

MACHINE À FROID DE STIRLING. ETUDE THÉORIQUE ET EXPÉRIMENTALE

Cătălina DOBRE¹, Lavinia GROSU², Stoian PETRESCU³

The paper presents a theoretical and experimental study of the reverse Stirling cycle applied to a β type machine. It is based on analytical models developed for refrigeration machines by using the methods from Finite Speed Thermodynamics (FST) and Finite Physical Dimensions Thermodynamics (FPDT). The theoretical results are compared to experimental ones. The analytical results highlight the effect of each irreversibility and of the finite speed of the processes on the machine's performances. The study indicates a significant increase on the COP of the refrigeration machine studied as the piston speed increases. Although the heat losses due to imperfect regeneration are differently evaluated, the two methods present similar performance variation.

Le travail presente les aspects théoriques et expérimentaux du cycle inverse de Stirling, appliqué à une machine de type β . L'étude est basée sur des modèles analytiques développées pour les machines à froid, en utilisant la Méthode Directe de la Thermodynamique à Vitesse Finie, et la Méthode de la Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies (TDPF). Les résultats théoriques sont confrontés avec ceux expérimentales. Les résultats du calcul mettent en évidence l'effet de chaque irréversibilité sur les performances de la machine et aussi celui de la vitesse finie des processus. L'étude indique une importante augmentation du coefficient de performance réel de la machine à froid étudiée, avec la croissance de la vitesse du piston. Les variations sont similaires pour les deux méthodes analysées, même si la modalité d'évaluation des pertes dues à la régénération imparfaite de la chaleur, diffère comme équations et aussi comme estimation.

Keywords: Reverse Stirling Cycle, Finite Speed Thermodynamics, Finite Physical Dimensions Thermodynamics, Direct Method, Irreversibility.

Mots clés: Cycle Stirling inverse, Thermodynamique à Vitesse Finie, Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies, Méthode Directe, Irréversibilités.

¹ PhD Lecturer, Dept. of Engineering Thermodynamics, Internal Combustion Engines, Thermal and Refrigerating Equipments, University POLITEHNICA of Bucharest, Romania, e-mail: dobre.catalina.g@gmail.com

² Assoc. Prof., Université Paris Ouest Nanterre La Défense, France, e-mail: lgrosu@upx.fr

³ Prof., University POLITEHNICA of Bucharest, Romania, e-mail: stoian.petrescu@yahoo.com

Liste des notations

A	surface d'échange de chaleur, m^2
B	distance entre deux fils de la matrice du régénérateur, m
COP	coefficient de performance, -
c	chaleur spécifique, $Jkg^{-1}K^{-1}$
d	diamètre des fils de la matrice du régénérateur, m
D	diamètre, m
h	coefficient de transfert thermique par convection, $Wm^{-2}K^{-1}$
K	conductance thermique, WK^{-1}
k	facteur des pertes au régénérateur, -
m	la masse, kg
\dot{m}	débit massique, $kg s^{-1}$
N	le nombre des voiles métalliques jointifs du régénérateur, -
n	la vitesse de rotation, $rot.s^{-1}$
p	la pression, Pa
Pr	le numéro de Prandtl, -
\dot{Q}	la puissance frigorifique, W
R	constante spécifique du gaz, $Jkg^{-1}K^{-1}$
S	course du piston, m
T	temperature, K
V	volume, m^3
w	vitesse moyenne du piston, ms^{-1}
w_{SL}	vitesse du son à T_{wl} , ms^{-1}
\dot{W}	puissance mécanique, W
X	coefficient des pertes régénératives, -
y, z	paramètres d'ajustement, -

Symboles grecs

γ	le coefficient adiabatique, -
τ	le taux des temperatures extreme pour le fluid de travail, -

ε	taux de compression (V_{max}/V_{min}), -
ν	viscosité cinématique, m^2s^{-1}
η	rendement, -
μ	$1 - 3/\varepsilon$, -
Δ	variation (de temperature), K

Subscripts

CC	cycle Carnot
g	gas
h	chaud, (gaz de travail)
$irrev$	irréversible
l	froid, (gaz de travail)
m	valeur moyenne
max	maximum
min	minimum
MF	machine à froid
R	régénérateur
rev	réversible
S	Stirling
v/p	volume/pression constante (pour la chaleur spécifique)
wh	chaud, (source chaude)
wl	froid, (puits froid)
X	due à la régénération imparfaite de la chaleur
$\sum \Delta p_i$	due aux pertes de pression générées par la vitesse finie des processus, par la vitesse du gaz en écoulement dans le régénérateur et par le frottement entre les ensembles mobiles de la machine.
II	conséquence du II ^{ème} Principe de la Thermodynamique

