

# Simulation CFD des échangeurs de chaleur dans un moteur Stirling à Double effet

Ramla Gheith\*1, Mohamed Frikha1, Houda Hachem1, Fethi Aloui2 et Sassi Ben Nasrallah1

<sup>1</sup>Université de Monastir, Laboratoire d'Etude des Systèmes Thermiques et Energétiques, Ecole Nationale d'Ingénieurs de Monastir, Rue Ibn El Jazzar, 5019 Monastir, Tunisie

> <sup>2</sup> University of Lille North of France, LAMIH Laboratory, Campus Le Mont Houy 59313 Valenciennes Cedex 9, France e-mail\*: ramla2gheith@yahoo.fr

**Résumé :** Dans ce papier une simulation numérique CFD d'un moteur Stirling à double effet est proposée. Une configuration bien particulière du moteur Stirling, caractérisée par un arrangement en un seul cylindre, est simulée numériquement en se basant sur le modèle de turbulence k- $\omega$  SST, pour étudier les transferts de chaleur et les écoulements en vue d'optimiser la puissance du moteur Stirling. L'évolution cyclique de la pression, de la température et de la vitesse ont été discutés et interprétés. L'effet de la porosité du régénérateur ainsi que l'effet de la pression de charge du moteur sur la puissance mécanique produite ont été étudiés. Les résultats montrent qu'il existe une porosité optimale permettant de maximiser la puissance.

Mots clés : CFD, température, pression, vitesse, échangeur de chaleur

### 1. Introduction

Au cours des dix dernières décennies, la simulation numérique est devenue un outil primordial pour la pré-analyse des installations et des systèmes industriels. La CFD traite les solutions numériques des équations différentielles régissant le transport de masse, de quantité de mouvement et l'énergie. Dans ce travail, la CFD est utilisée pour étudier le flux et le transfert de chaleur dans un moteur Stirling à double effet.

Récemment, de nombreuses études (CFD) ont traitées les performances du moteur Stirling [1-7]. Zhigang Li et al. (2015) [4] a simulé le flux et le transfert de chaleur dans un échangeur de chaleur compact à feuilles poreuses. Ses résultats ont montré que la perte par frottement visqueux dans un tel régénérateur est faible et elle est égale à 800 Pa dans les conditions de fonctionnement de 1atm et 2600 tr/min. Le régénérateur à feuilles poreuses présente d'excellentes caractéristiques de transfert de chaleur et sa conception compacte réduit considérablement le volume mort. Par rapport au régénérateur à maillage métallique classique, ils ont constaté que le régénérateur à feuilles poreuses a un taux de génération d'entropie total de 38 à 51%, ce qui entraîne moins de perte et résulte, ainsi, à une plus grande puissance et efficacité thermique. Jose Leon et al. (2014) [3] a étudié les caractéristiques de transfert de chaleur de la température est non uniforme à travers le moteur à un moment donné. Wen-Lih Chen et al. (2012) [6] a étudié, en utilisant une simulation numérique CFD, l'effet de l'inefficacité du régénérateur, du rayon de la manivelle du piston moteur, de la pression de charge initiale et de la vitesse de rotation sur la puissance mécanique et l'efficacité d'un moteur Stirling à double effet à deux pistons. En 2015, Wen-Lih Chen et al. [7] a étudié les effets d'un régénérateur mobile sur la performance d'un moteur Stirling de type  $\beta$ . Pour cela, ils ont défini la géométrie, le modèle le maillage et les conditions physiques. Tel que le mouvement des pistons de la chambre froide et chaude a été introduit dans la simulation CFD.

Dans la présente étude, la géométrie du moteur Stirling à double effet de la chaudière Whispergen a été considérée pour simuler l'écoulement et les transferts de chaleur à l'intérieur du moteur Stirling. Les résultats présentent la variation de la pression, de la température et de la vitesse, le diagramme PV et l'effet de la porosité du régénérateur et de la pression de charge initiale sur la puissance mécanique produite.

