

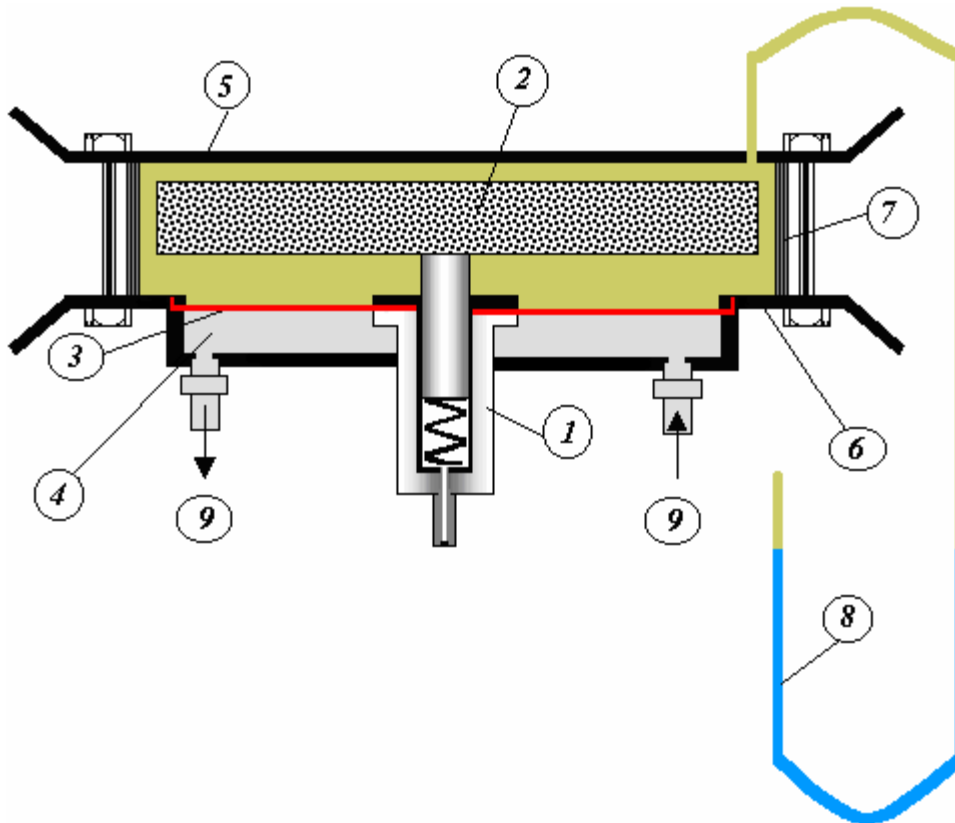


Figure 8.2 : Dispositif expérimental

- ① Diamètre du piston de guidage (seringue en verre ϕ 15mm)
- ② Diamètre du cylindre du piston de déplacement de l'air en polystyrène 185mm, épaisseur 15mm
- ③ Piston de puissance en tôle galvanisée de faible épaisseur
- ④ Eau pompée
- ⑤ Couvercle supérieur (plateau en aluminium ϕ 220mm, épaisseur 3 mm)
- ⑥ Couvercle inférieur (plateau en aluminium ϕ 220mm, épaisseur 3 mm)
- ⑦ Cylindre du piston de déplacement (PVC de 5 mm d'épaisseur)
- ⑧ Colonne d'eau (tuyau en PVC ϕ 20mm, longueur 650mm course +/- 50mm) sert à équilibrer le poids du piston de guidage et la tension du ressort.
- ⑨ Clapets d'aspiration et de refoulement

CONCLUSION

CONCLUSION

L'étude du cycle de Stirling nous a permis de développer un modèle théorique permettant de prédire le rendement du cycle réel. Ce modèle simpliste tient compte de la nature du gaz, de l'efficacité du régénérateur, du rendement du cycle idéal c'est à dire des températures de la source chaude et de la source froide ainsi que du rapport de compression. Ce modèle ne tient pas compte de la cinétique de transfert de chaleur.

L'étude expérimentale a permis la réalisation d'une petite pompe solaire à piston liquide inusable, puisqu'elle ne comporte aucune pièce mécanique en mouvement mis à part les clapets d'aspiration et de refoulement. La difficulté dans l'élaboration de ce dispositif basé sur un cycle de Stirling était dans un premier temps le dimensionnement du groupe motopompe ; ceci s'est réalisé au bout de trois tentatives. Dans un deuxième temps nous avons procédé à l'optimisation des différents paramètres ce qui a conduit à une nette amélioration des performances de notre dispositif. Le principal paramètre qui a conduit à ces performances est le régénérateur constitué de fils de cuivre fins disposés dans le conduit d'air reliant le cylindre chaud et le cylindre froid. Nous pensons que ces performances peuvent encore être améliorées en utilisant une matrice poreuse métallique ayant une plus grande surface spécifique et présentant de faibles pertes de charge (perte de pression à travers la matrice poreuse). Ce dernier point doit faire encore l'objet d'une étude plus approfondie.

