

Optimisation d'un moteur Stirling de type gamma

M. Abbas^{1*}, N. Said² et B. Boumeddane³

¹ Unité de Développement des Equipements Solaires, 'UDES'
Route Nationale N°11, B.P. 365, Bou Ismail, Tipaza, Algérie

² Centre de Développement des Energies Renouvelables, 'CDER'
B.P. 62, Route de l'Observatoire, Bouzaréah, Algérie

³ Département de Mécanique, Université Saad Dahlab
Route de Soumâa, Blida, Algérie

(reçu le 07 Janvier 2010 – accepté le 30 Mars 2010)

Résumé - La nécessité de réduire les émissions de dioxyde de carbone (CO_2) a conduit à revaloriser les moteurs à combustion externe fonctionnant selon le cycle de Stirling. Les moteurs Stirling connaissent depuis peu une vogue nouvelle, car ils sont silencieux, non polluants, acceptent tout type de chaleur externe et demandent peu de maintenance. Ce moteur a été utilisé avec succès pour la conversion de l'énergie solaire en électricité par la technologie dite 'Dish Stirling System' qui utilise un moteur Stirling placé au foyer d'un concentrateur parabolique. Dans cette étude, une modélisation dynamique d'un moteur Stirling de type gamma basée une approche quasi stationnaire a été présentée. Ce modèle, qui prend en compte les différentes pertes thermiques et mécaniques dont le moteur Stirling est le siège, a conduit à l'écriture d'un important système d'équation algèbre différentielles. Le programme de calcul développé sous Matlab a permis, dans le but d'améliorer les performances du moteur Stirling, d'optimiser les paramètres géométriques et physiques, tels que la géométrie des échangeurs, la température du réchauffeur et du refroidisseur, les volumes morts et la vitesse de rotation.

Abstract - The necessity for reducing the carbon dioxide emissions (CO_2) resulted in revalorizing the external combustion engines functioning according to the Stirling cycle. Actually, the Stirling engines know a new vogue car they are silencer, less pollutant, request little maintenance and accept any type of external heat sources. This engine was used successfully for the solar to electricity conversion via the technology known as 'Solar Dish Stirling' which uses Stirling engine placed at the focal plan of a parabolic concentrator. In this study, a dynamic modeling of a Stirling engine of gamma type based on a quasi stationary approach was presented. This model which takes into account the various thermal and mechanical losses within the machine led to writing of an important set of equations algebra-differentials. In order to improve the performances of Stirling engine, the calculation program worked out under Fortran makes allow the optimization of the geometrical and physical parameters such as the geometry of the exchangers, the temperature of the heater and that of the cooler, the dead volumes and the engine speed.

Mots clés: Energie solaire - Moteur Stirling - Régénérateur - Type gamma - Optimisation - Performances.

1. INTRODUCTION

Les moteurs Stirling constituent une famille de machines thermiques de nature très diversifiée, dont les principales caractéristiques sont d'être des machines alternatives à apport de chaleur externe, à enceinte de compression et de détente, sans clapets ni

* abbasdreams2003@yahoo.ca

soupapes, à cycle fermé [1]. Ces moteurs sont dotés de trois échangeurs thermiques; un régénérateur, un réchauffeur et un refroidisseur comme montre la figure 1. Le moteur Stirling, qui fut un succès commercial très important jusqu'au début du XX^e siècle, connaît depuis peu une vogue nouvelle, car il possède de nombreux avantages: il est silencieux, peu polluant, facile à concevoir et à construire. Il peut utiliser n'importe quelle source de chaleur (énergie solaire, biomasse, gaz...), il offre la possibilité d'avoir un rendement plus élevé avec moins d'émission par comparaison avec le moteur à combustion interne [2]. En outre, plusieurs obstacles technologiques qui avaient jusqu'ici limité son développement ont été levés. Ce moteur a été utilisé avec succès pour la conversion de l'énergie solaire en électricité en utilisant la technologie dite: 'Dish Stirling System' qui utilise un moteur Stirling placé au foyer d'un concentrateur parabolique.

