

MODELISATION ET SIMULATION D'UN GROUPE ELECTRIQUE A MOTEUR STIRLING : ANALYSE DU CYCLE THERMIQUE ET DU MOUVEMENT DYNAMIQUE

Julien RAJOMALAHY et Lala ANDRIANAIVO

Université d'Antananarivo, Ecole Supérieure Polytechnique d'Antananarivo, Laboratoire Exergie & Géomécanique, BP 1500
Antananarivo 101, Madagascar - julienrajomalahy@gmail.com, aandrianaivoo@gmail.com

Résumé

L'objectif de cette étude est de concevoir, de fabriquer et de simuler un moteur Stirling de type Gamma, comprenant un générateur électrique linéaire. Les simulations ont porté sur les mouvements du piston et du plongeur, les températures du côté chaud et du côté froid, la pression de l'espace de travail, la production du générateur électrique, ainsi que le rejet de chaleur par une chemise d'eau. Les mesures ont été effectuées avant et après l'ajout du générateur électrique. La puissance indiquée a été calculée comme étant de $0,659 W_{m\acute{e}c\grave{a}n\acute{a}n\grave{e}}$ à une fréquence de 10,99 Hz avant l'ajout du générateur électrique. La puissance indiquée calculée se situait entre $0,79 MW_{\acute{e}l\acute{e}c\acute{t}r\acute{i}q\acute{u}e}$ et $0,23 MW_{\acute{e}l\acute{e}c\acute{t}r\acute{i}q\acute{u}e}$ pour différentes charges sur le générateur électrique. L'ajout du générateur électrique a produit un mouvement non continu causé par les forces magnétiques au lieu des variations de pression du moteur. Le modèle de simulation théorique était une combinaison d'analyse dynamique et de troisième ordre. Les valeurs de l'espace de travail ont été résolues par l'application des équations de conservation de la masse, de la quantité de mouvement et de l'énergie pour un modèle discrétisé unidimensionnel du moteur, tandis que le mouvement du piston et du plongeur a été déterminé par l'application des équations du mouvement. Le modèle de simulation théorique a été utilisé pour mieux comprendre l'effet des paramètres d'entrée sur le fonctionnement du moteur. Il a été démontré que le diamètre de la tige du plongeur avait des implications sur la puissance de sortie et la stabilité, et qu'il existait une tendance naturelle à fournir une puissance de sortie constante à une fréquence quasi-constante sur une gamme de charges de piston.

Mots-clés : Moteur type Gamma/ Alternateur/ Electricité/ Modélisation/ Thermomécanique/ Simulation numérique

1. INTRODUCTION

Dans le contexte énergétique actuel, nous assistons au développement de technologies de production d'énergie "propre". Ainsi, de nouvelles perspectives comme la conversion thermodynamique de l'énergie solaire ou géothermale ou la valorisation des déchets sont offertes à la recherche sur les "énergies renouvelables". Dans ce cadre, nous nous intéressons aux moteurs thermiques à apport de chaleur externe : le moteur Stirling. Une machine thermique fonctionnant suivant le cycle de Stirling constitue une alternative pour profiter des sources de chaleur externe, puisque ces machines sont des machines à combustion externe [1].

Il existe plusieurs types de moteurs capables de transformer l'énergie thermique en énergie mécanique. Les moteurs thermiques utilisés le plus fréquemment sont les moteurs alternatifs à combustion interne, les turbines à gaz et les installations à cycle de Rankine à vapeur d'eau. Malheureusement, aucun de ces systèmes n'est bien adapté à la valorisation de certains types de source chaude (énergie solaire, biomasse, effluents gazeux à haute température, géothermie) [2]. Les moteurs à air chaud, à apport de chaleur externe par échangeur, avec ou sans échangeur récupérateur, à machines de compression et de

détente alternatives distinctes, à cycle monophasique ouvert ou fermé, avec ou sans soupapes, sont en revanche très appropriés à la valorisation d'énergie renouvelable. C'est le cas du moteur Stirling.

Le moteur Stirling est un système thermique à apport de chaleur externe. Le moteur Stirling, inventé par le Pasteur Robert Stirling est une machine productrice d'énergie mécanique, de froid ou de chaleur dans laquelle une masse de gaz subit une série de compressions et de détente entre deux niveaux différents de température. Nous nous intéressons donc à l'étude et à la réalisation d'un moteur Stirling de type Gamma.

2. DIMENSIONNEMENT ET CONSTRUCTION DU MOTEUR

2.1. Dimensions géométriques du moteur Stirling

Le tableau 1 montre les mesures des pièces du moteur Stirling Conformement à la norme EN 04372 qui a été réalisé au Bloc technique de l'ESPA, Université d'Antananarivo.

Tableau 1 : Dimensions géométriques du Moteur Gamma

| | |
|--|--------------------|
| Diamètre du piston déplaceur | 35 mm |
| Hauteur du piston déplaceur | 100 mm |
| Longueur du cylindre déplaceur | 170 mm |
| Diamètre intérieur du cylindre déplaceur | 36 mm |
| Course du piston déplaceur | 140, 145 ou 150 mm |
| Diamètre du piston moteur | 24 mm |
| longueur du piston moteur | 28 mm |
| Longueur du cylindre moteur | 58 mm |
| Course du piston moteur | 56 mm |

Pour la réalisation de toutes les pièces des moteurs Stirling (Figure 1), nous avons utilisé des pièces brutes) en aluminium sur lesquels on a effectué des multiples opérations de tournage , coupe et de perçage avec une précision qui peut aller au centième de millimètre près. Il s'agit de de pièces qu'on prend avec des mensurations, c'est à dire longueur, largeur, et diamètre pour les pièces cylindrique plus grandes de celle qu'on a besoin pour les pièces finies.

