LES CYCLES AVEC DES IRREVERSIBILITES INTERNES ET EXTERNES DES MACHINES A FROID ET DES POMPES A CHALEUR DE STIRLING

S. Petrescu (1), M. Feidt (2), M. Costea (1)

(1) Université "Politehnica" de Bucarest, Chaire de Thermotechnique
Splaiul Independentei 313, Bucarest, Roumanie

(2) L.E.M.T.A., U.R.A. 7563, Université “Henri Poincaré” Nancy 1
2, avenue de la Forêt de Haye, 54516 Vandoeuvre-les-Nancy, France

Résumé

Les cycles des machines à froid et pompes à chaleur de Stirling sont étudiés en tenant compte de la vitesse finie des processus. L'étude est basée sur une nouvelle méthode d'optimisation des processus et cycles à vitesse finie, appellée la Méthode Directe d'étude et évaluation des irréversibilités dans les machines thermiques. Cette méthode implique l'intégration directe de l'équation du premier principe de la thermodynamique pour des processus à vitesse finie, appliquée à chaque transformation du cycle inverse d'une machine à froid ou pompe à chaleur de Stirling. Les performances de ces cycles sont evaluées en prenant en compte les irréversibilités internes et externes générées par la vitesse finie du piston. Les irréversibilités internes pour chaque cycle sont les pertes de pression dues au (1) laminage du gaz dans le régénérateur, (2) à la vitesse finie du piston, (3) aux frottements interne et mécanique et l'irréversibilité due à la régénération imparfaite de la chaleur dans le régénérateur. Les irréversibilités externes sont générées par le transfert de chaleur à différence finie de température dans les échangeurs de chaleur de la machine, à la source et au puits. Les résultats du calcul basé sur cette analyse mettent en évidence l’effect de chaque irréversibilité sur les performances des machines et aussi celui de la vitesse finie des processus.

1. Introduction

La Méthode Directe d'évaluation des irréversibilités [1-9] constitue une nouvelle méthode d'étude et optimisation des processus et cycles thermodynamiques à vitesse finie. Cette méthode est basée sur la nouvelle expression du premier principe de la thermodynamique pour des processus à vitesse finie [10-17] qui est intégrée pour chaque transformation du cycle. Ainsi on obtient directement l'expression du rendement ou du coefficient de performance en fonction de la vitesse de déroulement des transformations et d'autres paramètres constructifs et fonctionnels du cycle [1-9].

En utilisant la Méthode Directe on a developpé récemment un schéma de calcul pour l’étude et l’optimisation des moteurs de Stirling [18-23]. Ce schéma a été validé par comparaison des résultats avec ceux expérimentaux disponibles pour 12 moteurs réels de Stirling et 16 régimes de fonctionnement [24-28]. Par rapport aux codes de calcul élaborés spécifiquement par type de moteur (par exemple, moteur à pistons libres [26]), les principaux avantages du schéma sont donnés par sa simplicité et le nombre réduit des coefficients d'ajustement nécessaires (2 ou 3).

La même approche a été développée pour les machines à froid et pompes à chaleur de Stirling [29-31]. Le schéma de calcul pour ces machines tient compte d’irréversibilités internes générées par les pertes de pression dues à la vitesse finie des processus et la régénération incomplète de la chaleur dans le régénérateur. Les coefficients de performance pour ces machines ont été exprimés de mème manière que pour le moteur, notamment comme produit entre le coefficient de performance du cycle inverse de Carnot et un rendement-conséquence du deuxième principe de la thermodynamique, qui tient compte par ces deux termes de (1) l’irréversibilité due à la régénération imparfaite de la chaleur dans le régénérateur et (2) des pertes de pression de la machine dues à la vitesse finie des processus.

Ensuite, ce schéma a été amélioré par l'introduction de l'expression du coefficient de pertes régénératives, X, explicité en fonction de divers paramètres constructifs et fonctionnels de la machine et puis, par les expressions détaillées des pertes de pression dues à la vitesse finie des processus [32].

Dans la présente approche on propose de compléter l’étude des machines à cycle inverse de Stirling par l'introduction de l'iréversibilité externe générée par le transfert de chaleur à différence finie de température dans les échangeurs de chaleur à la source et au puits. Il en résulte un schéma de calcul complet, qui tient compte tant d'iréversibilités internes que de celles externes du cycle, toutes étant corrélées et déterminées par la vitesse finie des processus du cycle (vitesse du piston ou nombre de rotations).