Cette petite pompe actionnée pour l'instant au moyen d'une résistance de 20 W ou d'une petite flamme est capable puiser 79 l/h d'eau à une profondeur de 8 m. Le rendement énergétique est de 8,7 % et représente environ la moitié du rendement de Carnot dont la valeur est de 16 %, lorsqu'on se limite à une température de la source chaude de 85 °C et à 25 °C pour la source froide.

La configuration géométrique de cette pompe n'est pas très bien adaptée à l'irradiation solaire directe puisqu'elle nécessite soit un capteur plan pour le réchauffement soit un dispositif de concentration de l'énergie solaire. Pour remédier à

CONCLUSION

cet inconvénient, nous avons abordé l'étude d'un deuxième dispositif de pompage mieux adapté à l'irradiation solaire directe ; ce moteur à piston libre est aussi basé sur le cycle de Stirling et il devrait présenter de meilleures performances, mais il est techniquement plus délicat à réaliser avec les moyens rustiques d'usinage dont on dispose actuellement.

NOMENCLATURE

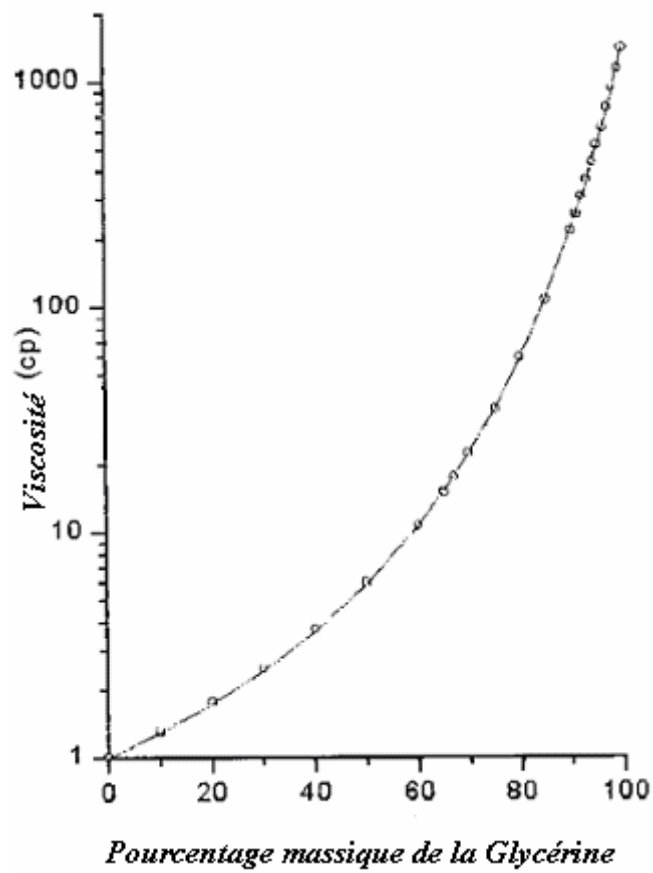
NOMENCLATURE

A	Surface de la zone chaude	m^2
C_p	Capacité calorifique à pression constante	$JK^{-1}mol^{-1}$
C_v	Capacité calorifique à volume constante	$JK^{-1}mol^{-1}$
\dot{m}	Débit volumique	l/h
d	Diamètre du tube de refoulement	mm
g	Accélération de la pesanteur	m/s^2
h	Hauteur de refoulement	m
N	Nombre d'oscillations par unité du temps	s^{-1}
n	Nombre de moles	$mol.$
p	Pression du gaz	$atm.$
p_a	Pression atmosphérique	$atm.$
$p_i (i=1,2,3,4)$	Pression du gaz au cours de la transformation	$atm.$
p_C	Pression du refoulement	$atm.$
p_v	Pression de vapeur	$mmHg$
P_u	Puissance utile	W
P_a	Puissance absorbée	W
Q	Quantité de chaleur	J
Q_{cy}	Chaleur fournie par le cycle	J
Q_{ext}	Chaleur externe fournie par la source chaude	J
Q_1^2	Chaleur cédée pendant la compression isotherme	J
Q_2^3	Chaleur mise en jeu au cours du chauffage isochore	J
Q_3^4	Chaleur mise en jeu lors de la détente isotherme	J
Q_4^1	Chaleur mise en jeu lors du refroidissement isochore	J
$Q_{per.}$	Chaleur perdue	J
K	Conductivité thermique	$W m^{-1}K^{-1}$
R	Constant des gaz parfaits	$JK^{-1}mol^{-1}$
S	Entropie	JK^{-1}
ρ	Efficacité du régénérateur	
T	Température	K
T_C	Température de la source chaude	K
T_A	Température de la source froide	K
V	Volume du gaz	l
(V_M/V_m)	Rapport de compression	
η_{th}	Rendement thermodynamique	$\%$
η_i	Rendement idéal	$\%$
W_{cy}	Travail total fourni par le cycle	J
W_1^2	Travail absorbé lors de la compression du gaz	J
W_2^3	Travail du cycle lors du chauffage isochore	J
ρ	Masse volumique de l'eau	kg/m^3
ρ_m	Masse volumique du mercure	kg/m^3
η	Viscosité dynamique des solutions eau- glycérine	Cp

ANNEXES

10.1 Viscosité des solutions eau glycérine en Centpoises /m Pa s [48]

Pourcentage Massique de la glycérine	Température (°C)										
	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
0	1.792	1.308	1.005	0.8007	0.6560	0.5494	0.4688	0.4061	0.3565	0.3165	0.2838
10	2.44	1.74	1.33	1.03	0.826	0.680	0.505	0.500	-	-	-
20	3.44	2.41	1.76	1.35	1.07	0.879	0.733	0.635	-	-	-
30	5.14	3.49	2.50	1.87	1.46	1.16	0.956	0.816	0.690	-	-
40	8.25	5.37	3.72	2.72	2.07	1.62	1.30	1.09	0.918	0.763	0.668
50	14.6	9.01	6.00	4.21	3.10	2.37	1.86	1.53	1.25	1.05	0.910
60	29.9	17.4	10.8	7.19	5.08	3.76	2.85	2.29	1.84	1.52	1.28
65	45.7	25.3	15.2	9.85	6.80	4.89	3.66	2.91	2.28	1.86	1.55
67	55.5	29.9	17.7	11.3	7.73	5.50	4.09	3.23	2.50	2.03	1.68
70	76	38.8	22.5	14.1	9.40	6.61	4.86	3.78	2.90	2.34	1.93
75	132	65.2	35.5	21.2	13.6	9.25	6.61	5.01	3.80	3.00	2.43
80	255	116	60.1	33.9	20.8	13.6	9.42	6.94	5.13	4.03	3.18
85	540	223	109	58	33.5	21.2	14.2	10.0	7.28	5.52	4.24
90	1310	498	219	109	60.0	35.5	22.5	15.5	11.0	7.93	6.00
91	1590	592	259	127	68.1	39.8	25.1	17.1	11.9	8.62	6.40
92	1950	729	310	147	78.3	44.8	28.0	19.0	13.1	9.46	6.82
93	2400	860	367	172	89	51.5	31.6	21.2	1.	10.3	7.54
94	2930	1040	437	202	105	58.4	35.4	23.6	15.8	11.2	8.19
95	3690	1270	523	237	121	67.0	39.9	26.4	17.5	12.4	9.08
96	4600	1580	624	281	142	77.8	45.4	29.7	19.6	13.6	10.1
97	5770	1950	765	340	166	88.9	51.9	33.6	21.9	15.1	10.9
98	7370	2460	939	409	196	104	59.8	38.5	24.8	17.0	12.2
99	9420	3090	1150	500	235	122	69.1	43.6	27.8	19.0	13.3
100	12070	3900	1400	612	284	142	81.3	50.6	31.9	21.3	14.8



10.2 Pression de vapeur des solutions eau-glycérine [49]

x (%) masse	Point d'éb. sous 1 atm (°C)	Pression de Vap. à 100°C (mm Hg)
100	290.0	64
99	239.0	87
98	208.0	107
97	188.0	126
96	175.0	144
95	164.0	162
94	156.0	180
93	150.0	198
92	145.0	215
91	141.0	231
90	138.0	247
89	135.0	263
88	132.5	279
87	130.5	295
86	129.0	311
85	127.5	326
84	126.0	340
83	124.5	355
82	123.0	370
81	122.0	384
80	121.0	396
79	120.0	408
78	119.0	419
77	118.2	430
76	117.4	440
75	116.7	450
74	116.0	460
73	115.4	470
72	114.8	480
71	114.2	489
70	113.6	496
65	111.3	553
60	109.0	565
55	107.5	593
50	106.0	618
45	105.0	639
40	104.0	657
35	103.4	675
30	102.8	690
25	102.3	704
20	101.8	717
10	100.9	740
0	100.0	760