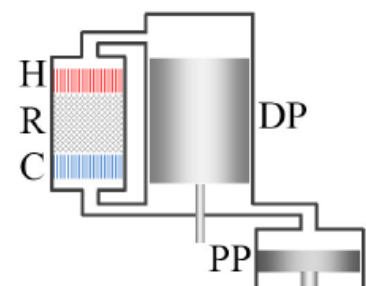


Figure 1 : Pièces assemblées du type Gamma

2.2. Les appareils utilisés

- Tour à charioter et fileter (Figure 2)

Les tours à charioter qui sont destinés à réaliser tous les travaux essentiels de tournage, y compris le filetage à l'outil à l'aide de la vis-mère. Ces tours sont les plus répandus. A l'aide de cette machine de tournage, toutes les fabrications des pièces des moteurs Stirling ont été réalisées avec succès.



Figure 2 : Tour à charioter et fileter

En tournage, le mouvement de coupe est obtenu par rotation de la pièce serrée entre les mors d'un mandrin ou dans une pince spécifique, tandis que le mouvement d'avance est obtenu par le déplacement de l'outil coupant. La combinaison de ces deux mouvements permet l'enlèvement de matière sous forme de copeaux.

- Les outils de l'usinage

L'acier rapide (HSS - High Speed Steel) très employé pour la production d'outils de coupe. Les caractéristiques qui le rendent intéressantes sont sa dureté d'environ 65 HRC et sa ténacité qui lui donne sa longévité.

- La perceuse (Figure 3 a)

Le perçage est l'opération la plus simple car après la réalisation du profil et les cotes voulues sur les pièces, la fraiseuse marque les centres des trous avec les distances et le parallélisme souhaités.



(a)



(b)

Figure 3 : (a) la machine perceuse (b) la machine scieuse

- La Scieuse (Figure 3 b)

La scieuse est un appareil équipé d'une scie à métaux avec étrier métallique et a pour rôle pour les coupes droites. Elle nous a servi pour la réalisation du bâti droit et latéral du moteur.

- La presseuse hydraulique (Figure 4)

Une presse hydraulique est une machine avec un circuit hydraulique qui fournit une grande force de compression. Elle permet de transmettre un effort démultiplié et un déplacement, servant à écraser, déformer un objet ou soulever une pièce lourde



Figure 4 : La presse hydraulique

- Tronçonneuse a disque

Une Tronçonneuse ou meuleuse d'angle, est un outil électrique portatif sur lequel est monté un disque abrasif. Cet outil nous a servi en meulant les pièces (tige piston, les bielles, et support) une fois fini et tronçonner certains pièces matériaux selon le disque. Le disque est entraîné en rotation par l'intermédiaire d'un renvoi d'angle (couple de pignons coniques), d'où la dénomination meuleuse d'angle

2.3. Réalisation des pièces

Le moteur Stirling du type gamma est un moteur Stirling doté d'un piston de puissance et d'un piston jouant; ce dernier assure à lui seul le rôle de déplaceur. Seul le piston déplaceur dispose d'un système d'étanchéité. Le déplaceur occupe successivement la zone chaude et la zone froide, chassant à chaque fois le gaz vers la zone opposée. Les variations de température subie par le gaz engendrent alors des variations de pression qui mettent en mouvement le piston moteur. Le volume balayé par le piston de déplacement est important face à celui balayé par le piston moteur; c'est pourquoi le moteur Gamma ne peut pas atteindre des rapports de compression élevés, ce qui est montré par son rendement. Mais d'un autre côté, sa simplicité mécanique en fait un système largement utilisé. Enfin, sa réputation de moteur Stirling à faible écart de température lui faisant un système intéressant.

2.4. Caractéristiques du générateur électrique

Le générateur électrique est représenté sur la figure 5 et se compose d'un ensemble stator composé de bobines et d'un empilement de tôles et d'un ensemble d'aimants permanents mobiles. Les aimants sont collés selon une configuration Halbach sur un arbre creux appelé porte-aimant. Le support magnétique était fixé au piston par quatre goujons contenant du fil et un épaulement à chaque extrémité.

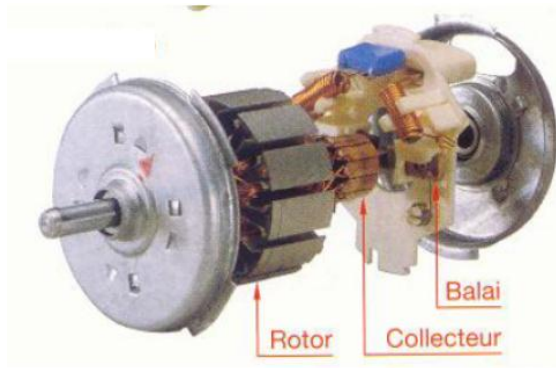


Figure 5 : Ensemble générateur électrique

Il y a deux rangées d'aimants côte à côte, avec quatre paires d'aimants plus grands espacés également autour du périmètre du support magnétique.

3. MODELISATION ET SIMULATION DU SYSTEME

Le moteur Stirling fonctionne selon le principe du chauffage et du refroidissement cycliques d'un fluide de travail, qui est généralement un gaz. Le liquide de travail est scellé par un piston qui tourne dans un cylindre. Lorsque le fluide de travail est chauffé, sa pression augmente et le piston est poussé vers l'extérieur. Le fluide de travail est ensuite refroidi et le piston se rétracte.

3.1. Modèle thermodynamique du cycle Stirling

L'analyse du cycle est une représentation idéale de ce qui se passe dans un moteur Stirling et n'est donc jamais utilisée seule. Elle sert plutôt de base à d'autres méthodes, en particulier les méthodes du second ordre. Les trois cycles généralement utilisés sont le cycle Stirling idéal, le modèle isotherme idéal et le modèle adiabatique idéal.