2. Développement du schéma de calcul pour les machines à cycle inverse de Stirling

On a montré dans [32] que l'analyse du cycle inverse de Stirling par la Méthode Directe, de façon similaire à celle utilisée antérieurement [18-23, 29-31] conduit à une expression du coefficient de performance ayant la forme suivante

♦ pour la machine à froid:

$$COP_{MFS} = \underbrace{\frac{1}{\frac{T_C}{T_F}-1}}_{COP_{MF,C}} \cdot \underbrace{\left[1-\frac{X(T_C/T_F-1)}{R/c_v(T)\ln\varepsilon}\right]}_{\eta_{II,irrev,X}} \cdot \underbrace{\frac{1}{1+\frac{3\mu\cdot\sum\Delta p_i}{p_4(T_C/T_F-1)\ln\varepsilon}}}_{\eta_{II,irrev,\sum\Delta P_i}} \quad (1)$$

♦ pour la pompe à chaleur:

$$COP_{PCS} = \underbrace{\frac{1}{1-\frac{T_F}{T_C}}}_{COP_{PC,C}} \cdot \underbrace{\left[1-\frac{X(1-T_F/T_C)}{R/c_v(T)\ln\varepsilon}\right]}_{\eta_{II,irrev,X}} \cdot \underbrace{\frac{1}{1+\frac{3\mu\cdot\sum\Delta p_i}{p_1(1-T_F/T_C)\ln\varepsilon}}}_{\eta_{II,irrev,\sum\Delta P_i}} \quad (2)$$

avec:

$COP_{MF,C}$ – coefficient de performance d'une machine à froid reversible de Carnot qui fonctionne entre les mêmes températures T_C et T_F;

$COP_{PC,C}$ – coefficient de performance d'une pompe à chaleur reversible de Carnot qui fonctionne entre les mêmes températures T_C et T_F;

$\eta_{II,irrev,X}$ - rendement-conséquence du deuxième principe de la thermodynamique (introduit par M. Feidt [33] et puis développé par S. Petrescu et al [18-23]) qui tient compte des pertes dues à la régénération imparfaite de la chaleur, X représentant le coefficient des pertes régénératives.

$\eta_{II,irrev,\sum\Delta p_i}$ - rendement-conséquence du deuxième principe de la thermodynamique (introduit par S. Petrescu [29-31] et puis développé par S. Petrescu et al [1-9,18-23]) qui tient compte des irréversibilités dues aux pertes de pression générées par la vitesse finie des processus, notamment la vitesse finie du piston, celle du gaz en écoulement dans le régénérateur et les autres échangeurs de chaleur de la machine, respectivement, les pertes de pression générées par le frottement entre les ensembles mobiles de la machine.

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

$$P_{\substack{MFS,irrev\\PCS,irrev}} = z\cdot P_{rev} + P_{pertes,\sum\Delta p_i} = \left[z\cdot mR(T_C-T_F)\ln\varepsilon + 3\mu\cdot V_1(\sum\Delta p_i)\right]\frac{n_r}{60} \quad (3)$$

avec:

z - paramètre d'ajustement qui résulte de la validation du schéma de calcul, suite à la comparaison avec les résultats expérimentaux des machines réelles.

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 moteurs de Stirling à vitesse finie et régénération incomplète de la chaleur [18-23]. 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 12 moteurs réels et 16 régimes de fonctionnement de ces moteurs. Du au fait que les machines à froid et les pompes à chaleur ont les mêmes caractéristiques constructives principales que les moteurs de Stirling, on considère que le degré des pertes générées par les irréversibilités dans le régénérateur a une expression similaire à celle du moteur. Il résulte alors:

♦ pour la machine à froid

$$\eta_{II,irrev,X,MF} = \left[1-\frac{[X_1\cdot y+X_2\cdot(1-y)](T_C/T_F-1)}{R/c_v(T_m)\ln\varepsilon}\right] \quad (4)$$

♦ pour la pompe à chaleur

$$\eta_{II,irrev,X,PC} = \left[1-\frac{[X_1\cdot y+X_2\cdot(1-y)](1-T_F/T_C)}{R/c_v(T_m)\ln\varepsilon}\right] \quad (5)$$

où les termes qui interviennent dans les expressions (4) et (5) sont les suivants [23]:

➢ le coefficient des pertes régénératives dans la version "pessimiste" d'estimation:

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

➢ le coefficient des pertes régénératives dans la version "optimiste" d'estimation:

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

➢ le rapport des capacités thermiques du gaz et de la matrice du régénérateur:

$$M = \frac{m_g c_{v,g}}{m_R c_R} \quad (8)$$

➢ le facteur B tenant compte des caractéristiques de transfert de chaleur dans le régénérateur:

$$B = (1+M)\frac{h A_R}{m_g c_{v,g}}\cdot\frac{S}{w} \quad (9)$$

➢ le coefficient de transfert de chaleur convective dans le régénérateur:

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

On note que l'expression du coefficient de transfert de chaleur convective dans le régénérateur a été déduite [18-23] sur la base de la corrélation pour le transfert de chaleur entre le gaz et la matrice poreuse [34]:

$$St\cdot Pr^{2/3} = \frac{0.79}{p\cdot Re^{0.576}} \quad (11)$$

avec:

$$\mathrm{Re}=\frac{wD}{\nu},\ \mathrm{St}=\frac{h}{\rho w c_P},\ \mathrm{Pr}=\frac{\rho c_P \nu}{\lambda} \qquad (12)\text{-}(14)$$

Pour le régénérateur constitué par *N* voiles métalliques jointifs, ayant les fils de diamètre *d*, et *b*, la distance entre deux fils, la porosité de la matrice est donnée par:

$$p=1-\frac{\pi d}{4(d+b)} \qquad (15)$$

Les autres valeurs qui interviennent dans les relations (12)-(14) sont evaluées en prenant en calcul les valeurs moyennes de la pression et température du gaz dans le cycle.

Suite à l'integration de l'equation du travail mécanique irréversible à vitesse finie par la Méthode Directe, de l'expression mathématique du premier principe de la thermodynamique pour des processus à vitesse finie [13,19-20,23-30,33-34] appliquée à chaque transformation du cycle on a obtenu [1-9,14-15,30]:

♦ pour la machine à froid de Stirling:

$$\frac{\sum\Delta p_i}{p_4}=\frac{1}{3\mu}\left[\left(\frac{w}{w_{S,F}}\right)\gamma\left(1+\sqrt{\tau}\right)\ln\varepsilon+5\left(\frac{w}{w_{S,F}}\right)^2 N+\frac{3(0.94+0.045w)10^5}{4p_4}\right] \qquad (16)$$

♦ pour la pompe à chaleur de Stirling:

$$\frac{\sum\Delta p_i}{p_1}=\frac{1}{3\mu}\frac{1}{\tau}\left[\left(\frac{w}{w_{S,F}}\right)\gamma\left(1+\sqrt{\tau}\right)\ln\varepsilon+5\left(\frac{w}{w_{S,F}}\right)^2 N+\frac{3(0.94+0.045w)10^5}{4p_1}\right] \qquad (17)$$

où: $\tau = T_C/T_F$, et $\mu=1-1/(3\varepsilon)$ (18-19)

Ce schéma de calcul peut être utilisé avec de bons résultats pour des études de sensibilité et optimisation des divers paramètres du régénérateur, en fonction de la vitesse de déroulement des transformations du cycle (vitesse du piston), si on connait (de l'expérience, pour des machines similaires) les différences de température à la source et au puits, respectivement (voir Fig. 1):

$$\Delta T_C = T_C - T_{C,S},\qquad \Delta T_F = T_{F,S} - T_F \qquad (20\text{-}21)$$

Dans le cas où ces différences de température ne sont pas connues (et le but de l'étude est celui de les évaluer et eventuellement les optimiser en combinaison avec d'autres paramètres du cycle ou machine) il est nécessaire de les introduire dans le schéma de calcul. Ceci se fait en remplacant les expressions de T_C et T_F de relations (20) et (21) dans les expressions (1)-(5) et en imposant les conditions restrictives relatives au transfert de chaleur à la source et au puits:

$$\left|\dot{Q}_C\right| = U_C A_C \Delta T_C = \dot{m} R T_C \delta_{exp}(w)\cdot\ln\varepsilon \qquad (22)$$

$$\dot{Q}_F = U_F A_F \Delta T_F = \dot{m} R T_F \delta_{cpr}(w)\cdot\ln\varepsilon \qquad (23)$$