10.3 Pression de vapeur de l'eau pure [51]

P _v (mmHg)	T ⁻¹ (K ⁻¹)	Ln P _v Eau pure x=0
5,294	0,003634	1,67
6,606	0,003608	1,89
7,013	0,003582	1,95
8,045	0,003557	2,09
9,209	0,003532	2,22
10,518	0,003507	2,35
11,987	0,003483	2,48
13,634	0,003458	2,61
15,477	0,003435	2,74
17,535	0,003411	2,86
760	0,002680	6,63

10.4 Pression de vapeur de la glycérine pure [50]

mmHg	1	5	10	20	40	60	100	200	400	760
°C	125.5	153.8	167.2	182.2	198.0	208.0	220.1	240.0	263.0	290.0

10.5 Calcul de la pression de vapeur des solutions eau-glycérine utilisées à 30°C.

Eau pure : $\ln P_v = (A_0/T) + B_0$ avec $A_0 = -5169,8$ et $B_0 = 20,487$.

Glycérine pure : $\ln P_v = (A_1/T) + B_1$ avec $A_1 = -9158,9$ et $B_1 = 23,078$.

Solution eau- glycérine : $\ln P_v = (A(x)/T) + B(x)$

avec : $A(x) = 373,15(\ln P_{v,100^\circ\text{C}} - B(x))$

$$B(x) = B_0(1-x) + B_1 x.$$

x	B(x)	P _{v(100°C)}	A(x)	ln P _v à 30°C	P _v à 30°C mmHg
0	20,487	760	-5169,80	3,4344	31,0
0.25	21,135	704	-5439,77	3,1909	24,3
0.43	21,601	628,2	-5656,31	2,9426	19,0
0.505	21,796	615,5	-5736,44	2,8732	17,7
0.577	21,982	577,88	-5829,59	2,7520	15,7
0.62	22,093	560,2	-5882,76	2,6876	14,7