1. Introduction

Dans le contexte énergétique actuel et étant données les préoccupations continues pour la protection et l'amélioration de la qualité de l'environnement, l'intérêt dans le développement des technologies de production de l'énergie est justifié. Les machines Stirling adaptables, performantes et viables de point de vue économique peuvent devenir une solution commerciale, qui peut s'encadrer dans ce contexte. Par conséquent, la machine Stirling attire l'intérêt des chercheurs pour

ses nombreux avantages: un potentiel élevé de conversion d'énergie, le respect de l'environnement, le fonctionnement silencieux et une grande adaptabilité à tous types des sources de chaleur.

L'étude de la machine Stirling présente une grande complexité à cause du caractère oscillatoire des évolutions du fluide de travail [1]. Différents modèles thermodynamiques analysant le fonctionnement de la machine Stirling ont déjà été présentés dans la littérature [2-6] avec diverses hypothèses. Il existe trois niveaux de modélisation des machines Stirling. *L'analyse idéale* (ou analyse thermodynamique du première ordre) prédit les performances théoriques idéales d'un moteur [1,7,8] en prenant en considération la différence finie de température dans les échangeurs thermiques (temps infini de contact entre le fluide de travail et la source de chaleur), les surfaces finies d'échange de chaleur (ou les conductances finies), la vitesse finie des processus, la régénération imparfaite dans le régénérateur et l'impact dynamique supplémentaire due à la dépendance du coefficient d'échange thermique de la vitesse de rotation de la machine Stirling. *L'analyse non-couplée* (ou de second ordre) prend les résultats de l'analyse idéale et les corrige [6, 9], en prenant compte d'un certain nombre de coefficients finis et de pertes dans la machine. *L'analyse couplée* (ou analyse de troisième ordre) repose sur une division fine de la machine en différents volumes de contrôle [10-11], en tenant compte de toutes les pertes principales.

Le but de cet approche est d'adapter et d'appliquer deux modèles d'analyse thermodynamique du première ordre (La Méthode Directe développée dans la Thermodynamique à Vitesse Finie et la Méthode de la Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies) dans l'étude des machines à froid de Stirling de type β . Dans ce travail, on propose de confronter les études théoriques et expérimentales du cycle inverse de Stirling, appliquées à une machine à froid de type β . Cette comparaison permettra de valider les deux méthodes pour les paramètres de fonctionnement de la machine thermique étudiée.

2. La demarche expérimentale

Du point de vue expérimental, on estime la puissance frigorifique produite par la machine à froid, par une méthode de compensation, à l'aide de la résistance électrique placée à l'intérieur de la chambre froide (située dans la partie supérieure du cylindre). De cette façon l'air situé dans la partie supérieure du cylindre s'échauffe et en même temps il est refroidi. L'intention est d'obtenir à l'intérieur du cylindre une température interne (du gaz) égale à la température ambiante afin de limiter les déperditions au minimum par la paroi du cylindre.

Alors la puissance frigorifique produite par la machine à froid, représente la puissance dissipée par la résistance électrique. De la relation de calcul utilisée

pour la détermination de la puissance frigorifique, il en résulte le coefficient global d'échange de chaleur :

$$h = \frac{\dot{Q}_l}{\Delta T_l A_l} \quad (1)$$

avec $\Delta T_l = T_l - T_{wl}$.

Les paramètres T_l , T_{wl} , \dot{Q}_l sont déterminés expérimentalement pour plusieurs régimes de fonctionnement.

En ce qui concerne la source chaude, la variation de la température de l'eau et du débit massique d'eau véhiculé permettent le calcul du flux de chaleur reçu par l'eau:

$$\dot{Q}_h = \dot{m}_{eau} c \Delta T_{eau} \quad (2)$$

Le dispositif expérimental est présenté dans la Fig. 1.