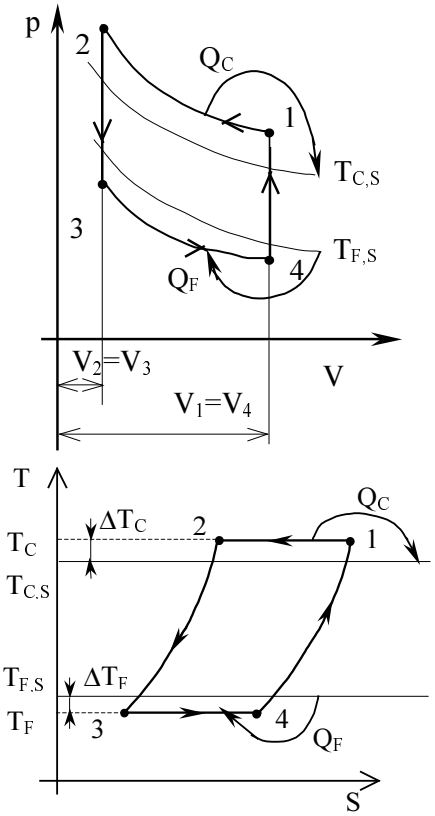

Figure 1. Cycle inverse de Stirling avec des irréversibilités externes dans les diagrammes pV et TS

où $\delta_{exp}(w)$ et $\delta_{cpr}(w)$ sont des corrections dues à l'application du premier principe de la thermodynamique pour des processus à vitesse finie au transfert de chaleur sur les isothermes du cycle [2,11,15,35]:

$$\delta_{exp}(w)=1-\frac{\sqrt{3\gamma}\cdot w}{\sqrt{3RT_F}}-\frac{b\cdot\Delta p_{lam}}{2\cdot p_{41}}-\frac{f\cdot\Delta p_f}{p_{41}} \qquad (24)$$

$$\delta_{cpr}(w)=1+\frac{\sqrt{3\gamma}\cdot w}{\sqrt{3RT_C}}+\frac{b\cdot\Delta p_{lam}}{2\cdot p_{23}}+\frac{f\cdot\Delta p_f}{p_{23}} \qquad (25)$$

Malgré le fait que le coefficient global de transfert de chaleur U_C et la correction δ_{exp} dependent en plus de la vitesse w, de la température T_C (et respectivement U_F et la correction δ_{cpr}, de la température T_F) on peut exprimer les températures du gaz sur les isothermes comme suit:

$$T_C=\frac{T_{C,S}}{1-\dfrac{\dot{m}R\delta_{exp}(w)\cdot\ln\varepsilon}{U_C(w)\cdot A_C}} \qquad (26),$$

$$T_F=\frac{T_{F,S}}{1+\dfrac{\dot{m}R\delta_{cpr}(w)\cdot\ln\varepsilon}{U_F(w)\cdot A_F}} \qquad (27)$$

En remplacant les relations (26) et (27) en (1)-(5), (16) et (17) on peut exprimer le coefficient de performance pour chaque machine sous la forme suivante:

$$COP_{\alpha S} = COP_{\alpha,C} \cdot \eta_{II,irrev,\Delta T,\alpha} \cdot \eta_{II,irrev,X,\alpha} \cdot \eta_{II,irrev,\sum \Delta p_i,\alpha} \quad (28)$$

où α signifie machine à froid (MF) ou pompe à chaleur (PC).

Les expressions des rendements-conséquence du deuxème principe de la thermodynamique qui tiennent compte des irréversibilités externes sont données par:

$$\eta_{II,irrev,\Delta T,MFS} = \frac{\frac{T_{C,S}}{T_{F,S}} - 1}{\frac{T_{C,S} + \Delta T_C}{T_{F,S} - \Delta T_F} - 1} \quad (29)$$

$$\eta_{II,irrev,\Delta T,PCS} = \frac{1 - \frac{T_{F,S}}{T_{C,S}}}{1 - \frac{T_{F,S} - \Delta T_F}{T_{C,S} + \Delta T_C}} \quad (30)$$

avec ΔT_C et ΔT_F qui résultent de (22) et (23).
En considérant les températures des reservoirs thermique fixées, le calcul est itératif. Finalement, il en résulte les coefficients de performance et les autres caractéristiques des machines étudiées en fonction de la vitesse du piston.

3. Résultats

Les calculs ont été effectués pour une machine à froid de Stirling et une pompe à chaleur de Stirling ayant les pareametrès constructifs et fonctionnels suivants: $T_{C,S}$ = 293K, $T_{F,S}$ =257K, p_m = 60bar, N = 700, d = 0.06mm, b = 0.084mm, L_R = 0.084m, L_{cyl} = S = 0.032m, L_C = L_F = S, $d_{tube,C}$ = $d_{tube,\ F}$ = 0.005mm. Les résultats sont présentés pour la machine à froid. Dans la figure 2 on a illustré l'influence de la vitesse finie des processus sur le coefficient de performance quand les pertes dues à la vitesse finie des processus sont introduites d'une façon. Il en résulte une diminution importante du COP réel avec la vitesse w.