Le cycle idéal de Stirling a été créé pour les moteurs à combustion interne afin de représenter le cycle thermodynamique théorique que subi l'huile de travail. Il suppose que tous les fluides de travail passent par le même ensemble de processus. Le cycle idéal de Stirling comprend quatre processus :

- 1-2: isothermal compression
- 2-3: constant volume heat addition
- 3-4: isothermal expansion
- 4-1: constant volume heat rejection

On peut prouver que le rendement thermique du cycle Stirling idéal est égal au rendement de Carnot idéal, qui est le maximum théorique pour tout moteur thermique (voir l'équation 1). Il est important de noter que les processus d'ajout et de rejet de chaleur à volume constant doivent être réalisés par le régénérateur. Ceci est nécessaire pour que ces deux processus ne soient pas inclus dans le calcul du rendement (η). L'apport de chaleur (Q_{in}) et la production de chaleur (Q_{out}) sont donc calculés uniquement à partir des processus de compression et d'expansion respectivement :

$$\eta_{th,Stirling} = \frac{Q_{in} - Q_{out}}{Q_{in}} = 1 - \frac{T_{cold}}{T_{hot}} = \eta_{th,Carnot} \quad (1)$$

3.2. Modèle dynamique du cylindre piston

Toutes les méthodes mentionnées ci-dessus ne traitent que de la thermodynamique du moteur, puisque les mouvements du piston et du plongeur sont considérés comme des paramètres connus. Dans notre système, le piston et le plongeur sont découplés et le mouvement de chacun doit être résolu. L'analyse dynamique est un moyen de déterminer les mouvements du piston et du plongeur en considérant le piston et le plongeur comme un système dynamique de masses, d'amortisseurs et de ressorts. La forme générale des équations du mouvement est la suivante [3]:

$$[M][\ddot{X}] + [C][\dot{X}] + [K][X] = [F(t)] \quad (2)$$

Ici, $[M]$, $[C]$ et $[K]$ font référence aux matrices des masses du système, des coefficients d'amortissement et des coefficients de stiffness. Une application typique se présente comme suit (voir figure 6) :

$$m_p \ddot{x}_p + C_p \dot{x}_p + C_{pd}(\dot{x}_p - \dot{x}_d) + k_p x_p = (p_{bounce} - p_c) A_p - F_{load} \quad (3)$$

$$m_d \ddot{x}_d + C_d \dot{x}_d + C_{pd}(\dot{x}_d - \dot{x}_p) + k_d x_d = p_c A_c - p_e A_e + p_{bounce} A_{rod} \quad (4)$$

Comme on peut le voir, les termes de force dépendent de la pression dans l'espace de travail ainsi que de la charge, telle qu'un générateur électrique. En supposant que la caractéristique du générateur électrique soit connue, une expression doit être déterminée pour les pressions.

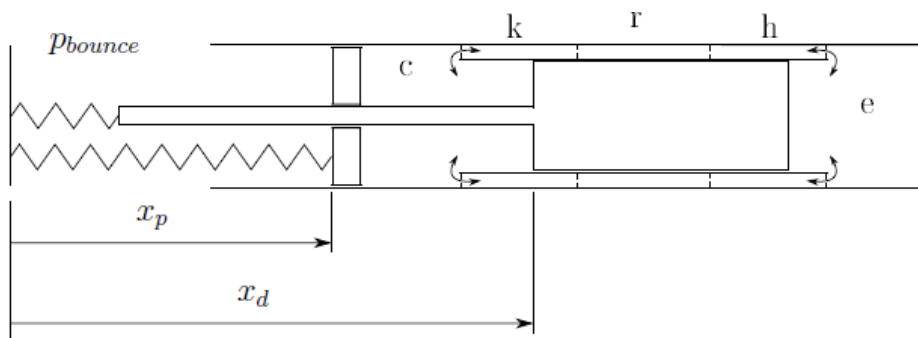


Figure 6 : Schéma d'analyse du système

3.3. Résolution numérique du modèle

Le modèle théorique consiste en un réseau unidimensionnel stationnaire de cellules et de nœuds, comme le montre la figure 7 (voir également la figure 8). Les cellules sont définies comme des volumes de contrôle qui contiennent la masse et où la température et la pression sont définies. Les nœuds sont les limites entre les cellules et servent à définir les entrées et sorties de masse dans la cellule [4].

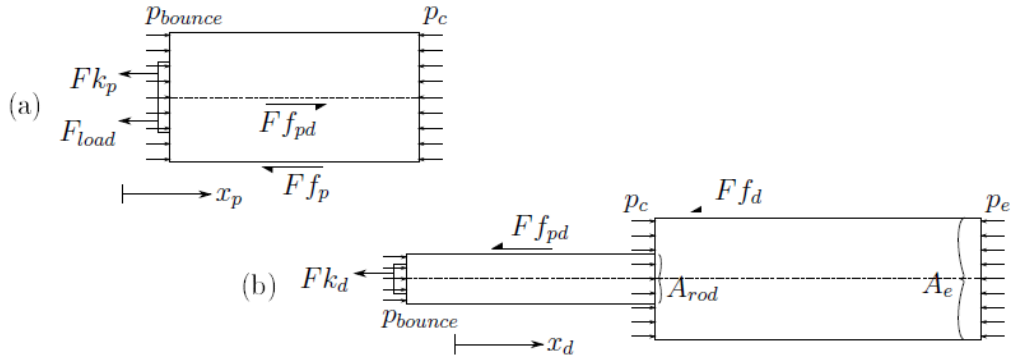


Figure 7 : Diagrammes de corps libre. (a) Piston, (b) Dissipateur

Un réseau de cellules et un réseau nodal ont été définis pour la paroi et l'espace de travail. Les cellules du réseau de la paroi sont étiquetées de $j = 1$ à $j = N_{wall}$. La section du refroidisseur du moteur est supposée être une masse forfaitaire ($j = N_{wall}$) et toutes les autres cellules ont été fixées à une largeur de 1 mm. Les cellules du réseau de l'espace de travail sont étiquetées de $i = 1$ à $i = N_{cell}$. L'espace de compression ($i = 1$) et l'espace d'expansion ($i = N_{cell}$) ont été considérés comme une cellule chacune, les cellules intermédiaires étant toutes réglées sur une largeur de 1 mm. Ces cellules de l'espace de travail ont été placées directement en face des cellules de la paroi pour simplifier le calcul du transfert de chaleur (dQ_i/dt) entre la paroi et l'espace de travail.