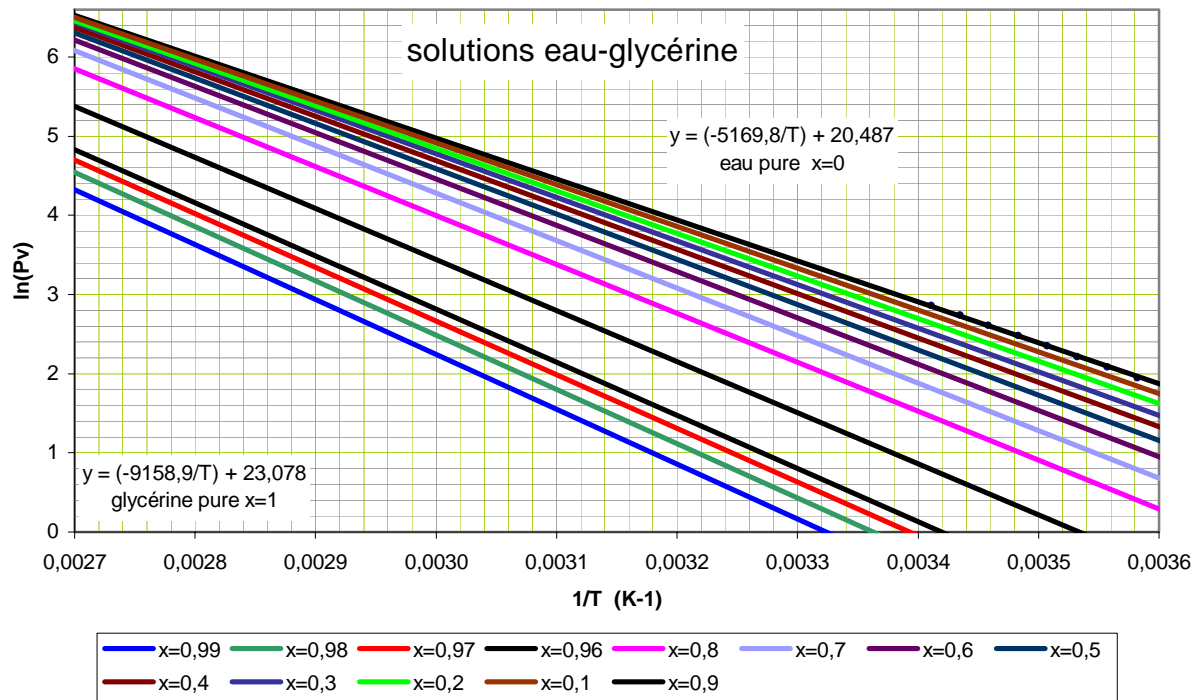


Diagramme tracé à partir des corrélations précédentes : $\ln(p_v) = f(1/T)$

10.6 Densité des solutions eau-glycérine [52]

Glycerine (%)	Density (g/cm ³)					Glycerine (%)	Density (g/cm ³)				
	15°C	15.5°C	20°C	25°C	30°C		15°C	15.5°C	20°C	25°C	30°C
100	1.26415	1.26381	1.26108	1.25802	1.25495	50	1.12870	1.12845	1.12630	1.12375	1.12110
99	1.26160	1.26125	1.25850	1.25545	1.25235	49	1.12600	1.12575	1.12360	1.12110	1.11845
98	1.25900	1.25865	1.25590	1.25290	1.24975	48	1.12325	1.12305	1.12090	1.11840	1.11580
97	1.25645	1.25610	1.25335	1.25030	1.24710	47	1.12055	1.12030	1.11820	1.11575	1.11320
96	1.25385	1.25350	1.25080	1.24770	1.24450	46	1.11780	1.11760	1.11550	1.11310	1.11055
95	1.25130	1.25095	1.24825	1.24515	1.24190	45	1.11510	1.11490	1.11280	1.11040	1.10795
94	1.24865	1.24830	1.24560	1.24250	1.23930	44	1.11235	1.11215	1.11010	1.10775	1.10530
93	1.24600	1.24565	1.24300	1.23985	1.23670	43	1.10960	1.10945	1.10740	1.10510	1.10265
92	1.24340	1.24305	1.24035	1.23725	1.23410	42	1.10690	1.10670	1.10470	1.10240	1.10005
91	1.24075	1.24040	1.23770	1.23460	1.23150	41	1.10415	1.10400	1.10200	1.09975	1.09740
90	1.23810	1.23775	1.23510	1.23200	1.22890	40	1.10145	1.10130	1.09930	1.09710	1.09475
89	1.23545	1.23510	1.23245	1.22935	1.22625	39	1.09875	1.09860	1.09665	1.09445	1.09215
88	1.23280	1.23245	1.22975	1.22665	1.22360	38	1.09605	1.09590	1.09400	1.09180	1.08955
87	1.23015	1.22980	1.22710	1.22400	1.22095	37	1.09340	1.09320	1.09135	1.08915	1.08690
86	1.22750	1.22710	1.22445	1.22135	1.21830	36	1.09070	1.09050	1.08865	1.08655	1.08430
85	1.22485	1.22445	1.22180	1.21870	1.21565	35	1.08800	1.08780	1.08600	1.08390	1.08165
84	1.22220	1.22180	1.21915	1.21605	1.21300	34	1.08530	1.08515	1.08335	1.08125	1.07905
83	1.21955	1.21915	1.21650	1.21340	1.21035	33	1.08265	1.08245	1.08070	1.07860	1.07645
82	1.21690	1.21650	1.21380	1.21075	1.20770	32	1.07995	1.07975	1.07800	1.07600	1.07380
81	1.21425	1.21385	1.21115	1.20810	1.20505	31	1.07725	1.07705	1.07535	1.07335	1.07120
80	1.21160	1.21120	1.20850	1.20545	1.20240	30	1.07455	1.07435	1.07270	1.07070	1.06855
79	1.20885	1.20845	1.20575	1.20275	1.19970	29	1.07195	1.07175	1.07010	1.06815	1.06605
78	1.20610	1.20570	1.20305	1.20005	1.19705	28	1.06935	1.06915	1.06755	1.06560	1.06355
77	1.20335	1.20300	1.20030	1.19735	1.19435	27	1.06670	1.06655	1.06495	1.06305	1.06105