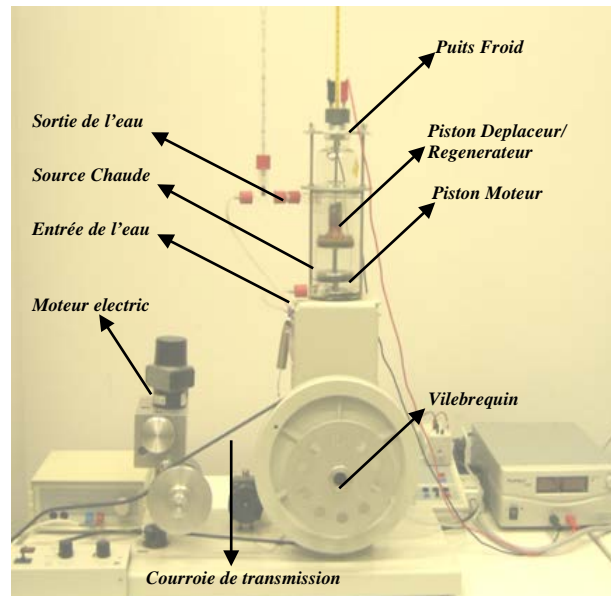


Fig. 1 – Le dispositif expérimental (la machine frigorifique Stirling de type β)

3. L'algorithme de la Méthode Directe appliqué aux cycles inverses

La Méthode Directe - MD [7,8,12] consiste dans l'étude et l'évaluation des irréversibilités dans les machines thermiques par l'analyse du cycle pas à pas et l'intégration directe de l'équation du Premier Principe combiné avec le Second Principe de la TVF, sur chaque processus d'un cycle.

Dans la présente approche on propose d'analyser les performances des machines à cycle inverse de Stirling par l'introduction de l'irréversibilité externe générée par le transfert de chaleur à différence finie de température dans les

échangeurs de chaleur à la source et au puits. Le schéma de calcul tient compte aussi d'irrégularités internes générées par les pertes de pression dues à la vitesse finie des processus et la régénération incomplète de la chaleur dans le régénérateur, toutes étant corrélées et déterminées par la vitesse finie des processus du cycle (vitesse du piston ou nombre de rotations).

En utilisant la Méthode Directe [8], le coefficient de performance de la machine frigorifique est exprimé comme produit entre le coefficient de performance du cycle Carnot et le rendement basé sur le Deuxième Principe de la Thermodynamique, $\eta_{II,irrev} = \eta_{II,X} \eta_{II,\sum \Delta p_i}$, idée utilisée fréquemment dans la littérature de spécialité [7,8,12]. À l'aide de ce coefficient de performance, les pertes générées par les irrégularités du cycle sont prises en considération. On a montré [7,8,12] que l'analyse du cycle inverse de Stirling par la MD, de façon similaire à celle utilisée antérieurement, conduit à une expression du coefficient de performance ayant la forme suivante (validée par les auteurs dans [7,8]):

$$COP_{MF,S} = \underbrace{\frac{1}{\frac{T_{wh}}{T_{wl}} - 1}}_{COP_{MF,CC}} \cdot \underbrace{\left[1 - \frac{X(T_h/T_l - 1)}{R/c_v(T) \ln \varepsilon} \right]}_{\eta_{II,X}} \cdot \underbrace{\frac{1}{1 + \frac{3\mu \cdot \sum \Delta p_i}{p_2(T_h/T_l - 1) \ln \varepsilon}}}_{\eta_{II,\sum \Delta p_i}} \quad (3)$$

La puissance irréversible nécessaire à la machine à froid à vitesse finie peut être exprimée par une relation unique qui résulte de même de l'application de la Méthode Directe au cycle inverse:

$$P_{MF,S,irrev} = zP_{rev} + P_{pertes, \sum \Delta p_i} = [zmR(T_h - T_l) \ln \varepsilon + 3\mu \cdot V_1(\sum \Delta p_i)] \frac{w}{2S} \quad (4)$$

avec: z - paramètre d'ajustement ($z = 0.8$) qui résulte de la validation du schéma de calcul, suite à la comparaison avec les résultats expérimentaux des machines réelles [8].

L'approche du coefficient des pertes régénératives et des pertes de pression de la machine dues à la vitesse finie des processus est basée sur les travaux relatifs aux machines de Stirling à vitesse finie et régénération incomplète de la chaleur [8]. Ainsi, l'analyse détaillée des processus à vitesse finie dans le régénérateur couplée avec le premier principe de la thermodynamique a conduit à une expression analytique pour le coefficient des pertes régénératives, X , qui a été validée pour 13 moteurs réels et 16 régimes de fonctionnement de ces moteurs [7]. Etant donné que les machines Stirling ont les mêmes caractéristiques géométriques principales en fonctionnement moteur ou récepteur, on considère que le degré des pertes générées par les irrégularités dans le régénérateur de la machine à froid a une expression similaire à celle du moteur. Il résulte alors:

$$X = X_1 y + X_2 (1 - y) \quad (5)$$

où les termes qui interviennent dans l'éq. (5) sont les suivants [7-8]:

$$X_1 = \frac{1 + 2M + e^{-B}}{2(1 + M)}, \quad X_2 = \frac{M + e^{-B}}{1 + M}, \quad (6)-(7)$$

$$\text{avec :} \quad M = \frac{m_g c_{v,g}}{m_R c_R}, \quad B = (1 + M) \frac{h A_R}{m_g c_{v,g}} \cdot \frac{S}{w}, \quad (8)-(9)$$

avec y - le coefficient d'ajustement ($y = 0.43$).

