

THERMODYNAMIQUE EN TEMPS FINI DES MACHINES À PRODUCTION DE FROID ET DE CHALEUR À DEUX RÉSERVOIRS. ETUDE DES IRREVERSIBILITES DANS LES SOUPAPES DU COMPRESSEUR (2^{ème} partie)

Lavinia GROSU*, V. RADCENCO**, M. FEIDT*, R. BENELMIR*

*UNIVERSITE "H. Poincaré Nancy 1 (France), ** UNIVERSITE POLYTECHNIQUE de Bucarest (Roumanie)

(1^{ère} partie – Termotehnica 1/2002)

Rezumat. Se prezintă în această lucrare o dezvoltare a metodei de optimizare termodinamică conform conceptului de termodinamică în timp finit, detaliat în prima parte a acestui articol și aplicată mașinilor frigorifice cu compresie mecanică de vapori. Performanța mașinii a fost analizată și optimizată prin maximizarea coeficientului de performanță sau a randamentului exergetic care corespunde minimizării ireversibilităților interne și externe ale mașinii. Este interesantă completarea acestor calcule cu o analiză detaliată a compresorului cu piston pentru efectuarea unui dimensionări complete a mașinii pentru optimul căutat, studiu prezentat în această a doua parte a lucrării.

Mots clés: compression à piston, thermodynamique en temps fini

Nomenclature

T_{PC} : température du puits chaud [K]
 T_{SF} : température de la source froide [K]
 T_2 : température de refoulement du compresseur [K]
 ΔT : pincement de température [K]
 \dot{Q} : flux de chaleur [kW]
 \dot{W}^{\min} : puissance minimale demandée au compresseur [kW]
 \dot{W} : puissance reçue par le système [kW]
 $\dot{\Pi}$: flux de pertes [kW]
 W_C : travail mécanique technique du diagramme du compresseur [kJ]
 z : nombre des compresseur
 i : nombre de cylindres
 n : rotation du compresseur [rot/min]
 $COP_{MAF, irr}$: coefficient de performance des machines à froid réelle [-]
 s : entropie spécifique du frigorigène [kJ/kgK]
 Δs_{cp} : variation d'entropie spécifique dans le compresseur [kJ/kgK]
 β : taux de compression [-]
 β_C : taux de compression dans le cylindre [-]
 γ : exposant isentropique [-]
 η_C : rendement isentropique ou interne du compresseur [-]
 η_V : rendement volumétrique [-]
 p : pression [bar]
 p_m : pression moyenne du diagramme du compresseur [bar]
 Δp : gradient de pression [bar]
 ψ : coefficient de perte relative de pression dans les soupapes [-]

\dot{m} : débit du fluide frigorigère [kg/s]
 A_{AS} : aire offerte par la soupape d'aspiration [m²]
 A_{RF} : aire offerte par la soupape de refoulement [m²]
 ξ : coefficient de résistance locale de la soupape [-]
 ρ : masse volumique du gaz à l'amont de la résistance gazo-dynamique [kg/m³]
 V_0 : volume de l'espace mort du cylindre [m³]
 V_S : volume de la course du piston [m³]
 ϵ_0 : coefficient de l'espace mort [-]
 \dot{V}_h : cylindrée horaire [m³/h]
 w : vitesse du gaz à travers la section de la soupape [m/s]
 r : constante massique du gaz [J/kgK]
 n_c : exposant polytropique de la compression [-]
 n_d : exposant polytropique de la détente [-]
 K_{en} : consommation spécifique volumique [J/m³]

Indices

PC : puits chaud SF : source froide
 CD : condenseur EV : évaporateur
 AS : aspiration RF : refoulement
 CP : compresseur

1. INTRODUCTION

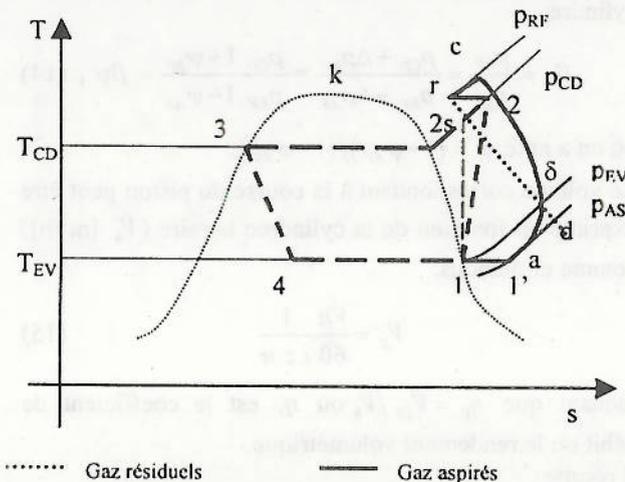
Nous avons montré précédemment l'existence d'un optimum thermodynamique de fonctionnement des machines à froid et pompes à chaleur à deux réservoirs de chaleur : pincements de température optimums pour un maximum de coefficient de performance ou bien un minimum de dépense énergétique au compresseur en conditions restrictives de conductance thermique totale. Nous développons ensuite une analyse des dissipations de pression dans le système de distribution (soupapes d'aspiration et de refoulement) du compresseur à piston, selon le même approche de la thermodynamique en

temps fini. On détermine la création d'entropie due aux irréversibilités internes durant la compression, une attention particulière étant accordé à la création d'entropie due aux pertes de pression dans les soupapes d'aspiration et de refoulement du compresseur à piston de la machine.