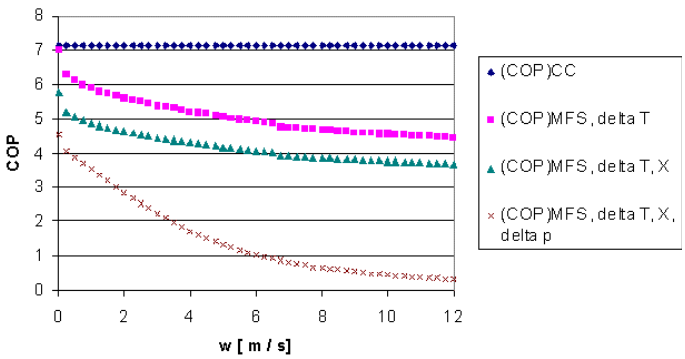

Fig. 2. Variation du coefficient de performance de la machine à froid de Stirling en tenant compte successivement des pertes, en fonction de la vitesse finie des processus

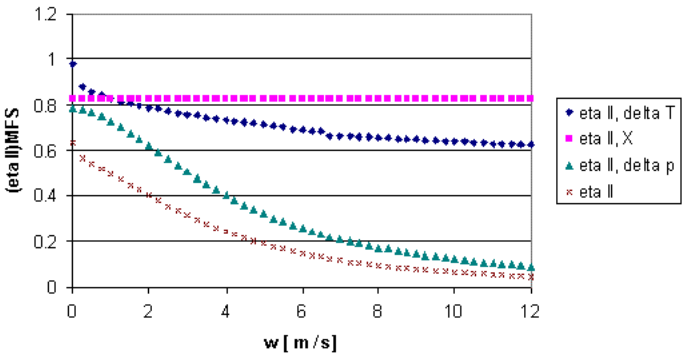

Fig. 3. Variation des rendements représentant les pertes en fonction de la vitesse finie des processus de la machine à froid de Stirling

Pour avoir une vue d'ensemble sur les pertes de la machine on a superposé dans la figure 3 les rendements-conséquence du deuxième principe de la thermodynamique qui tiennent compte des pertes dues aux transferts de chaleur à différence finie de température, $\eta_{II,irrev,\Delta T}$, par régénération incomplète de la chaleur, $\eta_{II,irrev,X}$, et des pertes de pression, $\eta_{II,irrev,\sum \Delta p_i}$. On remarque une faible influence de la vitesse sur les pertes par régénération incomplète de la chaleur, mais importante sur les pertes de pression pour des valeurs élevées de la vitesse.

Dans le figure 4 on remarque l'apparition d'un maximum de la puissance frigorifique de MFS et de la puissance thermique de PCS pour une valeur assez forte de la vitesse w. Ce régime n'est pas choisi en pratique comme point de fonctionnement à cause des valeurs réduites des COP correspondants. Ca veut dire que les machines fonctionne à des vitesses plus réduites (1.5-2.5 m/s), pour lesquelles le COP, mais aussi la puissance frigorifique ou celle thermique ont des valeurs encore intéressantes.

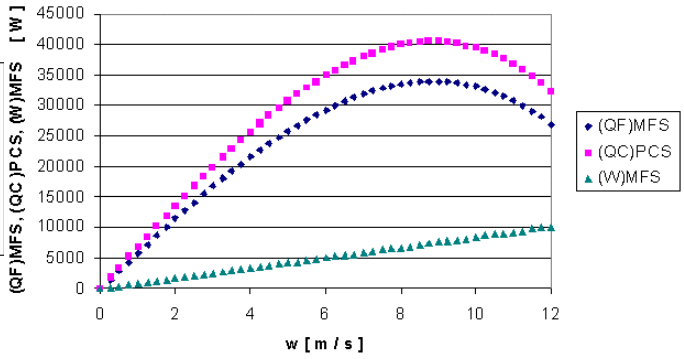

Fig. 4. Variation de la puissance frigorifique de MFS, du flux de chaleur fourni par PCS et de la puissance mécanique consommée par MFS en fonction de la vitesse du piston

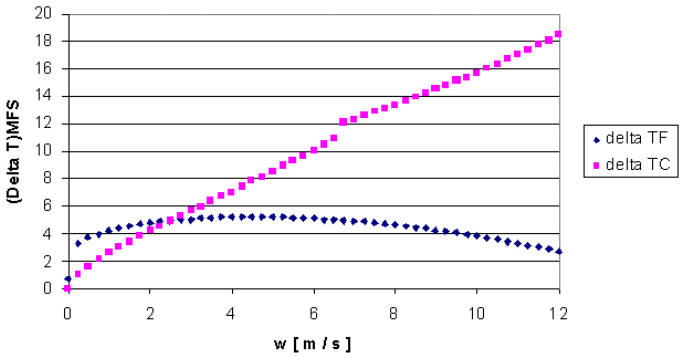

Fig. 5. Les différences de température à la source et au puits pour MFS en fonction de la vitesse du piston