Le coefficient de transfert de chaleur convective dans le régénérateur [7]:

$$h_R = \frac{0.395(4p_m / RT_l) w_g^{0.424} \cdot c_p(T_m) \cdot \nu(T_m)^{0.576}}{(1 + \tau) \left[1 - \frac{\pi}{4[(b/d) + 1]} \right] D_R^{0.576} \cdot \text{Pr}^{2/3}} \quad (10)$$

Les autres valeurs qui interviennent dans les relations ci-dessus sont évaluées en prenant en calcul les valeurs moyennes de la pression et température du gaz dans le cycle.

$$\frac{\sum \Delta p_i}{p_2} = \frac{1}{3\mu} \left[\left(\frac{w}{w_{Sl}} \right) \gamma (1 + \sqrt{\tau}) \ln \varepsilon + 5 \left(\frac{w}{w_{Sl}} \right)^2 N + \frac{3(0.94 + 0.045w)10^5}{4p_2} \right] \quad (11)$$

4. L'algorithme de la Méthode de la Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies appliquée aux cycles Stirling inverses

La Méthode de la Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies - TDPF [13-17] est une méthode qui regroupe les techniques de la thermodynamique en temps, vitesse et dimensions géométriques finies. Cette méthode introduit les exo-irréversibilités dues aux transferts de chaleur finis entre les réservoirs (source chaude, puits froid, régénérateur) et le fluide de travail et, de plus, considère les contraintes qui se présentent à l'ingénieur. En utilisant la thermodynamique classique, les auteurs [15-17] ont montré que les machines avec ou sans régénération de la chaleur fonctionnant selon des cycles semblables au cycle de Carnot peuvent être décrites en utilisant des paramètres physiques tels p_{max} , V_{max} , T_h et T_l comme paramètres de références. Il serait primordial de considérer la vitesse de rotation comme variable principale puisque les transferts de chaleur et de masse sont dépendants d'une manière directe de la vitesse et seront naturellement exprimés en fonction d'elle.

On propose dans la suite d'appliquer la Méthode de la Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies au cycle Stirling inverse exo-irréversible avec régénération imparfaite, représenté dans la Fig. 2.

L'hypothèse principale de cette analyse est que le réchauffeur et l'espace de compression sont à la même température et le refroidisseur et l'espace de

détente sont aussi à la même température. On suppose aussi que le gaz utilisé est un gaz parfait et que sa masse totale supposée être transférée entièrement du volume chaud vers le volume froid et inversement (on néglige le volume mort), reste constante le long de l'expérience (système thermodynamiquement fermé).

Les énergies transférées sont données par les relations suivantes:

- la chaleur cédée au réservoir chaud par le gaz de travail à la température T_h , pour une régénération parfaite:

$$|Q_{h.rev}| = |Q_{34}| = p_{\max} V_{\max} \frac{\ln \varepsilon}{\varepsilon} = E_{\varepsilon} \quad (12)$$

où on a noté par E_{ε} une énergie de référence.

- la chaleur prélevée au réservoir froid par le gaz de travail à la température T_l , pour une régénération parfaite:

$$Q_{l.rev} = Q_{12} = p_{\max} V_{\max} \frac{\ln \varepsilon}{\varepsilon} \frac{T_l}{T_h} = E_{\varepsilon} \frac{T_l}{T_h} \quad (13)$$

- la chaleur échangée dans le régénérateur (chaleur stockée et déstockée par le gaz de travail) pendant une transformation isochore :

$$Q_R = mc_v(T_h - T_l) = mR/(\gamma - 1) T_h (1 - T_l / T_h) \quad (14)$$

Le rendement de régénération est décrit par la relation:

$$\eta_R = \frac{Q_R - Q_{reg}}{Q_R} \quad (15)$$

avec Q_{reg} – la chaleur qui devrait être retranchée à celle délivrée à la source chaude et ajoutée à celle cédée par le puits froid ($Q_{reg} > 0$).