### 2. Modélisation CFD

#### 2.1. Description générale du moteur Stirling à double effet (SDE)

Le moteur Stirling à double effet est constitué de 4 cylindres interconnecté entre eux dans lesquelles oscillent quatre pistons ascendants et descendants en fonction du cycle d'expansion et de compression du fluide de travail (Fig.1). Entre 2 pistons consécutifs est intercalé un régénérateur. Les pistons sont à double effet, c'est à dire qu'ils travaillent sur leurs 2 faces : il y a ainsi 8 volumes distincts de fluide caloporteur. Ce moteur est de type cinématique (système d'entrainement de type Wobble-yoke). C'est un moteur compact et de forte puissance, fiable et robuste. Et il est installé dans l'unité de micro-cogénération Whispergen. Ce moteur utilise le nitrogen comme fluide de travail comprimé sous une pression de charge de 20 bar. Sa vitesse de rotation est d'environ 1500 tr/mn. Il est connecté à un générateur (moteur à induction monophasé 4 pôles) pour produire de l'électricité tel que sa puissance électrique nominale de sortie arrive jusqu'à 1kW. Le tableau 1 résume les différentes caractéristiques géométriques de ce moteur.

Paramètres géométriques	Valeur	Unité
Nombre de piston	4	
Diamètre du piston	4.34	Cm
Volume balayé	64	Cm <sup>3</sup>
Volume de l'espace d'expansion	33.85	Cm <sup>3</sup>
Volume de l'espace de compression	30.11	Cm <sup>3</sup>
Volume du régénérateur	22.11	Cm <sup>3</sup>
Angle de phase	90	0
Fréquence de rotation	25	Hz

Tableau 1. Paramètres géométriques du moteur SDE



#### **Extrémité froide**

Figure 1. Schéma simplifié d'un Moteur à double effet à quatre cylindres

## 2.2. Description de la géométrie

La géométrie étudiée est constitué de cinq espace de travail comme c'est indiqué sur la Fig.2: l'espace de détente en contact avec l'échangeur de chaleur chaud, les tubes de connections entre espace chaud et régénérateur, le régénérateur annulaire poreux, les tubes de connections entre régénérateur et espace froid et l'espace de compression en contact avec l'échangeur de chaleur froid.



Figure 2. Géométrie du moteur Stirling à double effet

## 2.3. Conditions aux limites et hypothèses de calcul numérique

Les hypothèses considérées sont les suivantes :

-Une température constante de 1100K est fixée sur les parois de l'espace d'expansion en contact avec l'échangeur de chaleur chaud.

-Une température constante de 313K est fixée sur les parois de l'espace de compression en contact avec l'échangeur de chaleur froid.

-Le fluide de travail (le nitrogène) est considéré comme gaz parfait.

-L'écoulement à travers les singularités du moteur est turbulent et les équations sont résolus en utilisant le modèle de turbulence k-ω SST.

-Le déplacement des pistons suit une évolution périodique sinusoïdale et décrites comme suit :

$$y_1(t) = \bar{y}_1 sin(2\pi f t)$$
 (1)  
 $y_2(t) = \bar{y}_2 sin(2\pi f t +$  (2)

Le software Star-CCM+ est utilisée pour résoudre le problème. Le tableau 2 ci-dessous, décrit les caractéristiques du maillage des différentes régions (Fig. 3).

Tableau 2. Caractéristiques du maillage

Région	Modèles	Taille de base	Taille maximale des mailles
Domaine fluide chaud (espace	Trimmer	0.01 m	18%
d'expansion+tubes de connections chaudes)	Surface remesher		
	Prismelayer mesher		
Régénérateur	Trimmer		30%
	Surface remesher		
Domaine fluide froid (espace	Trimmer	0.01 m	18%
d'expansion+tubes de connections froides)	Surface remesher		



Figure 3. Maillage de la géométrie

## 3. Résultats et interprétations

## 3.1. Distribution de la température, de la pression et de la vitesse

La Fig. 4(a) représente la pression à un instant t du processus de compression détente La pression maximale règne dans la chambre froide (représenté par la couleur rouge), La pression minimale règne la chambre chaude (représenté par la couleur bleu). Cependant, la pression dans le régénérateur est une pression intermidière entre les deux espace chaud et froid (représenté par la couleur Jaune).