76	1.20060	1.20025	1.19760	1.19465	1.19170	26	1.06410	1.06390	1.06240	1.06055	1.05855
75	1.19785	1.19750	1.19485	1.19195	1.18900	25	1.06150	1.06130	1.05980	1.05800	1.05605
74	1.19510	1.19480	1.19215	1.18925	1.18635	24	1.05885	1.05870	1.05720	1.05545	1.05350
73	1.19235	1.19205	1.18940	1.18650	1.18365	23	1.05625	1.05610	1.05465	1.05290	1.05100
72	1.18965	1.18930	1.18670	1.18380	1.18100	22	1.05365	1.05350	1.05205	1.05035	1.04850
71	1.18690	1.18655	1.18395	1.18110	1.17830	21	1.05100	1.05090	1.04950	1.04780	1.04600
70	1.18415	1.18385	1.18125	1.17840	1.17565	20	1.04840	1.04825	1.04690	1.04525	1.04350
69	1.18135	1.18105	1.17850	1.17565	1.17290	19	1.04590	1.04575	1.04440	1.04280	1.04105
68	1.17860	1.17830	1.17575	1.17295	1.17020	18	1.04335	1.04325	1.04195	1.04035	1.03860
67	1.17585	1.17555	1.17300	1.17020	1.16745	17	1.04085	1.04075	1.03945	1.03790	1.03615
66	1.17305	1.17275	1.17025	1.16745	1.16470	16	1.03835	1.03825	1.03695	1.03545	1.03370
65	1.17030	1.17000	1.16750	1.16475	1.16195	15	1.03580	1.03570	1.03450	1.03300	1.03130
64	1.16755	1.16725	1.16475	1.16200	1.15925	14	1.03330	1.03320	1.03200	1.03055	1.02885
63	1.16480	1.16445	1.16205	1.15925	1.15650	13	1.03080	1.03070	1.02955	1.02805	1.02640
62	1.16200	1.16170	1.15930	1.15655	1.15375	12	1.02830	1.02820	1.02705	1.02560	1.02395
61	1.15925	1.15895	1.15655	1.15380	1.15100	11	1.02575	1.02565	1.02455	1.02315	1.02150
60	1.15650	1.15615	1.15380	1.15105	1.14830	10	1.02325	1.02315	1.02210	1.02070	1.01905
59	1.15370	1.15340	1.15105	1.14835	1.14555	9	1.02085	1.02075	1.01970	1.01835	1.01670
58	1.15095	1.15065	1.14830	1.14560	1.14285	8	1.01840	1.01835	1.01730	1.01600	1.01440
57	1.14815	1.14785	1.14555	1.14285	1.14010	7	1.01600	1.01590	1.01495	1.01360	1.01205
56	1.14535	1.14510	1.14280	1.14015	1.13740	6	1.01360	1.01350	1.01255	1.01125	1.00970
55	1.14260	1.14230	1.14005	1.13740	1.13470	5	1.01120	1.01110	1.01015	1.00890	1.00735
54	1.13980	1.13955	1.13730	1.13465	1.13195	4	1.00875	1.00870	1.00780	1.00655	1.00505
53	1.13705	1.13680	1.13455	1.13195	1.12925	3	1.00635	1.00630	1.00540	1.00415	1.00270
52	1.13425	1.13400	1.13180	1.12920	1.12650	2	1.00395	1.00385	1.00300	1.00180	1.00035
51	1.13150	1.13125	1.12905	1.12650	1.12380	1	1.00155	1.00145	1.00060	0.99945	0.99800
						0	0.99913	0.99905	0.99823	0.99708	0.99568