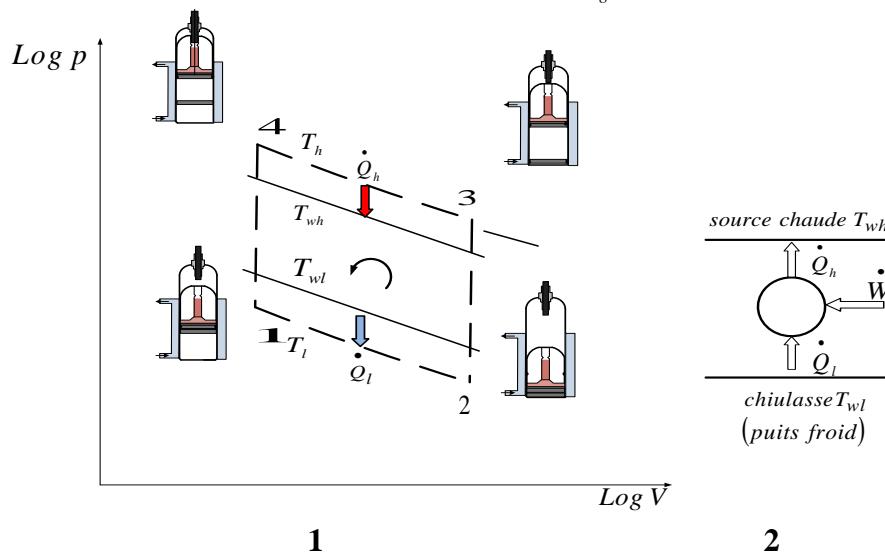


Fig. 2 – Cycle de Stirling inverse exo-irréversible

1. diagramme $\text{Log } p$ - $\text{Log } V$ dans le domaine limité p_{\max} , V_{\max} , T_l et T_h

2. schéma bilan

Il en résulte donc:

$$Q_{reg} = E_{\varepsilon} k (1 - T_l / T_h) \quad (16)$$

On utilise la notation k pour définir le facteur des pertes au régénérateur:

$$k = \frac{(1 - \eta_R)}{\ln \varepsilon (\gamma - 1)} \quad (17)$$

➤ les quantités de chaleur échangées pour une régénération imparfaite:

$$|Q_h| = |Q_{34}| - Q_{reg} = E_{\varepsilon} [1 - k(1 - T_l / T_h)] \quad (18)$$

$$Q_l = Q_{12} - Q_{reg} = E_{\varepsilon} [T_l / T_h - k(1 - T_l / T_h)] \quad (19)$$

Il en résulte le travail dépensé par cycle en valeur absolue :

$$W = |Q_h| - Q_l \quad (20)$$

On note ici que ce travail est indépendant du rendement de régénération η_R .

On obtient le flux de chaleur à la source chaude/ au puits froid:

$$\dot{Q}_h = n |Q_h| = K_h (T_h - T_{wh}) \quad (21)$$

$$\dot{Q}_l = n Q_l = K_l (T_{wl} - T_l) \quad (22)$$

5. Résultats

À l'aide des paramètres géométriques (*Tableau 1*) et fonctionnels (*Tableau 2*) mesurés où déterminés à l'aide du logiciel d'acquisition (CassyLab), et en suivant les algorithmes de calcul des deux méthodes d'analyse thermodynamique étudiées, on obtient les évolutions des performances en fonction de la vitesse de rotation de la machine, qui est considérée comme variable commune (*Tableau 3*).

Tableau 1

Paramètres géométriques de la machine à froid de Stirling de type β

D_R [m]	A_R [m ²]	m_R [kg]	A_r [m ²]	S [m]	A_l [m ²]	A_h [m ²]	ε
0.025	0.74793096	0.06671544	0.00049087	0.05	0.019	0.038	1.78

Pour différents essais, on a effectué plusieurs mesures en relevant les températures, les pressions et les volumes de gaz instantanés.

Tableau 2

Paramètres fonctionnels de la machine à froid de Stirling de type β

$p_{\min} = 70000 Pa$				$p_{\max} = 211600 Pa$				
n	T_{wl}	T_{wh}	\dot{W}_{\exp}	\dot{Q}_l	\dot{Q}_h	K_l	\dot{W}_{\exp}	COP_{\exp}
[rot/min]	[K]	[K]	[W]	[W]	[W]	[W/K]	[W]	[-]

171	269.3	295.15	10.4	12.35	32.57	0.61	20.22	0.61
182.4	269.8	294.35	10.58	13.4	33.56	0.68	20.16	0.66
198.6	269.1	293.6	9.65	14.7	34.54	0.78	19.84	0.74
208.2	268.8	292.9	9.54	16.5	35.53	0.90	19.03	0.87
216	268.6	292.25	9.71	17.94	37.51	0.99	19.57	0.92
231.6	268.5	291.85	9.54	19.2	39.48	1.09	20.28	0.95

Les résultats théoriques sont confrontés avec ceux expérimentales (Tableau 3).