La variation des différences de température à la source et au puits représentées dans le figure 5 en fonction de la vitesse w montre que seulement ΔT_F présente un maximum et puis elle est decroissante. Ceci est du au fait que l'irréversibilité interne augmente avec la vitesse et réduit la chaleur possible à extraire à la source froide.

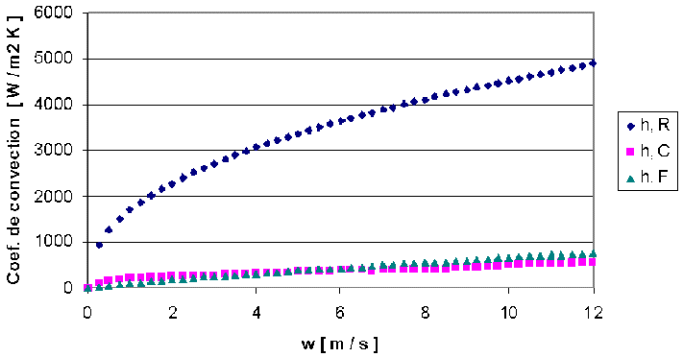

Fig. 6. Variation avec la vitesse du piston des coefficients de convection dans le régénérateur (R), le rechauffeur (C) et refroidisseur (F)

Les courbes représentées dans la figure 6 sont témoignent de la qualité du transfert de chaleur dans les trois échangeurs de la machine. Tandis que les valeurs du coefficient de convection dans le rechauffeur et refroidisseur sont très proches et augmentent faiblement avec la vitesse, celles pour le régénérateur sont importantes comme valeur et variation avec la vitesse des procesus.

4. Conclusion

Les cycles des machines à froid et des pompes à chaleur de Stirling ont été présentés, en tenant compte de la vitesse finie des processus. Les performances de ces cycles ont été évaluées en considérant tant les irréversibilités internes que externes des machines. Les résultats de l'étude ont été présentés pour le cas de la machine à froid de Stirling, en mettant en évidence la variation du coefficient de performance, COP, et des rendements-conséquence du deuxième principe de la thermodynamique qui rendent compte des irréversibilités internes et externes en fonction de la vitesse finie des processus dans la machine. On a mis en évidence l'apparition d'un maximum dans la variation de la puissance frigorifique de MFS, respectivement thermique de PCS avec la vitesse des processus.
La comparaison des résultats obtenus avec les donnés expérimentales disponibles dans la litérature permettra la validation du schéma de calcul proposé. Une fois validée, cette technique de calcul deviendra un instrument très utile pour la recherche, l'optimisation et le projet des machines frigorifiques et des pompes à chaleur de Stirling.

Nomenclature

A	surface d'échange thermique, m^2
b	distance entre les fils des voiles de la matrice du régénérateur, m
COP	coefficient de performance
c_p, c_v	chaleurs specifiques à pression respectivement, volume constant, J kg^{-1} K^{-1}
D	diamètre, m
d	diamètre du fil des voiles de la matrice, m
h	coefficient de transfert de chaleur convectif, W m^{-2} K^{-1}
m	masse, kg
N	nombre de voiles de la matrice du régénérateur
n_r	nombre de rotations, rot s^{-1}
P	puissance, W
p	pression, Pa
Pr	nombre de Prandtl
R	constant du gaz parfait, J $kmol^{-1}$ K^{-1}
Re	nombre de Reynolds
S	course du piston, m
St	nombre de Stanton
T	température, K
U	coefficient global de transfert de chaleur, W m^{-2} K^{-1}
V	volume, m^3
w	vitesse du piston, m s^{-1}
w_R	vitesse du gaz dans le régénérateur, m s^{-1}
w_{SL}	vitesse du son à la température T_L, m s^{-1}
X	coefficient de pertes régénératives
y	coefficient d'ajustement

Indices

C	chaud/puits, cylindre
CC	cycle de Carnot
F	froid/source
g	gaz
irrev	irréversible
MFS	machine à froid de Stirling
m	moyen
PCS	pompe à chaleur de Stirling
R	régénérateur
rev	réversible
X	relatif aux pertes par régénération imparfaite