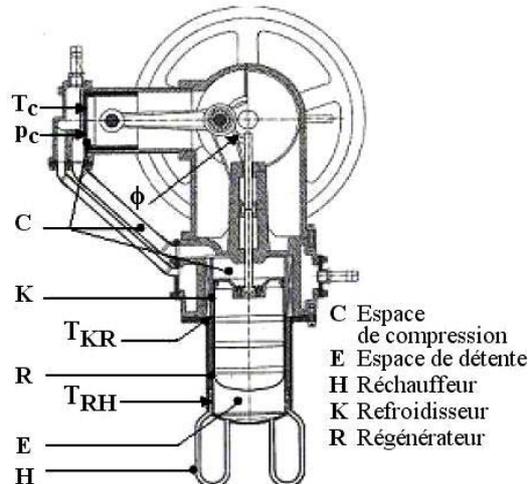


Fig. 1: Schéma du moteur Stirling Viebach ST05G de type gamma

La difficulté pour modéliser et prédire les performances de ce type de moteur est due à la complexité de l'écoulement du fluide de travail et des échanges de chaleur associés dans l'absorbeur et le régénérateur, en particulier. Dans le régénérateur, l'écoulement est tortueux, tridimensionnel et surtout instationnaire (écoulement oscillant) et dans l'absorbeur (le réchauffeur), il est équivalent à un écoulement oscillant dans une conduite cylindrique de petites dimensions soumise à un flux thermique non-uniforme [3].

A cet effet, il existe trois niveaux d'analyse thermodynamique des moteurs Stirling: les analyses approximatives (improprement dites du premier ordre), découplées (du deuxième ordre), et couplée (du troisième ordre) [4].

Les méthodes du premier ordre permettent une évaluation approximative des performances du moteur. Celles du deuxième ordre ou découplées permettent une première optimisation. Les méthodes de troisième ordre ou couplées peuvent être utilisées pour faire des simulations fines de la distribution de masse, de pression et de température dans le moteur [5]. A ce niveau, l'utilisation des codes de calcul est indispensable.

La première analyse de ce moteur a été développée en 1871 par G. Schmidt qui a supposé une variation sinusoïdale des volumes dans les cylindres et que le fluide de

travail dans l'espace de compression est supposé être à la température de la source froide et tout le fluide de travail dans l'espace de détente à la température de la source chaude.

Cependant, l'espace de compression et celui de détente dans les moteurs réels ont la tendance d'être adiabatiques qu'isothermes. En 1960, Finkelstein a développé une analyse dans laquelle il a supposé que les deux espaces de travail sont parfaitement isolés. Dans ce modèle, Finkelstein a introduit le concept de température conditionnelle qui dépend du sens du flux [6].

Dans ces deux modèles, le moteur Stirling est considéré comme un ensemble de cinq compartiments, ainsi que les déperditions ne sont pas prises en considération. Martini [7] a effectué une simulation numérique sur un moteur Stirling, divisé en cinq espaces de travail en supposant que les températures du fluide de travail dans l'espace de compression et celui de détente sont uniformes et les températures du réchauffeur et du refroidisseur sont constantes, tandis que la température du régénérateur a un profil linéaire.

Les moteurs Stirling réels possèdent plusieurs types de déperditions, telles que les pertes thermiques et mécaniques. Les études menées par Ureili et Berchowitz [8] montrent clairement que le modèle adiabatique à transfert de chaleur imparfait dit 'quasi-steady flow model' est plus performant que les modèles dites 'steady flow models'.

Les moteurs Stirling peuvent être classifiés selon le mode de fonctionnement (simple ou double effet, mono ou multiphasique et résonnant ou non résonnant), le couplage des pistons (couplage rigide, couplage gazeux et couplage liquide), l'agencement des cylindres (les types Alpha, Bêta et Gamma) et enfin selon la différence de température entre le réchauffeur et le refroidisseur (haute différence de température, faible différence de température).

2. MODELISATION MATHÉMATIQUE

Dans ce modèle, le moteur Stirling a été discrétisé en cinq compartiments (C, K, R, H, E), en plus le régénérateur est constitué de trois éléments (R1, R2, R3), Fig. 2. Cette étude est basée sur les hypothèses suivantes:

- Le fluide de travail est assimilé à un gaz parfait;
- La pression instantanée est uniforme dans le moteur;
- La température du fluide de travail est variable dans les différents volumes de travail;
- Les parois du refroidisseur et réchauffeurs sont maintenues isothermes à T_{WK} et T_{WH} , respectivement;
- Les cylindres (C) et (E) sont adiabatiques.