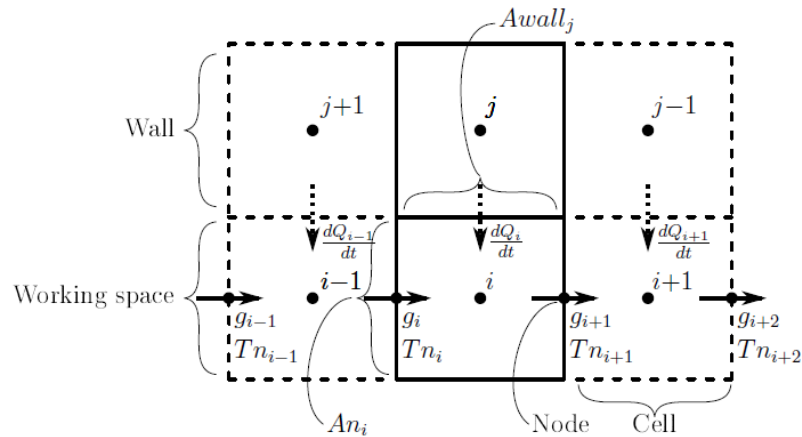


Figure 8 : Interaction entre les cellules et les nœuds

Si l'équation du gaz idéal est différenciée par rapport au temps et réarrangée, le taux de variation de la masse de la cellule peut être représenté comme suit :

$$\frac{\partial m_i}{\partial t} = m_i \left(\frac{1}{p_i} \frac{\partial p_i}{\partial t} + \frac{1}{V_i} \frac{\partial V_i}{\partial t} - \frac{1}{T_i} \frac{\partial T_i}{\partial t} \right) \quad (5)$$

L'hypothèse selon laquelle il n'y a pas de fuite de fluide de travail peut être exprimée mathématiquement comme suit :

$$\sum_{i=1}^{N_{cell}} \frac{\partial m_i}{\partial t} = 0 \quad (6)$$

La pression est supposée être égale dans tout l'espace de travail et l'équation. L'équation 6 peut être substituée à l'équation 7 pour obtenir le taux de variation de la pression dans l'espace de travail (notez que l'indice est maintenant supprimé du terme de pression).

$$\frac{\partial p}{\partial t} = p \cdot \left[\frac{\sum_{i=1}^{N_{cell}} m_i \left(-\frac{1}{V_i} \frac{\partial V_i}{\partial t} + \frac{1}{T_i} \frac{\partial T_i}{\partial t} \right)}{\sum_{i=1}^{N_{cell}} m_i} \right] \quad (7)$$

Le schéma de la figure 9 résume la séquence des événements qui vont maintenant être expliqués. Les paramètres de simulation comprennent le pas de temps et la largeur des cellules (1 mm pour toutes les cellules), tandis que les paramètres de traçage définissent la fréquence à laquelle les valeurs sont écrites dans le codage.

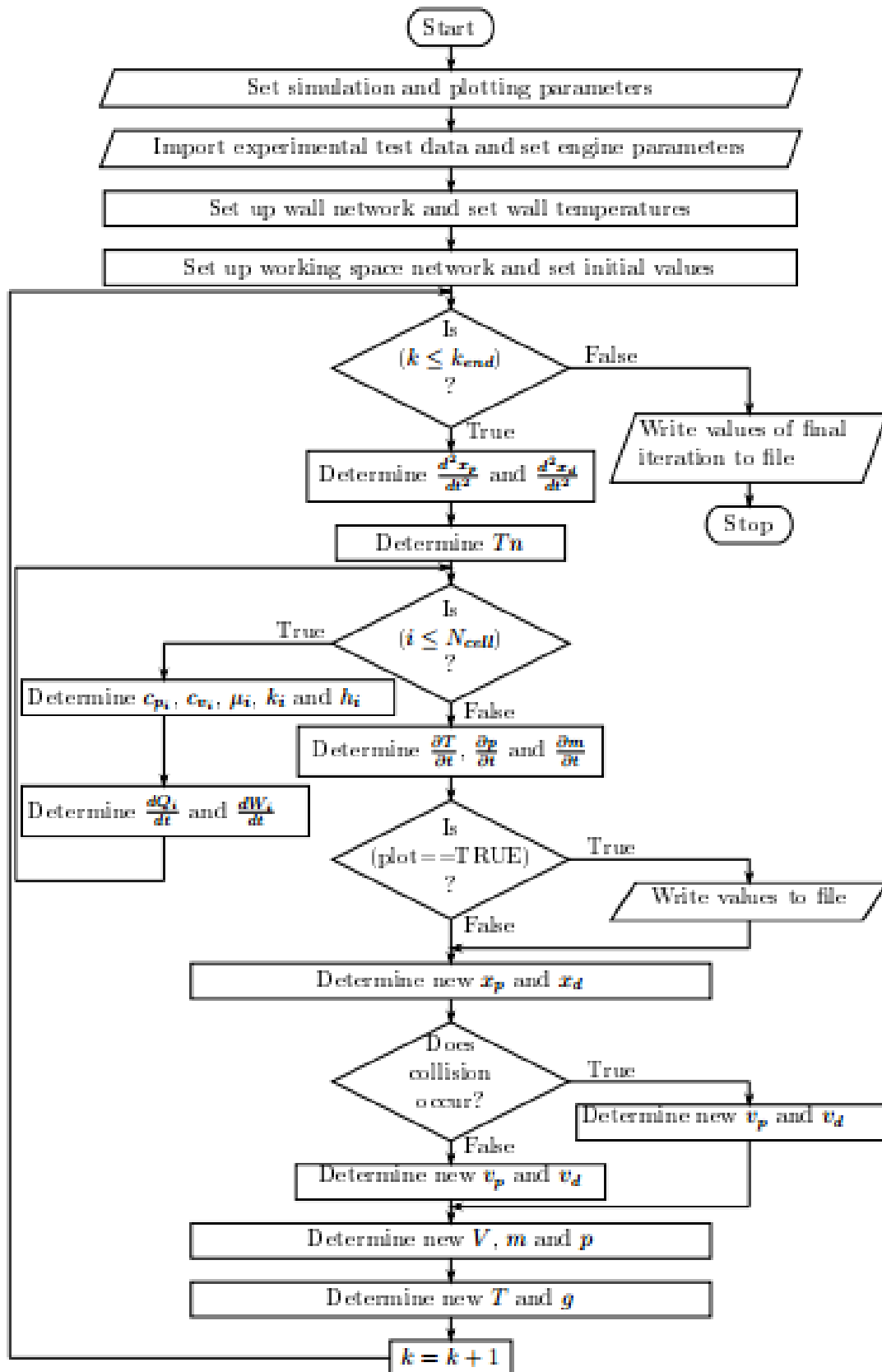


Figure 9 : Diagramme de résolution

4. RESULTATS ET INTERPRETATIONS

4.1. Cycle adiabatique thermo dynamique

Le cycle thermodynamique du moteur a été simulé sur MATLAB et cela nous donne les résultats sur la figure 10; celui-ci est composé de 4 processus de transfert de chaleur.