(a) Pression (b) Température (c) Vitesse Figure 4. Distribution des paramètres de fonctionnement dans les différentes régions du moteur Stirling

La distrubution de la température est non uniforme. La température maximale du fluide de travail se trouve sur la paroi de l'espace d'expansion environ 1100K. La température augmente de 785K à presque 900 K entre le régénérateur et l'epace d'expansion. Le fluide quitte le régénérateur avec une température de 670K pour se refroidir dans l'espace de compression en cantact avec l'échangeur de chaleur froid jusqu'à 320K (Fig. 4(b)). le régénérateur joue ainsi le role d'une barrière thermique entre les deux chambres non seulement pour éviter les chocs thermiques mais aussi pour garder l'espace d'expansion plus chaud et l'espace de compression plus froid. Ce qui finira par augmenter l'efficacité du moteur.

La vitesse de l'écoulement dans les canaux est élevée (elle est présentée par la couleur rouge sur la fig. 3(c)) car le diamètres du canal est trop petit. En traversant le régénérateur, la vitesse de l'écoulement s'est ralentit en raison de sa structure poreuse (Fig. 4(c)). La vitesse s'est réduite de 3m/s à 1m/s entre l'espace de compression et le régénérateur. Il y a formation de quatre tourbillons à l'espace d'expansion chaud, en raison du changement de surface entre les canaux et l'espace d'expansion. Au niveau de l'espace de compression, il y a apparition de deux tourbillons uniquement. La turbillence améliorent le transfert de chaleur entre les parois des échangeurs de chaleur et le fluide de travail (nitrogen).

#### 3.2. Evolution cyclique de la température, de la pression et de la vitesse

Au cours d'un cycle de compression détente (entre 0 et  $360^{\circ}$ ), la température, la pression et la vitesse à l'espace d'expansion présentent des évolutions périodiques (Fig. 5). L'évolution de la température est en avance de phase par rapport à la pression de 0.0015s (Fig. 5(a)). Ce décalage temporel est appelé temps de réponse. Il est expliqué par l'élévation de la densité du fluide de travail avec la pression et la température (effet de compressibilité). D'après l'évolution de la pression en fonction de l'angle de l'arbre de manivelle (Fig.4(a)), nous enregistrons la plus haute valeur de pression correspond à l'angle 71,2 ° et la valeur la plus basse valeur correspond à  $251.2^{\circ}$ . La vitesse maximale est observée lors de la phase d'expansion entre 170 et  $350^{\circ}$  (Fig. 5(b)). L'évolution de la température est en avance de phase par rapport à la vitesse de 0.0068s. Ce décalage temporel est expliqué par le phénomène de l'agitation thermique des molécules du nitrogène due à l'élévation de sa température ce qui augmente par la suite sa vitesse.



Figure 5. Evolution des paramètres de fonctionnement en fonction de l'angle de la manivelle au cours d'un cycle

## 3.3. Diagramme PV

Les diagrammes PV de l'espace de compression et celui d'expansion d'un cycle moteur sont tracés sur la Fig.6. L'aire de chaque diagramme est calculée en utilisant la Méthode de Trapèze. La différence d'aire entre ces deux diagrammes n'est autre qu'un quart du travail net produit par le moteur Stirling à double effet. Ainsi, Dans les conditions de la fig.6, le moteur Stirling à 4 cylindres produit 1.37 kW.



Figure 6. Diagramme PV de l'espace de d'expansion and de compression (Pi=20bar, Th=1100K, Tk=303K)

## 3.4. Evolution des paramètres de fonctionnement dans la région du régénérateur

La Fig.7(a) montre l'évolution de la température du régénérateur en fonction de l'angle de la manivelle. Cette évolution est sinusoïdale et elle varie entre 560 K et 340 K. La température maximale du régénérateur est atteinte lorsque la perte de charge dans le régénérateur est minimale (Fig 7(a)). En fait, la chute de pression est fortement liée à la dissipation d'énergie. Pendant la phase d'expansion (entre 0° et 180°) la pression augmente, et le volume diminue dans la chambre chaude. Ainsi, le régénérateur stocke la chaleur provenant du fluide circulant de la chambre chaude vers la chambre froide. Pendant la phase d'expansion (entre 180°), le régénérateur cède cette chaleur emmagasinée au fluide de travail circulant de la chambre froide vers la chambre froide. Ce phénomène est similaire aux comportements d'un condensateur électrique qui se charge et se décharge en raison de la présence d'une résistance électrique dans le circuit.