L'approche générale utilisée pour développer l'ensemble des équations du modèle est d'appliquer l'équation d'énergie, l'équation de masse et celle du gaz parfait à chacun des compartiments du moteur. Les équations résultantes sont liées en appliquant l'équation de continuité à travers le système entier [8]. Sur la base des hypothèses précédentes, on obtient un nombre important d'équations (30 équations dont 10 différentielles), parmi lesquelles on peut citer les suivantes:

- La pression instantanée dans le moteur est donnée par la relation suivante:

$$P = M \times R \times \left(\frac{V_C}{T_C} + \frac{V_K}{T_K} + \frac{V_R}{T_R} + \frac{V_H}{T_H} + \frac{V_E}{T_E} \right)^{-1} \quad (1)$$

- La masse de fluide de travail dans les cinq compartiments du moteur peut être déduite de l'équation des gaz parfaits, comme suit:

$$M = \left(\frac{1}{R} \right) \times \left(\frac{P_C \cdot V_C}{T_C} + \frac{P_K \cdot V_K}{T_K} + \frac{P_R \cdot V_R}{T_R} + \frac{P_H \cdot V_H}{T_H} + \frac{P_E \cdot V_E}{T_E} \right) \quad (2)$$

- Les débits massiques sont calculés par la méthode de Martini [5]. Elle consiste à calculer le débit massique à l'interface entre chacun des cinq compartiments du moteur Stirling.

Soit \dot{m}_i le débit de la $i^{\text{ème}}$ interface et $m_{i,i+1}$ la masse contenue dans le volume compris entre l'interface i et l'interface $i+1$, alors l'équation du bilan massique est donnée par [9]:

$$\dot{m}_{i+1} = \dot{m}_i - \frac{d(m_{i,i+1})}{dt} \quad (3)$$

- Les températures des deux espaces de travail (C et E) sont calculées à partir de l'équation du gaz parfait, elles se sont déduites comme suit:

$$dT_C = T_C \times \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_C}{V_C} - \frac{dV_C}{m_C} \right) \quad (4)$$

$$dT_E = T_E \times \left(\frac{dp}{p} + \frac{dV_E}{V_E} - \frac{dV_E}{m_E} \right) \quad (5)$$

Les quantités de chaleur échangées dans les trois échangeurs (réchauffeur, régénérateur, refroidisseur) sont obtenues par l'application de l'équation d'énergie, elles sont données par:

$$dQ_H = V_H \times C_v \times \frac{dP}{R} - C_p \times (T_H \cdot \dot{m}_{RH} - T_{HE} \cdot \dot{m}_{HE}) \quad (6)$$

$$dQ_R = V_R \times C_v \times \frac{dP}{R} - C_p \times (T_R \cdot \dot{m}_{KR} - T_H \cdot \dot{m}_{RH}) \quad (7)$$

$$dQ_K = V_K \times C_v \times \frac{dP}{R} - C_p \times (T_{CK} \cdot \dot{m}_{KR} - T_H \cdot \dot{m}_{KR}) \quad (8)$$

- Le travail de compression est donné par:

$$\delta W_C = -P \times \left(\frac{V_{SWC}}{2} \times \sin \theta \right) \quad (9)$$

Et celui de la détente par la relation suivante:

$$\delta W_E = -P \times \left(\frac{V_{SWE}}{2} \times \sin(\theta + \alpha) \right) \quad (10)$$

- Le rendement indiqué est:

$$\eta = \frac{W_C + W_E}{Q_H} \quad (11)$$

Finalement, il est à noter que:

- La masse totale du fluide de travail dans le moteur est constante. Elle est déterminée lors du remplissage du moteur.
- Les volumes instantanés de l'espace de compression V_C et de détente V_E sont déterminés à partir des données géométriques (selon la cinématique utilisée).
- La température de l'interface T_{HR} égale à celle du réchauffeur T_H .
- La température de l'interface T_{KR} égale à celle du refroidisseur T_K .
- Les températures des interfaces dépendent du sens de l'écoulement [8]. Elles sont définies comme suit:

$$\text{Si } \dot{m}_{CK} > 0 \quad T_{CK} = T_C \quad \text{sinon } T_{CK} = T_K$$

$$\text{Si } \dot{m}_{HE} > 0 \quad T_{HE} = T_H \quad \text{sinon } T_{HE} = T_E$$

- La géométrie des échangeurs de chaleur définit les volumes libres: V_R, V_K , et V_H .
- Le choix du fluide de travail indique: R, C_p, C_v et γ .
- Les conditions de fonctionnement déterminent T_H, T_K , ainsi que la vitesse de rotation et la pression moyenne.