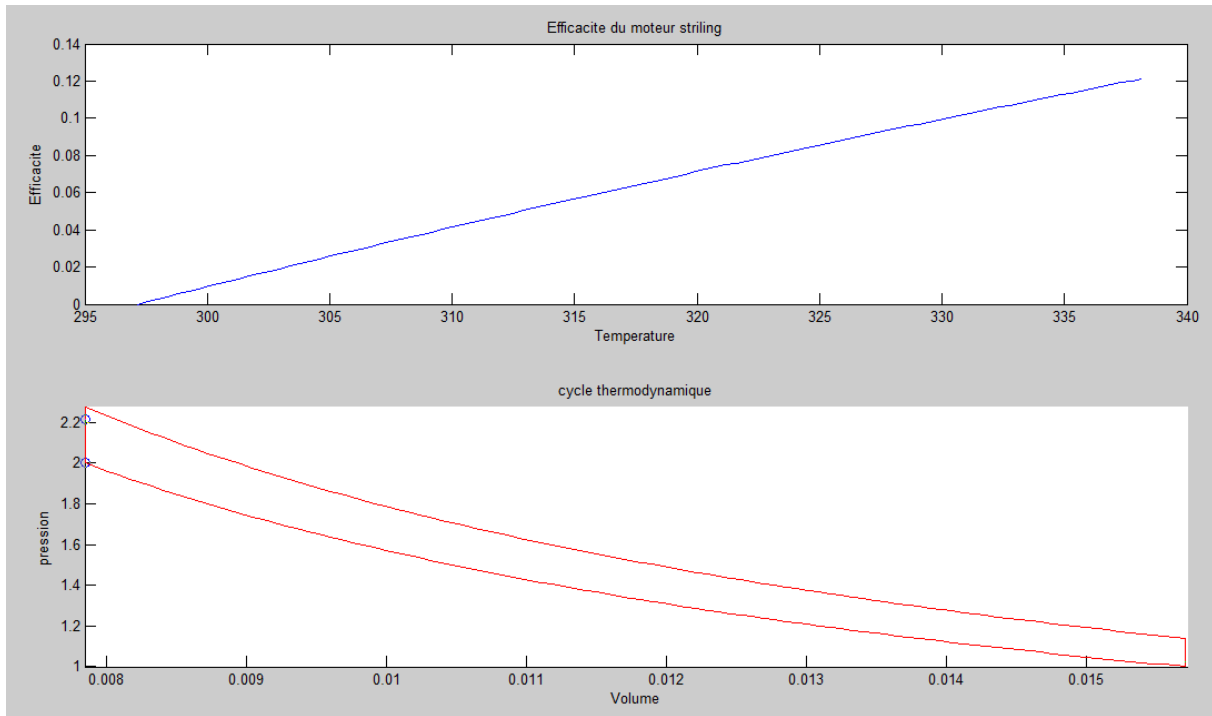


Figure 10: Diagramme PV du cycle thermodynamique

- Compression isochore : De $2 \cdot 10^5$ Pa à $2,6 \cdot 10^5$ Pa
- Détente isotherme : De $2,6 \cdot 10^5$ Pa à $1,2 \cdot 10^5$ Pa
- Détente isochore : De $1,2 \cdot 10^5$ Pa à $1 \cdot 10^5$ Pa
- Compression isotherme : De $1 \cdot 10^5$ Pa à $2 \cdot 10^5$ Pa

4.2. Analyses du comportement dynamique

4.2.1. Déplacement du piston

Tout d'abord le teste a été mené sur l'exploitation du moteur avant l'ajour du générateur. Même si un fonctionnement instable était inévitable, un fonctionnement stable (c'est-à-dire un mouvement répétitif) a été obtenu à chaud = 446,2 K et avec une fréquence de fonctionnement de 10,99 Hz. Il n'y a eu aucun changement mesurable dans la température de l'eau de refroidissement en raison de la faible chaleur saisir en sortir. L'eau était utilisée dans cet essai comme un moyen de calculer la puissance calorifique, mais a servi à refroidir adéquatement la section la plus froide du moteur en gardant $T_{\text{froid}} = 305,4 \text{ }^\circ\text{K}$ tandis que $T_{w_in} = 291,5 \text{ }^\circ\text{K}$.

La figure 11 montre le mouvement du piston et du déplaceur.