BIBLIOGRAPHIE

BIBLIOGRAPHIE

- 1 Theocharis Tsoutsos, Vasilis Gekas and Katerina Marketaki, Technical and economical evaluation of solar thermal power generation, *Renewable Energy, Volume 28, Issue 6, May 2003, pp 873-886*
- 2 E. M. Goodger, Comparative energies of alternative fuels, *Applied Energy, Volume 4, Issue 1, January 1978, pp 39-50*
- 3 Erich Podesser, Electricity production in rural villages with a biomass Stirling engine, *Renewable Energy, Energy Efficiency, Policy and the Environment, Volume 16, Issues 1-4, January-April 1999, pp 1049-1052*
- 4 D. Mills, Advances in solar thermal electricity technology, *Solar Energy, Volume 76, Issues 1-3, January-March 2004, pp 19-31*
- 5 E. C. Boes, B. D. Shafer and D. G. Schueler, Economic motivation for photovoltaic concentrator technology, *Solar Cells, Volume 6, Issue 1, June 1982, pp 3-15*
- 6 Francis A. Di Bella and Jonathan Gwiazda, A new concept for integrating a thermal air power tube with solar energy and alternative, waste heat energy sources and large natural or man-made, geo-physical phenomenon, *Renewable Energy, Volume 30, Issue 2, February 2005, pp 131-143*
- 7 Oguz Salim Sogut and Ahmet Durmayaz, Performance optimization of a solar driven heat engine with finite-rate heat transfer, *Renewable Energy, In Press, Corrected Proof, Available online 21 December 2004*
- 8 C. D. West, Liquid Piston Stirling Engines, *V. N. Reinhold, New-York, (1983)*
- 9 C. D. West, The Fluidyne heat engine, *United Kingdom Atomic Energy Authority Research Group, Report AERE R6775, (1971)*
- 10 L. -C. Valdès, Competitive solar heat engines, *Renewable Energy, Volume 29, Issue 11, September 2004, pp 1825-1842*
- 11 Willard D. Childs, Ali E. Dabiri, Hilal A. Al-Hinai and Hussein A. Abdullah, VARI-RO solar-powered desalting technology, *Desalination, Volume 125, Issues 1-3, 1 November 1999, pp 155-166*
- 12 S. Schulz and B. Thomas, Experimental investigation of a free-piston Vuilleumier refrigerator, *International Journal of Refrigeration, Volume 18, Issue 1, January 1995, pp 51-57*
- 13 Henderson, R. E.; Dresser, D. L., Solar concentration associated with the Stirling engine, *Solar Energy, Volume 4, Issue 3, July 1960, Page 30*
- 14 John A Corey, John A Corey, Two piston V-type Stirling engine, *Journal of Heat*