2.1 Pertes thermiques

L'analyse des effets des pertes thermiques et mécaniques qui existent au sein du moteur Stirling est extrêmement complexe. Dans ce qui suit, nous comptons seulement sur les études expérimentales et empiriques qui existent dans la littérature [8]. Parmi les pertes thermiques dont le moteur Stirling est le siège, on peut citer les suivantes:

2.1.1 Pertes dues à l'imperfection du régénérateur

Pour calculer cette perte, on utilise l'expression d'Atrey qui l'a proposé en fonction de l'efficacité du régénérateur [4]:

$$\dot{Q}_R = \dot{m}_R \times C_p \times (T_{WH} - T_{WK}) \cdot (1 - \varepsilon) \quad (12)$$

2.1.2 Pertes dues au mouvement de la navette du déplaceur

Cette perte est due au mouvement de navette du piston entre le point mort haut et le point mort bas. La température du cylindre du côté de l'espace de détente est supérieure à celle du côté de l'espace de compression. Par conséquent, le piston absorbe de la chaleur du côté chaud pour la restituer au côté froid. Cela se traduit par une perte de chaleur qui doit être compensée par le réchauffeur. Pour calculer cette perte, on utilise la formule de Longworth et Zimmermann [4, 5].

$$\dot{Q}_{SHUT} = \frac{0.4 \cdot S_L^2 \cdot k_g \cdot d_p \cdot (T_E - T_C)}{x_g \cdot L_p} \quad (13)$$

2.1.3 Pertes par pompage

Le fluide de travail s'écoule cycliquement du cylindre vers l'espace annulaire créé par le jeu entre le piston et la paroi du cylindre, et inversement de cet espace vers le cylindre. Le fluide à l'espace annulaire est à une température intermédiaire entre T_K et T_H .

Lorsque la pression dans le moteur est élevée, le gaz aura tendance à s'écouler vers l'espace annulaire, passant ainsi de la température T_E de l'espace de détente à la température de l'espace annulaire T_g inférieure à T_E . Cette baisse de température a pour conséquence une perte de chaleur qui doit être compensée par le réchauffeur.

Pour la calculer, on utilise la formule de Léo:

$$\dot{Q}_{POMP} = \left(\frac{\pi \cdot d_p}{k_g} \right)^{0.6} \times \frac{2I_p (T_g - T_C)}{1.5} \times \left(\frac{2(P_{max} - P_{min}) \cdot freq \cdot C_p}{R (T_E - T_C)} \right)^{1.6} \cdot x_g^{2.6} \quad (14)$$

2.1.4 Pertes par conduction

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

$$\dot{Q}_{COND} = k \times A \times \frac{(T_{chaud} - T_{froid})}{L} \quad (15)$$

2.2 Pertes de charge

Le travail dissipé par frottements fluides visqueux au sein du moteur est évalué dans chacun des espaces de travail, à partir des corrélations de pertes de charge stationnaires, comme suit:

$$W = \oint P(d(V_C) + d(V_E)) - \oint \Sigma \Delta P \cdot d(V_E) = W_i - \Delta W \quad (16)$$

Avec: W_i : Valeur de travail obtenue par la modélisation idéale (sans pris en compte des pertes thermiques), et ΔW : Travail dissipé par frottement fluide visqueux, il est donné par:

$$\Delta W = \int_0^{2\pi} \left(\sum_{i=1}^5 \Delta P_i \times \frac{d(V_E)}{d\theta} \right) \times d\theta \quad (17)$$

Avec: ΔP_i : est la chute de pression dans les échangeurs de chaleur, elle est déterminée à partir des hypothèses de l'écoulement quasi-stationnaire dans une conduite cylindrique comme suit:

$$\Delta P = \frac{2 \cdot C_{\text{ref}} \cdot \mu \cdot u \cdot V}{d_h^2 \cdot A} \quad (18)$$

C_{ref} : Coefficient de frottement. Le **tableau 1** résume les corrélations de calcul de ce dernier.