Lettres greques

ε	rapport volumique de compression
γ	rapport des chaleurs spécifiques du gaz
$\eta_{II,irrev}$	rendement-conséquence du deuxième principe de la thermodynamique
λ	conductivité thermique du gaz. W m^{-1} K^{-1}
μ	notation, ($\mu = 1-3/\varepsilon$)
ν	viscosité cinématique du gaz, m^2 s^{-1}
ρ	masse volumique du gaz, kg m^{-3}
τ	rapport des températures extrêmes du fluide cyclé

BIBLIOGRAPHIE

1. Petrescu, S., Stanescu, G., Iordache, R., Dobrovicescu, A., The First Law of Thermodynamics for Closed Systems, Considering the Irreversibilities Generated by the Friction Piston-Cylinder, the Throttling of the Working Medium and Finite Speed of the Mechanical Interaction, *Proc. of the Inter. Conf. On Efficiency, Costs, Optimization and Simulation of Energy Systems, ECOS'92*, Zaragoza, Spain, edited by A. Valero and G. Tsatsaronis, ASME, 1992, 33-39.
2. Petrescu, S., Harman, C., The Connection between the First and Second Law of Thermodynamics for Processes with Finite Speed. A Direct Method for Approaching and Optimization of Irreversible Processes, *Journal of The Heat Transfer Society of Japan*, Vol. 33, No. 128, 1994, 60-67.
3. Stanescu, G., The study of the mechanism of irreversibility generation in order to improve the performances of thermal machines and devices, (LR), *Thèse de doctorat*, U. P. Bucarest, Roumanie, 1992.
4. Petrescu, S. and Stanescu, G., La Méthode Directe d'étude des processus irréversibles à vitesse finie dans les systèmes fermés, (LR), *Revue Termotehnica*, No.1, Editura Tehnica, Bucarest, Roumanie, 1993.
5. Petrescu, S., Stanescu, G., Costea, M., A Direct Method for the Optimization of Irreversible Cycles using a New Expression for the First Law of Thermodynamics for Processes with Finite Speed, *Proc. of the 1st Conference on Energy ITEC'93*, Marrakesh, Morocco, 1993, 650-653.
6. Petrescu, S., Stanescu, G., Costea, M., The Study of the Optimization of the Carnot Cycle which Develops with Finite Speed, *Proc. of the Intern. Conf. On Energy Systems and Ecology, ENSEC'93*, Krakow, Poland, edited by J. Szargut, Z. Kolenda, G. Tsatsaronis and A. Ziebik, 1993, 269-277.
7. Petrescu, S., Harman, C., Bejan, A., The Carnot Cycle with External and Internal Irreversibility, *Florence World Energy Research Symposium, Energy for The 21st Century: Conversion, Utilization and Environmental Quality*, Florence, Italy, July 6-8, 1994.
8. Costea, M., Augmentation des performances des échangeurs de chaleur en vue de l'optimisation thermodynamique de la machine de Stirling; Transfert de chaleur en régime instationnaire dans les milieux poreux, *Thèse de doctorat*, U. P. Bucarest & U.H.P. Nancy 1, 1997.
9. Costea, M., Petrescu, S., Harman, C., The Effect of Irreversibilities on Solar Stirling Engine Cycle Performance, *Energy Conversion & Management*, Vol. 40, 1999, 1723-1731.
10. Stoicescu, L., Petrescu, S., The First Law of Thermodynamics for Processes with Finite Speed, in Closed Systems, (Langue Allemand-LA), *Bulletin de l'Institut Polytechnique de Bucarest*, Vol. XXVI, No. 5, 1964.
11. Stoicescu, L., Petrescu, S., Thermodynamic State Transformations Developing with Constant Finite Speed', (LA), *Bulletin de l'Institut Polytechnique de Bucarest*, Vol. XXVI, No. 6, 1964.
12. Stoicescu, L., Petrescu, S., Thermodynamic Processes Developing with Variable Finite Speed, (LA), *Bulletin de l'Institut Polytechnique de Bucarest*, Vol. XXVII, No.1, 1965.
13. Stoicescu, L., Petrescu, S., Experimental Verification of the New Expression of the First Law of Thermodynamics for Processes with Finite Speed, (LA), *Bulletin de l'Institut Polytechnique de Bucarest*, Vol. XXVII, No. 2, 1965.
14. Stoicescu, L., Petrescu, S., Cycles with Finite Speed, (LA), *Bulletin de l'Institut Polytechnique de Bucarest*, Vol. XXVII, No. 2, 1965.
15. Petrescu, S., Contribution to the Study of Interactions and Processes of Non-equilibrium in Thermal Machines, (LR), *Thèse de doctorat,* L'Institut Polytechnique de Bucarest, Roumanie, 1969.
16. Petrescu, S., Kinetically Considerations Regarding the Pressure on a Piston Moving with Finite Speed, (LR), *Études et Recherches en Energétique et Electrotechnique*, *Academie Roumaine*, Vol. 1, No. 11, 1971.
17. Petrescu, S., Experimental Study of the Gas-Piston Interaction with Finite Speed in the Case of an Open System, (LR), *Études et Recherches de Mécanique Appliquée, Academie Roumaine*, Vol. 31, No. 5, 1974.
18. Petrescu, S., Florea, T., Harman, C., Costea, M., A Method for Calculating the Coefficient for the Regenerative Losses in Stirling Machines, *Proc. of the 5th European Stirling Forum 2000*, Osnabruck, Germany, 2000, 121-129.