BIBLIOGRAPHIE

- Recovery Systems, Volume 6, Issue 5, 1986, p vii*
- 15 Wu Feng, Chen Lingen, Wu Chih and Sun Fengrui, Optimum performance of irreversible Stirling engine with imperfect regeneration, *Energy Conversion and Management, Volume 39, Issue 8, June 1998, pp 727-732*
 - 16 J. Stirling, On the air engine, *Journal of the Franklin Institute, Volume 40, Issue 3, September 1845, pp 201-202*
 - 17 F. Wu, L. Chen, F. Sun, C. Wu and Zhu Yonghong, Performance and optimization criteria for forward and reverse Quantum Stirling cycles, *Energy Conversion and Management, Volume 39, Issue 8, June 1998, pp 733-739*
 - 18 Ö. Ercan Ataer and H. Karabulut, Thermodynamic analysis of the V-type Stirling cycle refrigerator, *International Journal of Refrigeration, Article in Press, Received 2 June 2003; revised 15 June 2004; Available online 5 November 2004*
 - 19 H.I. Onovwiona and V.I. Ugursal, Residential cogeneration systems: review of the current technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews, Received 8 July 2004; accepted 13 July 2004. Available online 8 December 2004*
 - 20 Adam Hawkes and Matthew Leach, Impacts of temporal precision in optimisation modelling of micro-Combined Heat and Power, *Energy, Volume 30, Issue 10, July 2005, pp 1759-1779*
 - 21 S. T. Hsu, F. Y. Lin and J. S. Chiou, Heat-transfer aspects of Stirling power generation using incinerator waste energy, *Renewable Energy, Volume 28, Issue 1, January 2003, pp 59-69*
 - 22 Pongsakorn Kerdchang, Maung MaungWin, Sombat Teekasap, Jongjit Hirunlabh, Joseph Khedari and Belkacem Zeghamati, Development of a new solar thermal engine system for circulating water for aeration, *Solar Energy, In Press, Available online 8 October 2004*
 - 23 Gregory W. Davis and Chih Wu, Optimal performance of a geothermal heat-engine-driven heat-pump system, *Energy, Volume 19, Issue 12, December 1994, pp 1219-1223*
 - 24 Senft, J. R., Theoretical limits on the performance of Stirling engines, *Int. J. Energy Res.*, 1998, 22, (11), 991–1000
 - 25 H.I. Onovwiona and V.I. Ugursal, Residential cogeneration systems: review of the