La chute de pression dans le moteur entier est donnée par:

$$\Delta P = \frac{2C_{\text{ref}} \cdot \mu \cdot u_K \cdot V_K}{d_{hK}^2 \cdot A_K} + \frac{2C_{\text{ref}} \cdot \mu \cdot u_R \cdot V_R}{d_{hR}^2 \cdot A_R} + \frac{2C_{\text{ref}} \cdot \mu \cdot u_H}{d_{hH}^2 \cdot A_H} \quad (19)$$

Tableau 1: Corrélations de calcul du coefficient de frottement des trois échangeurs de chaleur

Echangeur	Corrélation
Refroidisseur & Réchauffeur	$C_{\text{ref}} = 0.00791 \times \text{Re}^{0.75}$
Régénérateur	
Nature de matrice	
Grille de métal	$C_{\text{ref}} = 54 + 1.43 \times \text{Re}^{0.78}$
	Si $\text{Re} < 2000$ alors $C_{\text{ref}} = 16$
	Si $2000 < \text{Re} < 4000$ alors
Feuille métallique enroulée	$C_{\text{ref}} = 7.343 \times 10^{-0.4} \times \text{Re}^{1.3142}$
	Si $\text{Re} > 4000$ alors $C_{\text{ref}} = 0.00791 \times \text{Re}^{0.75}$
Amas de billes	$C_{\text{ref}} = 2.2 \times \left(\frac{64}{\text{Re}}\right) + 1.8 \times \frac{1}{\text{Re}^{0.1}}$

3. RESULTATS ET INTERPRETATIONS

L'optimisation des performances du moteur Stirling passe par la détermination des paramètres géométriques et physiques adéquats ainsi que la réduction des pertes thermiques et mécanique. Dans cette étude, nous nous intéressons par l'optimisation des paramètres suivants.

3.1 Influence de la température de la source chaude

La température de la source chaude est un paramètre très important puisqu'il détermine la gamme de fonctionnement du moteur Stirling. Les figures 2 et 3 montrent 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.