19. Petrescu, S., Harman, C., Costea, M., Florea, T., A Method For Determining the Performance of Stirling Machines Based on the First Law For Processes with Finite Speed and Using a PV / Px Diagram, *Proc. of the Fifth World Conference on Integrated Design & Process Technology,* Dallas, USA, 2000.
20. Petrescu, S., Harman, C., Costea, M., Florea, T., Determination of the Pressure Losses in a Stirling Cycle through Use of a PV/Px Diagram, *Proc. of the Inter. Conf. on Efficiency, Costs, Optimization and Simulation of Energy Systems, ECOS'2000*, Enschede, Netherlands, 2000, 659-670.
21. Florea, T., Petrescu, S., Florea, E., *Schemas de calcul pour l'étude des irréversibilités des processus dans les moteurs à combustion externe de Stirling*, (LR), Maison d'Édition Leda & Muntenia, Constanta, Romania, 2000.
22. Petrescu, S., Florea, T., Costea, M., Harman, C., Thermodynamique à vitesse finie appliquée aux moteurs de Stirling, V*olume des travaux de la Conférence BIRAC'99*, (LR), Bucarest, Roumanie, 1999.
23. Florea, T., Méthode grapho-analytique pour l'étude des processus irréversibles dans les moteurs de Stirling, *Thèse de doctorat*, (LR), Université "Politehnica" de Bucarest, Roumanie, 1999.
24. Fujii, I., *From Solar Energy to Mechanical Power*, Harwood Academic Publishers, New York, 1990.
25. Allen, D.I., Tomazic, W.A., Hot Piston Ring Tests, *NASA TM-100256*, 1987.
26. Geng, S.M., Calibration and Comparison of the NASA Lewis Free-Piston Stirling Engine Model Prediction with RE-1000 Test Data, *NASA TM-89853*, 1987.
27. Stine, W.B., Diver, R.B., A Compendium of Solar Dish / Stirling Technology*, Sandia Laboratories Report*, 1994.
28. Farell, R.A. et al., Automotive Stirling Engine Development Program, *NASA CR-180839*, 1988.
29. Petrescu, S., *Lectures on New Sources of Energy*, Helsinki University of Technology, Finland, 1991.
30. Petrescu, S., Harman, C., Petrescu, V., Stirling Cycle Optimization Including the Effects of Finite Speed Operation, *Proc. of the Inter. Conf. On Efficiency, Costs, Optimization Simulation and Environmental Aspects of Energy Systems, ECOS'96*, Stockholm, Sweden, edited by P. Alvfors, L. Eidensten, G. Svedberg and J. Yan, 1996, 167-173.
31. Petrescu, S., Zaiser, J., Petrescu, V., *Lectures on Advanced Energy Conversion*, Bucknell University, Lewisburg, PA, USA, 1996.
32. Petrescu, S., Feidt, M., Costea, M., Les cycles des machines à froid et des pompes à chaleur de Stirling avec vitesse finie, V*olume des travaux de la Conférence Nationale de Thermiciens*, (LR), Vol. II, Sibiu, Roumanie, 2000.
33. Feidt, M., *Optimisation énergétique des systèmes et procédés*, première édition, Tech&Doc, Paris, 1987.
34. Incropera, F.P., De Witt, D.P., *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Wiley&Sons, New York, 1996.
35. Petrescu, S., Costea, M., Malancioiu, O., Feidt, M., L'isotherme à vitesse finie appliquée aux cycles thermodynamiques, V*olume des travaux de la Conférence BIRAC'2000*, (LR), Bucarest, Roumanie, 2000.