BIBLIOGRAPHIE

- current technology, *Renewable and Sustainable Energy Reviews, In Press, Available online 28 December 2000*
- 26 Bancha Kongtragool and Somchai Wongwises, A review of solar-powered Stirling engines and low temperature differential Stirling engines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews, Volume 7, Issue 2, April 2003, pp 131-154*
- 27 Bancha Kongtragool and Somchai Wongwises, Investigation on power output of the gamma-configuration low temperature differential Stirling engines, *Renewable Energy Volume 30, Issue 3, March 2005, pp465-476*
- 28 Can Çinar and Halit Karabulut, Manufacturing and testing of a gamma type Stirling engine, *Renewable Energy, Volume 30, Issue 1, January 2005, pp 57-66*
- 29 Can Cinar, Serdar Yucesu, Tolga Topgul and Melih Okur, Beta-type Stirling engine operating at atmospheric pressure, *Applied Energy, Article in Press, Accepted 13 August 2004. Available online 28 October 2004*
- 30 E. D. Rogdakis, N. A. Bormpilas and I. K. Koniakos, A thermodynamic study for the optimization of stable operation of free piston Stirling engines, *Energy Conversion and Management, Volume 45, Issue 4, March 2004, pp 575-593*
- 31 Ö Ercan Ataer, Numerical analysis of regenerators of free-piston type Stirling engines using Lagrangian formulation, *International Journal of Refrigeration, Volume 25, Issue 5, August 2002, pp 640-652*
- 32 G. Walker, O. R. Fauvel, G. T. Reader and E. R. Bingham, The Stirling alternative, *G. B. S. Publishers, (1994)*
- 33 John A Corey, John A Corey, Stirling engine with air working fluid, *Journal of Heat Recovery Systems, Volume 6, Issue 5, 1986, p vii*
- 34 M. Costea, S. Petrescu and C. Harman, The effect of irreversibilities on solar Stirling engine cycle performance, *Energy Conversion and Management, Volume 40, Issues 15-16, 11 October 1999, pp 1723-1731*
- 35 Gianfranco Angelino and Costante Invernizzi, Potential performance of real gas Stirling cycle heat pumps, *International Journal of Refrigeration, Volume 19, Issue 6, July 1996, pp 390-399*
- 36 Handbook of chemistry and Physics 78th Edition 1997-1998, Editor-in-Chief David.R.

BIBLIOGRAPHIE

- Lide CRC Press, p 6-201
- 37 Donald Q. Kern, Process heat transfer. New York Toronto London –Mc Graw-Hill Book Company 1950, p 13
- 38 Hand book of Chemistry and Physics, 78th Edition 1997-1998, Editor- in – Chief, David. R. Lide CRC Press, p 12-193
- 39 D. L. Evans, On the performance of cylindrical parabolic solar concentrators with flat absorbers, *Solar Energy, Volume 19, Issue 4, 1977, pp 379-385*
- 40 Maatouk Khoukhi and Shigenao Maruyama, Theoretical approach of a flat plate solar collector with clear and low-iron glass covers taking into account the spectral absorption and emission within glass covers layer, *Renewable Energy, Volume 30, Issue 8, July 2005, pp 1177-1194*
- 41 G. L. Harding and Yin Zhiqiang, Thermosiphon circulation in solar water heaters incorporating evacuated tubular collectors and a novel water-in-glass manifold, *Solar Energy, Volume 34, Issue 1, 1985, pp 13-18*
- 42 G. De Beni, R. Friesen and M. Olmo, Utilization of solar thermal energy in mountain refuges through an innovative system, *Solar Energy, Volume 52, Issue 2, February 1994, pp 221-224*
- 43 Gary. S. Coyne, The laboratory Handbook of Materials, Equipment and Technique Prentice Hall. Englewood Cliffs, New Jersey 07632, p 138
- 44 Allan J. Organ, The wire mesh regenerator of the Stirling cycle machine, *International Journal of Heat and Mass Transfer, Volume 37, Issue 16, November 1994, pp 2525-2534*
- 45 S. C. Kaushik and S. Kumar, Finite time thermodynamic analysis of endoreversible Stirling heat engine with regenerative losses, *Energy, Volume 25, Issue 10, October 2000, pp 989-1003*
- 46 Shaowei Zhu and Yoichi Matsubara, A numerical method of regenerator *Cryogenics, Volume 44, Issue 2, February 2004, pp 131-140*

BIBLIOGRAPHIE

- 47 Tomoiu Constantine, Free piston external combustion engine, United States, *Journal of Cleaner Production*, Volume 3, Issue 4, 1995, p 254
- 48 L.P.B.M. Janssen and M.M.C.G. Warmoeskerken, Transport Phenomena Data Companion, London, Baltimore, Md.LISA: Delft, Netherlands: E. Arnold; Delftse Uitgevers, p 147
- 49 N. E. Dorsey, Properties of ordinary water- substance, Page 184 New York
- 50 Peter E. Liley, Ph. D., D. I. C, A. R. C. S., et W. R. Gambill, B. S. Ch. E., Chemical Engineer's Hand book, Perry and Chilton Fifth Edition. Mc Graw – Hill Book Company, p 3- 56
- 51 CRC Handbook of Chemistry and Physics, 68th Edition 1987- 1988, pp D(189 – 190)
- 52 Peter E. Liley, Ph. D., D. I. C, A. R. C. S., et W. R. Gambill, B. S. Ch. E., Chemical Engineer's Handbook, Perry and Chilton Fifth Edition, Mc Graw- Hill Book Company, p 3- 87