Tableau 3

Confrontation des performances obtenues par différentes méthodes d'analyse dans les mêmes conditions initiales

n , rot/min	COP [-]			\dot{W} [W]		
	Exp.	TDPF	MD	Exp.	TDPF	MD
171	0.61	0.828	0.636	20.22	17.81	19.72
182.4	0.66	0.846	0.672	20.16	18.24	19.97
198.6	0.74	0.841	0.709	19.84	18.80	20.44
208.2	0.87	0.892	0.744	19.50	18.97	20.34
216	0.92	0.937	0.759	19.57	19.19	20.51
231.6	0.95	0.905	0.762	20.28	19.67	21.66

La Méthode Directe introduit un rendement qui tient compte des échanges de chaleur (Fig. 3). L'introduction de ce terme tend à rapprocher les valeurs expérimentales des résultats obtenus analytiquement, ce qui assure la validation du modèle de calcul proposé par la Méthode Directe. En analysant les résultats obtenus avec l'algorithme de la Méthode Directe, l'étude indique une importante augmentation du coefficient de performance réel de la machine à froid étudiée, avec la croissance de la vitesse du piston (Fig. 4).

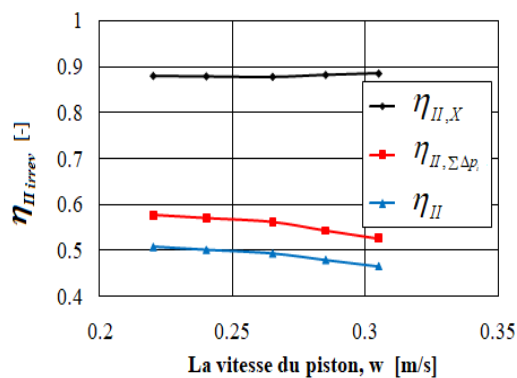


Fig. 3 – Variation des rendements représentant les pertes en fonction de la vitesse finie des processus de la machine à froid Stirling.

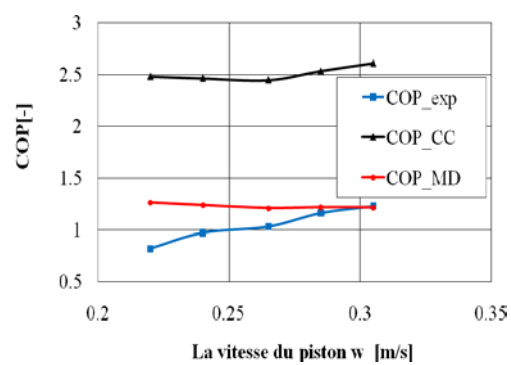


Fig. 4 – La variation du coefficient de performance de la machine à froid Stirling déterminé à l'aide de la MD en fonction de la vitesse de déplacement du piston.

L'évolution du facteur k des pertes dans le régénérateur, calculé avec l'algorithme de la méthode TDPF, qui a une forte influence sur les performances de la machine à froid de Stirling, est présentée dans les Fig. 5.

À l'aide des données expérimentales (Tableau 2), on a obtenu l'évolution du coefficient global d'échange de chaleur h , pour chaque vitesse de rotation n , et on a constaté que le coefficient global d'échange thermique croît avec l'augmentation de la vitesse de rotation (fig. 6), idée déjà connue dans la littérature de spécialité.

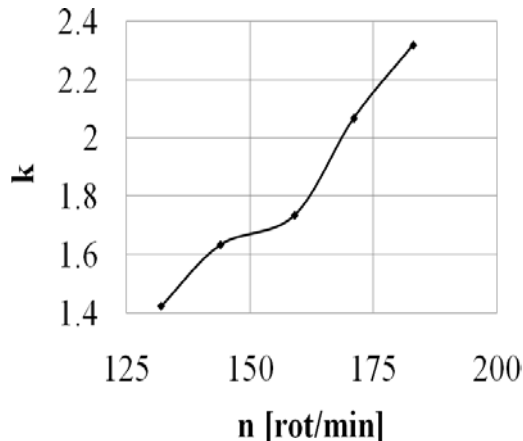


Fig. 5 – La variation du facteur des pertes au régénérateur en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre.