3.2 Influence de la température de la source froide

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

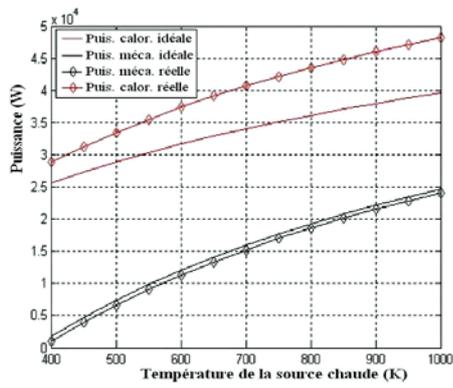


Fig. 2: Influence de la température sur la puissance

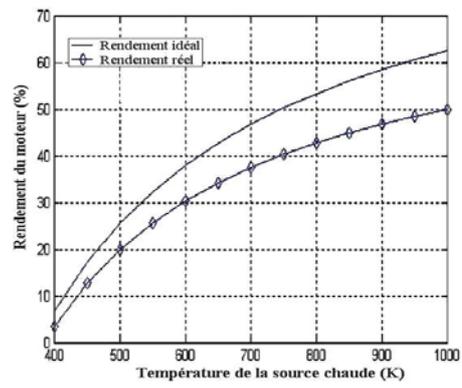


Fig. 3: Influence de la température sur le rendement

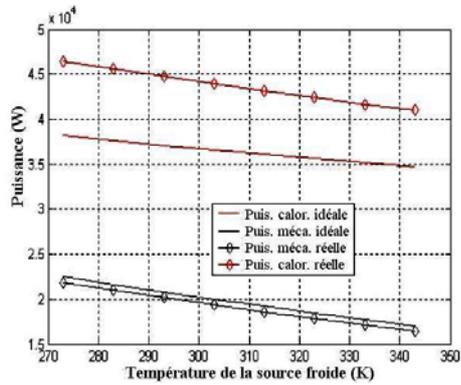


Fig. 4: Puissance en fonction de la température de la source froide

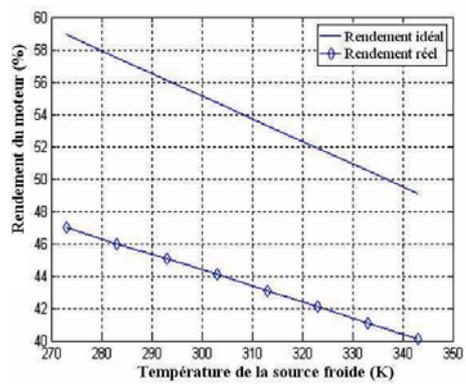


Fig. 5: Rendement en fonction de la température de la source froide

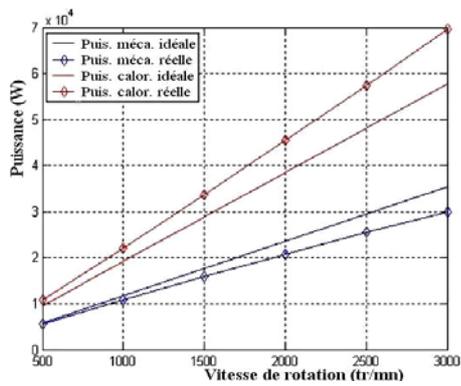


Fig. 6: Influence de la vitesse sur la puissance

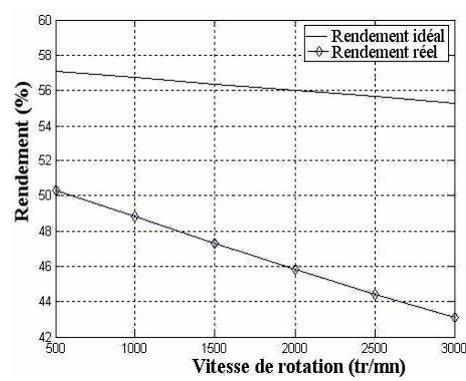


Fig. 7: Influence de la vitesse sur le rendement

3.3 Influence de la vitesse de rotation

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, ce qui est bien illustré par les figures 6 et 7.

3.4 Influence de la géométrie des échangeurs (H, K)

Dans la conception des échangeurs de chaleur, la considération importante est que l'échangeur de chaleur doit avoir une capacité de fournir ou rejeter la quantité de chaleur requis du ou au moteur, à cet aspect, un seul facteur décisif, c'est la surface d'échange.

Pour atteindre une efficacité importante du réchauffeur et du refroidisseur, une grande surface d'échange est nécessaire [10]. La variation de la puissance dissipée en fonction du diamètre de l'échangeur pour deux valeurs de la vitesse de rotation est indiquée sur la figure 8.

Ce graphe indique une inverse proportionnalité entre le diamètre du réchauffeur (et refroidisseur) et les pertes de puissances dissipée par frottement des fluides visqueux.

Finalement, on peut dire que le choix du diamètre du refroidisseur et du réchauffeur n'est pas arbitraire, il faut qu'il soit aussi petit que possible.

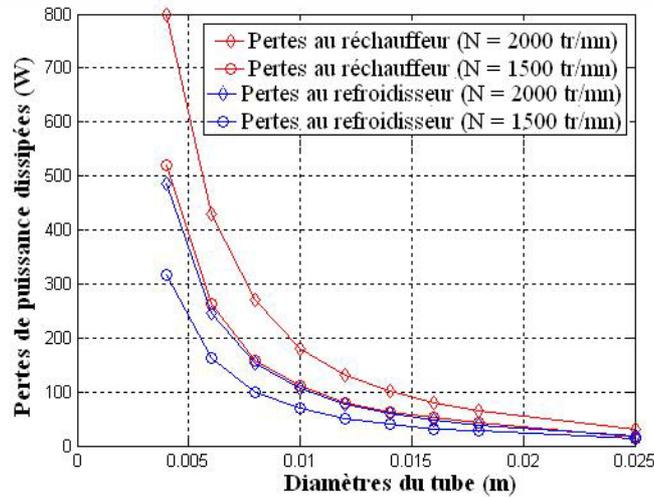


Fig. 8: Influence du diamètre de l'échangeur sur les pertes de puissance en fonction de la vitesse de rotation

3.5 Influence de la géométrie du régénérateur

Le régénérateur est l'élément clef des moteurs Stirling qui doit avoir un rendement plus de 80 % pour assurer un meilleur fonctionnement de ces moteurs [8]. Il est le plus souvent constitué d'un matériau poreux sous forme d'un assemblage de petites grilles, de tissus métallique fins ou de microbilles [11].

Un paramètre déterminant du bon fonctionnement du régénérateur, c'est le diamètre de mailles de la matrice solide dont le régénérateur est constitué.

La figure 9 illustre la variation du rendement du régénérateur en fonction de la

vitesse de rotation pour différents diamètres de mailles de la matrice solide où il s'avère que ce rendement pour un diamètre de maille de 0.03 mm est supérieur à celui de 0.05, 0.07 et 0.08 mm pour toutes les vitesses de rotation. Ce qui implique que le rendement du régénérateur est meilleur pour une maille plus fine que celle plus épaisse.