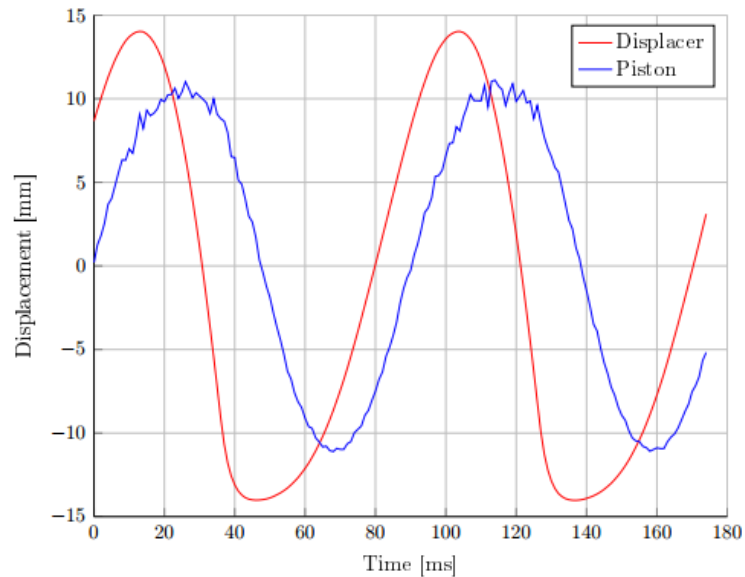


Figure 11: Déplacement du piston

Toutes les courbes ont été ajustées pour avoir un décalage minimal, afin de souligner la course du piston et du déplaceur. La courbe du déplaceur est déphasée de $40,6^\circ$ par rapport à la courbe de la piston, alors que les courses (crête à crête) du piston et du déplaceur sont 22,2 mm et 28,1 mm respectivement. Le comportement erratique observé aux pics du mouvement du piston a été supposé être dû à des effets de glissement-adhérence, puisque c'est à ce moment-là que le piston atteignait une vitesse minimale et changeait ensuite de direction. Le Slip-stick se caractérise par une transition entre statique et dynamique de friction.

4.2.2. Variation de volume de l'espace

Quand nous regardons la variation de la compression et de l'expansion dans l'espace volumes sur la figure 12, il est évident qu'il y a eu un contact entre le piston et le déplaceur. On voit que l'espace de compression tend rapidement vers zéro, puis change brusquement de direction, contrairement à celle des sommets, qui montre une lisse transition. Une entretoise en caoutchouc empêche l'espace de compression d'atteindre la valeur minimale, tandis que le changement brusque de direction montre comment le plongeur rebondit essentiellement sur le piston, suggérant une condition de collision élastique.

La Figure 12 représente la variation du volume de compression et expansion.

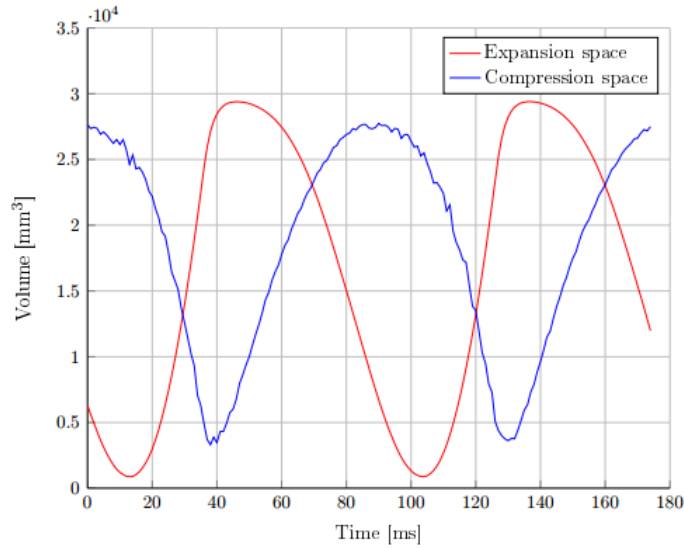


Figure 12: Variation du volume de compression et expansion

Le contact a été aussi évident entre le déplaceur et la tête de ligne de la casquette du radiateur. Ce n'était pas clair de faire référence à la variation du volume de l'espace d'expansion, puisque le déplaceur était déjà en train de décélérer avant la collision.

4.2.3. Evolution de la pression

La courbe de pression mesurée est donnée dans la figure 13, qui montre une pression moyenne de 111378 kPa alors que la pression atmosphérique était 99 519 kPa, l'opération était ainsi à une plus grande moyenne pression atmosphérique.

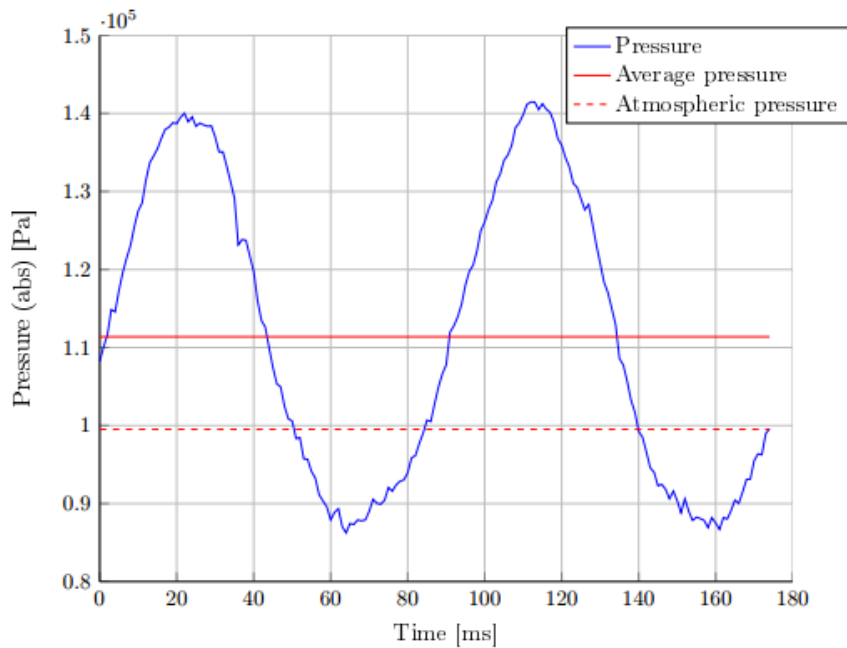


Figure 13: Courbe de pression

Le diagramme pV résultant sur la figure 10 montre une puissance indiquée de 0,659 W. Une valeur de puissance positive était attendue puisque le déplaceur mène le piston. Si le piston et le déplaceur étaient en phase, alors les courbes de pression et de volume seraient dans la même phase.

Bien que la puissance indiquée soit théoriquement nulle dans ce cas puisque il n'y avait pas de charge, les effets dissipatifs étaient toujours présents et la puissance indiquée était ainsi la puissance nécessaire pour les surmonter. Les effets dissipatifs pourraient inclure l'un des éléments suivants : consommation d'énergie lors d'événements de contact, frottement de glissement, traînée de peau agissant sur le déplaceur.