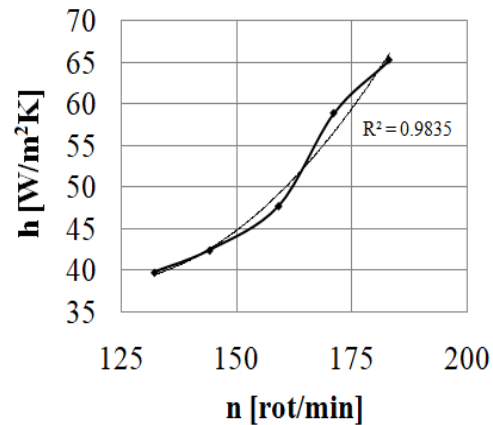


Fig. 6 – La variation du coefficient global d'échange de chaleur en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre.

Les Fig.7-Fig.8 présentent les variations des performances: les coefficients de performance COP et la puissance mécanique consommée par la machine à froid, obtenus par deux méthodes différentes de calcul thermodynamique: la Méthode Directe, respectivement la Méthode de la TDPF.

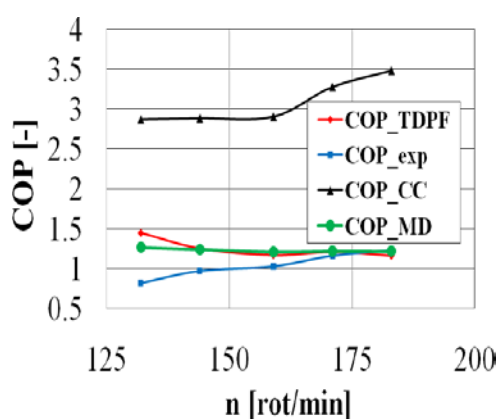


Fig. 7 – La dépendance des valeurs du COP, par différentes méthodes d'analyse, en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre

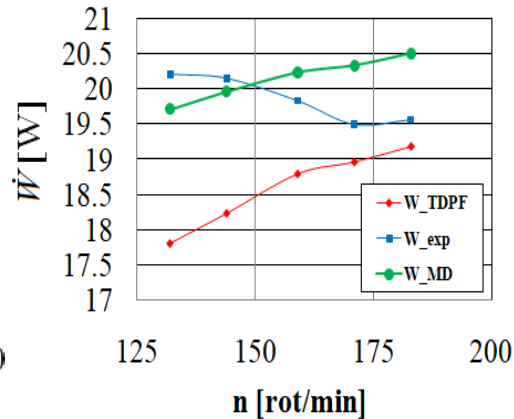


Fig. 8 – La variation de la puissance mécanique consommée en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre.

Sur le même graphique, on présente les dépendances des coefficients de performances obtenus expérimentalement COP_{exp} et du cycle Carnot COP_{CC} et aussi pour les puissances correspondantes.

6. Conclusions

Ce travail a présenté une étude de la machine à froid de Stirling en utilisant deux méthodes d'analyse thermodynamique: la Méthode de la Thermodynamique en Dimensions Physiques Finies, respectivement la Méthode Directe. Le but de l'étude était de comparer les deux méthodes d'analyse thermodynamique, pour en savoir lequel des deux est plus proche de la réalité expérimentale.

Dans ce contexte, les cycles des machines à froid de Stirling ont été étudiés, en tenant compte de la vitesse finie du processus, mais aussi en fonction des paramètres physiques tels p_{max} , V_{max} , T_h et T_l . Les performances des cycles inverses ont été évaluées en considérant tant les irréversibilités internes que celles externes générées par le fonctionnement de la machine. On a mis en évidence la variation du coefficient de performance, de la puissance consommée et des rendements conséquences du deuxième principe de la thermodynamique qui rendent compte des irréversibilités, en fonction de la vitesse de rotation de la machine. L'allure de la courbe correspondent à la puissance consommée par la machine froid, calculée en fonction des données expérimentales, est justifiée par le fait que dispositif expérimental est destiné pour les études spécifiques de laboratoire (ayant des régimes de fonctionnement limités et caractérisés par des performances très faibles). Cependant, les résultats fournis par les deux méthodes, indique l'allure appropriée de la puissance consommée par la machine à froid, représentée en fonction de la vitesse de rotation.

En analysant les graphiques qui présentent les évolutions des coefficients de performance, en fonction de la vitesse de rotation de l'arbre n , on peut affirmer que les résultats des deux méthodes sont très semblables en ce qui concerne l'évaluation des pertes dues à la régénération imparfaite de la chaleur, même si la modalité d'évaluation de ces pertes diffère comme équations (à cause de l'introduction des grandeurs différentes comme k , respectivement X). Par la TDPF on a évalué le facteur des pertes au régénérateur, en partant des données expérimentales tandis que par la Méthode Directe, X a été calculé analytiquement.