D'autre part, ce rendement est important pour un moteur qui tourne à une vitesse réduite que celui de vitesse élevée.

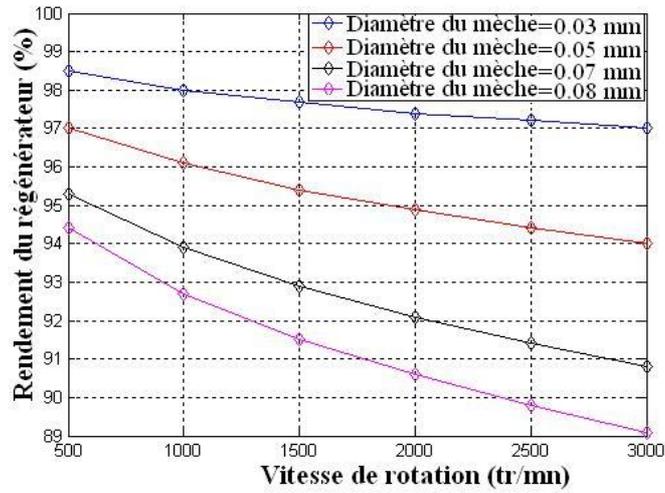


Fig. 9: Effet de la vitesse de rotation sur le rendement du régénérateur

3.6 Influence du volume mort

Dans la conception des moteurs Stirling cinématiques, le choix des volumes morts de compression et de détente n'est pas arbitraire. Comme montre les figures 10 et 11, la puissance diminue en fonction du volume mort du cylindre de compression (par exemple), alors que l'augmentation du volume mort n'a qu'une légère influence sur le rendement du moteur Stirling, un volume mort de 10 cm³ donne un rendement de 56.2 % et un volume mort de 40 cm³ donne un rendement de 57 %.

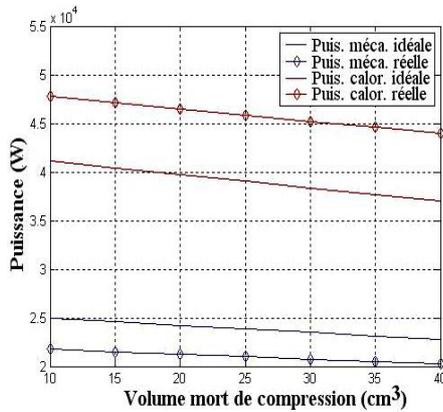


Fig. 10: Puissance en fonction du volume mort

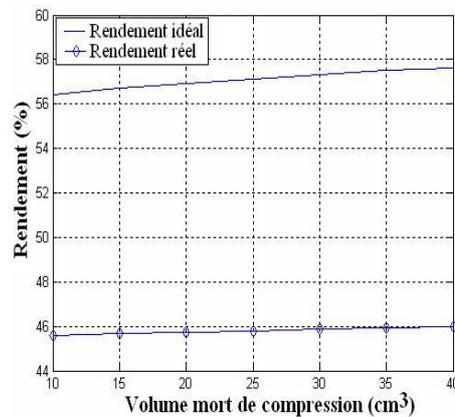


Fig. 11: Rendement en fonction du volume mort

4. CONCLUSION

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

Dans cette étude, une optimisation des performances géométriques et physiques a été présentée, telles que la température de la source chaude (réchauffeur) et celle de la source froide (refroidisseur), la vitesse de rotation, la géométrie du réchauffeur, du refroidisseur et de la matrice solide du régénérateur ainsi que le volume mort de l'espace de compression.

Cette étude a été effectuée par l'introduction des données géométriques et physiques du moteur Stirling appelé 'la machine virtuelle d'Organ' dans le programme de calcul élaboré. Elle nous a permis de faire les conclusions suivantes:

- L'augmentation des puissances avec la température de la source chaude (réchauffeur) n'est pas limitée. Cependant cette progression est assurée par des matériaux qui résistent aux températures élevées.
- Les diamètres du refroidisseur et du réchauffeur soient aussi petits que possible.
- Une vitesse de rotation réduite est conseillée pour réaliser des meilleurs rendements du Stirling.
- Le choix des volumes morts n'est pas arbitraire, dans le cas de la machine d'Organ et pour une puissance élevée, ils doivent être égales à 10 CC.
- Le rendement du régénérateur est meilleur pour une maille de la matrice solide plus fine que celle plus épaisse.
- Le rendement du régénérateur est important pour un moteur Stirling qui tourne à une vitesse réduite que celui de vitesse élevée.