4.3. Moteur Stirling avec générateur

4.3.1. Tension de sortie du générateur

Le mouvement du piston se rapproche d'une forme d'onde carrée avec des vibrations stationnaires plus courtes. La période limite supérieure atteint sa période stationnaire plus longue à sa limite. La rapidité est seulement vue quand la transition se produit depuis le supérieur limite à l'inférieur limite ou vice versa, comme le montrent les brusques pics de tension dans le générateur électrique (Figure 14), sur laquelle il y a une coïncidence avec ces transitions de période.

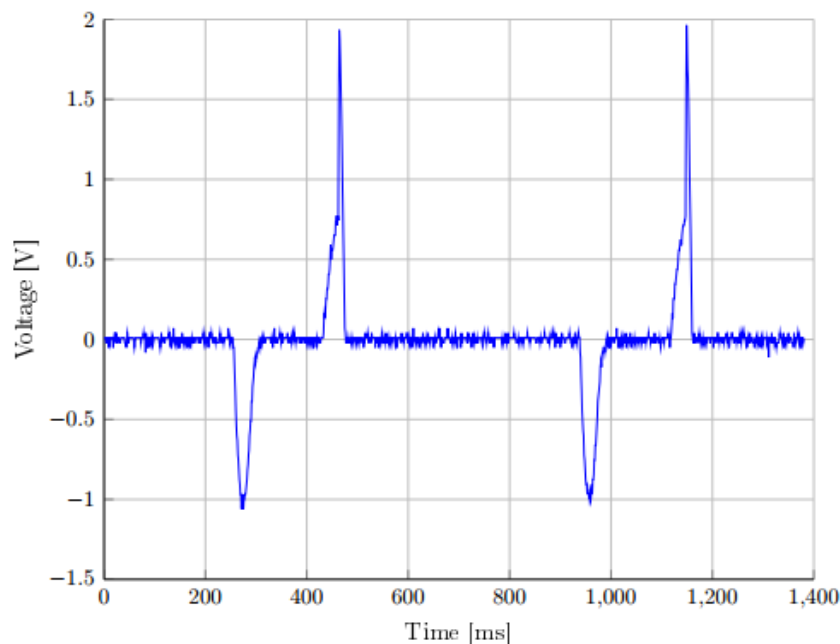


Figure 14: Tension de sortie du générateur

Il ressort également que le champ des aimants domine le mouvement résultant du piston et du déplaceur. Comme cela a été mentionné, l'ajout des aimants devrait seulement modifier le printemps constant du piston quand il est exploité comme un circuit ouvert, quand le mouvement attendu serait similaire au test sans le générateur électrique.

4.3.2. Variation de volume de compression et d'expansion

En outre, le contact entre le piston et déplaceur était encore présent, comme visible dans le saut soudain du déplaceur, ainsi que dans la compression d'espace (figure 15). Le soudain saut n'était pas vu dans le piston, mais la masse était 6,7 fois que celle du déplaceur.

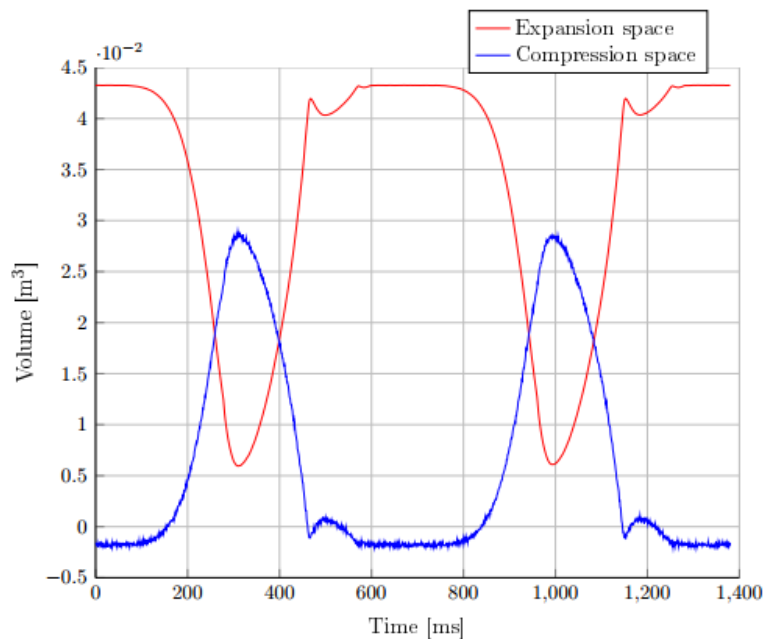


Figure 15: Variation de volume de compression et d'expansion

On constate à nouveau que l'espace de compression n'a pas été modifié. Il ne va pas à zéro comme il aurait dû théoriquement le faire. Ici, la valeur minimale de x_c est 2,6 mm. Des recherches plus approfondies sont nécessaires pour déterminer la source de cette erreur

4.3.3. Evolution de la pression

La courbe de pression est représentée sur la figure 16. Les périodes de haute pression sont plus longues que celles périodes de basse pression et, par conséquent, le piston a été poussé vers le bas pendant plus longtemps que vers le haut. Alors que le déplaceur descend et entre en contact avec le piston, il a rebondi, puis est revenu vers le piston et les deux se sont assis stationnairement. La pression était alors à son maximum, depuis la majorité de fonctionnement.

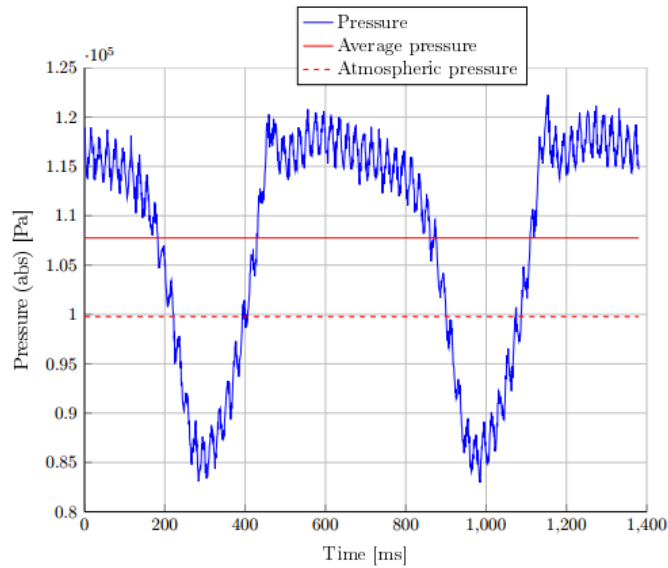


Figure 16: Courbe de pression

Le fluide était dans l'espace d'extension. La pression diminue ensuite progressivement avec un décélération de mouvement. Finalement le déplaceur est forcé de s'éloigner légèrement du piston, sur lequel la pression a été encore réduite depuis le travail. Le fluide a été poussé dans l'espace de compression et une sorte de réaction en chaîne s'est produite. La moyenne pression calculée est de 107752 kPa.