Les résultats des deux modèles thermodynamiques ont été présentés par une confrontation avec les résultats expérimentaux, ce qui conduit à la validation des deux méthodes de calcul pour les paramètres de fonctionnement de la machine à froid Stirling considérée.

REFERENCES

- [1]. *P. Rochelle, L. Grosu*, “Analytical Solutions and Optimization of the Exo-Irreversible Schmidt Cycle with Imperfect Regeneration for the 3 Classical Types of Stirling Engine”, in *Oil & gas science and technology - Revue d’IFP energies nouvelles*, **vol. 66**, no. 5, sep-oct 2011, pp. 747-758.
- [2]. *C.H Cheng, Y.J Yu*, “Numerical model for predicting thermodynamic cycle and thermal efficiency of a beta type Stirling engine with rhombic –drive mechanism”, in *Renewable Energy*, **vol. 35**, 2010, pp. 2590-2601.
- [3]. *M. Feidt*, “Optimal use of energy systems and processes”, in *Int. J. Exergy*, **vol. 5**, no. 6, 2008, pp. 500-531.
- [4]. *J. McGovern, B. Cullen, M. Feidt, S. Petrescu*, “Validation of a Simulation Model for a combined Otto and Stirling Cycle Power Plant”, in *Proc. of ASME 2010, Proc. 4th International Conference of Energy Sustainabilty*, Phoenix, Arizona, USA, 2010
- [5]. *J.M. Munoz de Escalona, D. Sánchez, R. Chacartegui, T. Sánchez*, Model of performance of Stirling engines, in *Proc. of ASME Turbo Expo, GT2012*, Copenhagen, Denmark, 2013
- [6]. *Sebastien Bonnet*, “Hot air engines: study of a STIRLING engine and of an ERICSSON engine”, PhD Thesis, (in French), University of Pau, France, 2005.
- [7]. *S. Petrescu et al.*, “*Les cycles des machines à froid et des pompes à chaleur à vitesse finie*”, *Rev. Entropie*, **vol. 232**, 2001, pp. 48-54.
- [8]. *S. Petrescu et al.*, “Application of the Direct Method to Irreversible Stirling Cycles with Finite Speed”, *Int. J. of Energy Research*, **vol. 26**, 2003, pp. 589-609.
- [9]. *T. Finkelstein*, “Gas particle trajectories in Stirling machines”, in *Proc. 7th Int.Conf. on Stirling Cycle Machines, ICSC’95*, paper ICSC - 95008, Tokyo, 1995, pp. 71-76.
- [10]. *H.S Chow, K. Mahkamov*, Attempting a coupled burner- engine CFD simulation, in *Proc. 12th International Stirling Engine Conference*, Durham UK, University of Durham, 2005, pp. 380—388.
- [11]. *O. Ibrahim, M.B Tew, R.C. Zhang, Z. Gedeon, D. Simon*, CFD modeling of free-piston Stirling engines. Technical Report NASA/TM-2001-211132, NASA Technical Report, 2001.
- [12]. *S. Petrescu, C. Dobre, M. Costea, A. Dobrovicescu, G. Tîrcă-Dragomirescu*, “Entropy generation analysis and COP evaluation for a reversed quasi-Carnot cycle (refrigeration machine) by using the direct method from finite speed thermodynamics”, *U.P.B. Sci. Bull. Series D*, **vol. 74**, no. 4, 2012, pp. 117-136.
- [13]. *M. Feidt.*, “*Optimisation énergétique des systèmes et procédés*”, 2nd ed., Tech&Doc, Paris, 1996.
- [14]. *H. Pop, T. Popescu, Gh. Popescu, N. Baran, M. Feidt, V. Apostol*, “Optimization model of single stage vapour compression refrigeration systems”, *U.P.B. Sci. Bull., Series D*, **vol. 74**, no. 3, 2012, pp. 92-106.
- [15]. *N. Martaj, L. Grosu, P. Rochelle*, “Exergetical analysis and design optimisation of the Stirling engine”, *Int. J. Exergy*, **vol. 3**, no. 1, pp. 45-67.
- [16]. *R. Li, L. Grosu, D. Queiros-Conde*, “Multi-objective optimization of Stirling engine using Finite Physical Dimensions Thermodynamics (FPDT) method”, *Energy conversion and management* **vol. 124**, 2016, pp. 517-527.
- [17]. *L. Grosu, C. Dobre, S. Petrescu*, “Study of a Stirling engine used for domestic micro-cogeneration. Thermodynamic analysis and experiment “, **vol. 39**, no. 9, 2015, pp. 1280-1294.