Figure 7. Evolution des paramètres de fonctionnement en fonction de l'angle de la manivelle au cours d'un cycle dans le régénérateur

#### 3.5. Effet de la porosité du régénérateur sur la puissance du moteur Stirling

La porosité du régénérateur est un paramètre critique. La courbe de la puissance mécanique en fonction de la porosité du régénérateur admet un optimum lorsque la porosité est égale à 0.775 (Fig. 8). Les valeurs élevées de porosité conduisent à une efficacité élevée du régénérateur mais à de faibles performances du moteur Stirling.



Figure 8. Evolution de la puissance mécanique en fonction de la porosité du régénérateur

## 3.6. Effet de la pression de charge sur la puissance du moteur Stirling

À une porosité constante égale à 0.85, une vitesse de rotation constante 1500 tr/min, des températures chaude et froide constantes respectivement 1100K et 303K, on étudie l'effet de la pression de charge initiale sur la puissance mécanique du moteur (Fig.9). On trouve que la puissance produite augmente avec la pression de charge. Cependant, elle n'est pas une évolution linéaire. D'après l'analyse numérique, quand la pression de charge Pi=1bar, le moteur produit 68W et quand Pi=30bar, le moteur produit 2500W.



Figure 9. Evolution de la puissance mécanique en fonction de la pression de charge initiale du moteur

#### 3.7. Détermination des conditions de fonctionnement optimales

Dans les conditions de fonctionnement suivantes : une pression de charge initiale Pi=20bar, une porosité du régénérateur égale à 0.775, une température de la source chaude  $T_h=1100K$ , une température de la source froide  $T_k=303K$ , la puissance mécanique calculé numérique est  $P_{méc}=1473W$ . Si nous supposons que le coefficient de conversion de l'énergie

mécanique en énergie électrique est 0.7 alors la puissance électrique produite  $P_{el}=1473 \times 0.7 = 1031.1 \text{ W} = 1.031 \text{ kW}$  Ce qui correspond à la puissance optimale de l'unité commerciale Whispergen.

D'après l'étude paramétrique précédente en déduit que la puissance mécanique optimale environ 2.5kW est obtenu lorsque la pression de charge Pi=30bar, la porosité du régénérateur est égale à 0.775, la température de la source chaude  $T_h=1100K$  et celle de la source froide  $T_k=303K$ .

## 4. Conclusions

Une simulation CFD d'un moteur Stirling à double effet a été développée avec succès. Les résultats suivants sont déduits :

- La distribution de la température est non-uniforme dans les différents espaces de moteur pendant un cycle.
- L'évolution de la température est en avance de phase par rapport à la pression. Ce décalage temporel est appelé temps de réponse.
- Il existe une porosité optimale du régénérateur (égale à 0.775) qui garantit une puissance mécanique maximale.
- La puissance mécanique du moteur Stirling augmente avec sa pression de charge initiale.

#### Références

[1] Cun-quan Zhang, Cheng Zhong, Theoretical modeling of a gas clearance phase regulation mechanism for a pneumatically-driven split-Stirling-cycle cryocooler, Cryogenics 66, 13-23, (2015).

[2] Cun-quan Zhang, Cheng Zhong, Experimental study of a gas clearance phase regulation mechanism for a pneumaticallydriven split-Stirling-cycle cryocooler, Cryogenics 66, 24-33, (2015).

[3] Jose Leon Salazar, Wen-Lih Chen, A computational fluid dynamics study on the heat transfer characteristics of the working cycle of a  $\beta$ -type Stirling engine, Energy Conversion and Management, 88, 177-188 (2014).

[4] Zhigang L., Yoshihiko H., Yohei K., Dawei T., Analysis of a high-performance model Stirling engine with compact porous-sheets heat exchangers, Energy, 64, 31-43, (2014).

[5] Hachem H., Gheith R., Aloui F., Ben Nasrallah S., A CFD Analysis of the Air Flow through the Stirling Engine's Singularities. 7<sup>th</sup> international Exergy, Energy and Environment Symposium, (2015).

[6] Wen-Lih Chen, King-Leung Wong, Li-Wen Po. A numerical analysis on the performance of a pressurized twin power piston gamma-type Stirling engine. Energy Conversion and Management. Volume 62, 2012, 84-92.

[7] Wen-Lih Chen, Yu-Ching Yang, Jose Leon Salazar. A CFD parametric study on the performance of a low-temperaturedifferential γ-type Stirling engine. Energy Conversion and Management, Volume 106, 2015, 635-643.