4.3.4. Résumé du test du moteur avec électrique Générateur

Les tests en circuit fermé ont donné des résultats satisfaisants, puisque les aimants du générateur dominent le mouvement du piston. Ces résultats sont résumés dans Tableau 2.

Tableau 2: Synthèse des résultats avec Générateur

| | Circuit ouvert | R=10.7 Ohm | R=34,0 Ohm |
|---------------------------|----------------|------------|------------|
| Frequence (Hz) | 1,47 | 1,29 | 1,40 |
| Pression moyenne (kPa) | 107,752 | 108,343 | 107,896 |
| T_chaut (°K) | 672,4 | 680,2 | 674,9 |
| T_froid (°K) | 297,6 | 298,1 | 297,8 |
| Puissance électrique (mW) | | 1,79MW | 1,23MW |

Il a également été constaté qu'une variation de la puissance de sortie était prévue en cas de modification du diamètre de la tige du plongeur, ainsi que des masses du piston et du plongeur et des ressorts.

5. DISCUSSION

Le diamètre de la tige du plongeur est supposé être la cause principale de la collision inévitable du plongeur lors de ses courses ascendantes et descendantes. Il conviendrait d'étudier cette question, ainsi que l'ajout d'un générateur électrique bien adapté afin de pouvoir appliquer des charges de piston différentes. Cela permettrait de vérifier la prédiction du modèle de simulation théorique selon laquelle

une puissance de sortie constante sera délivrée pour une gamme de charges de piston. L'étude des différents diamètres de la tige du plongeur nécessitera la conception d'un piston et d'un plongeur fonctionnant sans à-coups et pouvant être scellés efficacement.

La collision du plongeur avec le piston et l'embout de la tête de chauffe a été constatée dans la plupart des simulations. Le diamètre de la tige du plongeur utilisé sur le moteur semble trop important. Ce grand diamètre de tige rend le plongeur très réactif; ce qui l'oblige à éviter tout contact lors de ses courses ascendantes et descendantes. La variation du diamètre de la tige du plongeur a cependant donné des résultats intéressants dans les simulations. En diminuant le diamètre du plongeur, le contact avec le piston a été évité. Il a également été constaté qu'une variation de la puissance de sortie était prévue en cas de modification du diamètre de la tige du plongeur, ainsi que des masses du piston et du plongeur et des ressorts.

Le mouvement des pièces mobiles n'est pas contraint et un moteur ainsi qu'un système de contrôle bien conçus seront nécessaires pour assurer un fonctionnement sûr. Dans un moteur Stirling cinématique, le mouvement des pièces mobiles ne peut être influencé qu'en termes de fréquence. Dans un notre cas, le mouvement des pièces mobiles peut être influencé par la fréquence, la course, la phase entre les pièces mobiles, ainsi que par la stabilité des pièces mobiles. Toutefois, en cas de contact entre les pièces mobiles, la défaillance peut constituer un risque important et s'avérer catastrophique.

6. CONCLUSION

Le résultat le plus intéressant a sans doute été la prédiction qu'une puissance de sortie constante qui serait délivrée à une fréquence presque constante sur une gamme de charges de piston. Cette étude a également montré que la conception d'un moteur Stirling de type Gamma est très complexe par rapport à celle d'un moteur Stirling cinématique simple.

Le modèle de simulation théorique qui a été développé a donné des résultats satisfaisants. La courbe de pression et les mouvements du piston et du plongeur ont été bien prédits. L'utilisation de nombres de Nusselt plus élevés pour les relations de transfert de chaleur a produit une plus grande précision dans la plupart des cas. Une plus grande précision a été atteinte dans la prédiction des courses du piston et du plongeur, de la fréquence, de la pression moyenne et des températures des côtés chaud et froid. Cependant, une précision moindre pour des nombres de Nusselt plus élevés a été observée pour l'angle de phase entre le piston et le plongeur, ainsi que pour la puissance indiquée.

L'hypothèse selon laquelle il n'y a pas de chute de pression dans l'espace de travail a rendu inutile l'application de l'équation de conservation de la quantité de mouvement. L'omission de l'équation de conservation de la quantité de mouvement a permis d'obtenir des temps de simulation beaucoup plus courts, de l'ordre de 1 000 fois. La réécriture du modèle théorique de simulation en MATLAB devrait permettre d'améliorer considérablement les temps de simulation obtenus, qui se situent entre 10 et 15 minutes. Des relations améliorées pour le transfert de chaleur entre l'espace de travail et la paroi devraient être développées pour rendre le modèle de simulation théorique plus généralement applicable.

BIBLIOGRAPHIE

- [1] Cheng, C.-H. and Yang, H.-S. (2012). Optimization of geometrical parameters for Stirling engines based on theoretical analysis. *Applied Energy*, vol. 92, pp. 395-405. ISSN 0306-2619
- [2] Meer, D. and Oriti, S. (2012). Advanced Stirling convertor durability testing: Plans and interim results. In: 10th International Energy Conversion Engineering Conference.
- [3] Kankam, M.D. and Rauch, J.S. (1991). Comparative survey of dynamic analyses of freepiston Stirling engines. In: 26th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference.
- [4] Schreiber, J.G. and Thieme, L.G. (2007). Final Results for the GRC Supporting Technology Development Project for the 110-Watt Stirling Radioisotope Generator (SRG110). In: Space Technology and Applications International Forum (STAIF_2007).