NOMENCLATURE

A : Section, m ²	C _{ref} : Coefficient de frottement
C _p : Capacité massique à pression constante, J/kg.K	C _v : Capacité massique à volume constant, J/kg.K
d : Diamètre, m	freq : Fréquence
K : Conductivité, W/m.K	L : Longueur, m
M : Masse totale de gaz dans le moteur, kg	m : Masse du fluide dans un compartiment, kg
ṁ : Débit massique, kg/s	P : Pression, P
Q : Quantité de chaleur, J	R : Constante des gaz parfaits, J/kg.K
S _L : Course du piston, m	T : Température, K
u : Vitesse, m/s	V : Volume, m ³
Re : Nombre de Reynolds	W : Travail, J
x _g : Jeu entre déplaceur et cylindre, m	H : Réchauffeur
d : Déplaceur	E : Espace d'expansion

HE : Interface entre le réchauffeur et l'espace d'expansion	CK : Interface entre l'espace de compression et le refroidisseur
g : Gaz	C : Espace de compression
h : Hydraulique	K : Réchauffeur
i : Nombre du volume de contrôle	R : Régénérateur
KR : Interface entre le refroidisseur et le régénérateur	RH : Interface entre le régénérateur et le réchauffeur
pump : Pompage	tot : Total
SHUT : Navette du piston du déplaceur	SW : Volume déplacé
WK : Paroi du refroidisseur	WH : Paroi du réchauffeur

REFERENCES

- [1] S. Bonnet, M. Alaphilippe et P. Stouffs, '*Etude Expérimentale des Transferts Thermiques et des Transformations Thermodynamiques dans un Petit Moteur Stirling*', Congrès Français de Thermique, 'SFT-2002', Vittel, 3-6 Juin 2002.
- [2] M. Abbas, '*Simulation Numérique d'un Cycle de Moteur Stirling Solaire de Type Gamma par la Méthode Découplée*', Mémoire de Magister, Université de Blida, Algérie, 2006.
- [3] F. Nepveu, '*Production Décentralisée d'Electricité et de Chaleur par Système Parabole Stirling: Application au Système Eurodish*', Thèse de Doctorat, Université de Perpignan, France, 2008.
- [4] M. Abbas, N. Said and B. Boumeddane, '*Thermal Analysis of Stirling Engine Solar Driven*', Revue des Energies Renouvelables, Vol. 11, N°4, pp. 503 – 514, 2008.
- [5] H. Lamrani, '*Modélisation Energétique des Moteurs Stirling*', Thèse de Doctorat, Ecole des Mines de Nantes, France, 1995.
- [6] N. Parlak, A. Wagner, M. Elsner and H.S. Soyhan, '*Thermodynamic Analysis of a Gamma type Stirling Engine in Non-Ideal Conditions*', Renewable Energy, Vol. 34, N°1, pp. 266 – 273, 2009.
- [7] W.R. Martini, '*Stirling Engine Design Manual*', DOE/NASA/3152–3178/1 NASA CR-135382; 1978.
- [8] I. Ureili and D.M. Berchowitz, '*Stirling Cycle Analysis*', Published by Adam Hilger Ltd. Bristol. Version actualisée de ce livre disponible sur le site: www.ent.ohiou.edu
- [9] O. Ercan Ataer and H. Karabulut, '*Thermodynamic Analysis of the V-Type Stirling-Cycle Refrigerator*', International Journal of Réfrigération, Vol. 28, N°2, pp. 1 - 7, 2004.
- [10] S. Abdullah, B.F. Yousif and K. Sopian, '*Design Consideration of Low Temperature Differential Double-Acting Stirling Engine for Solar Application*', Renewable Energy, Vol. 30, N°12, pp. 1923 – 1941, 2005.
- [11] E. Poncet, P. Nika, D. Béreiziat et F. Lanzetta, '*Technique de Caractérisation d'un Mini Régénérateur Thermique pour Mini Refroidisseur Stirling ou Tube à Gaz Pulsé*', Mécanique & Industrie, -Colloque International de Microhydrodynamique N°1, 2000-. Vol. 2, N°5, pp. 455 – 464, 2001.