On détermine l'optimum de ces pertes de pression qui correspondent au minimum de puissance obtenue précédemment pour la machine frigorifique à compression mécanique de vapeur, sachant que la création d'entropie interne dans le compresseur est due en grande partie aux gradients de pression dans la soupape d'aspiration et celle de refoulement. Dans ce travail on utilise l'ammoniac comme fluide frigorigène pour l'application numérique de notre modèle physique, sachant que c'est seulement une option faite au cours du code de calcul.

2. ETUDE DU COMPRESSEUR A PISTON

L'évolution réelle du fluide dans le compresseur à piston est montrée dans le diagramme T-s (Fig. 1). En négligeant l'échange de chaleur avec les parois des soupapes, on remarque les transformations suivantes:



1 - 2 : compression réelle : (1-1') + (1'-a) + (a-delta) + (delta-c) + (c-r) + (r-2)

Fig. 1. Schéma d'évolution du frigorigène dans le compresseur à piston.

1 - 1' : détente irréversible isotherme du gaz dans la soupape d'aspiration, de p_EV à p_AS.

1' - a : augmentation de température isobare du frigorigène suite à l'échange de chaleur avec les gaz résiduels du cylindre (les gaz résiduels suivent la transformation d - a) a : fin de l'aspiration

a - delta : échange de chaleur entre le frigorigène et les parois du cylindre, suite à quoi la température du frigorigène augmente (ce dernier reçoit de la chaleur, donc l'entropie augmente)

delta - c : compression proprement dite : augmentation de pression et de température des gaz (le frigorigène cède de la chaleur aux parois du cylindre, d'où diminution de l'entropie)

c : fin de la compression

c - r : échange de chaleur entre le frigorigène et le couvercle du cylindre (le gaz cède toujours un flux d'entropie)

r - 2 : refoulement des gaz, détente irréversible, isotherme, du gaz dans la soupape de refoulement de p_RF à p_CD.

r - d : détente polytropique des gaz résiduels.

L'écoulement des vapeurs de frigorigène à travers les soupapes du cylindre du compresseur à piston est laminaire à l'ouverture et à la fermeture de la soupape (situation où le débit m varie linéairement avec le gradient de pression Delta p) et turbulent lorsque la section offerte par l'ouverture de la soupape est autour de sa valeur maximale (situation où m est proportionnel avec Delta p^0.5) [5].

Nous considérons dans notre étude, afin de simplifier les calculs, que la soupape se comporte comme une résistance gazo-dynamique turbulente, telle que la perte de pression a la forme suivante :

$$\Delta p = \xi \frac{\rho w^2}{2} \tag{1}$$

d'où

$$w = \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\xi \rho}} \tag{2}$$

Considérant l'équation de la continuité m = Aw rho pour les deux soupapes du cylindre, on obtient :

> Pour la soupape d'aspiration :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{AS} &= A_{AS} \sqrt{\frac{2 \Delta p_{AS}}{\xi_{AS} \rho_{EV}}} \rho_{EV} = A_{AS} \sqrt{\frac{2}{\xi_{AS}}} \rho_{EV} \sqrt{\Delta p_{AS}} = \\ &= A_{AS} \sqrt{\frac{2}{\xi_{AS}}} \sqrt{\frac{p_{EV}}{r T_{EV}}} \sqrt{\Delta p_{AS}} \end{aligned} \tag{3}$$

sous l'hypothèse que le fluide frigorigène en état de vapeur sèche se comporte comme un gaz parfait, donc

$$p_{EV} = \rho_{EV} r T_{EV} \tag{4}$$

Il résulte

$$\dot{m}_{AS} = \left(A_{AS} \sqrt{\frac{2}{\xi_{AS}}} \right) \frac{p_{EV}}{\sqrt{r T_{EV}}} \sqrt{\psi_{AS}} \tag{5}$$

où on a noté par psi_AS le coefficient de la perte relative de pression dans la soupape d'aspiration,

$$\psi_{AS} = \frac{\Delta p_{AS}}{p_{EV}} \tag{6}$$

> Pour la soupape de refoulement :

$$\begin{aligned} \dot{m}_{RF} &= A_{RF} \sqrt{\frac{2 \Delta p_{RF}}{\xi_{RF} \rho_{RF}}} \rho_{RF} = A_{RF} \sqrt{\frac{2}{\xi_{RF}}} \rho_{RF} \sqrt{\Delta p_{RF}} = \\ &= A_{RF} \sqrt{\frac{2}{\xi_{RF}}} \sqrt{\frac{p_{RF}}{r T_{RF}}} \sqrt{\Delta p_{RF}} \end{aligned} \tag{7}$$

où bien si on note par psi_RF = Delta p_RF / p_CD le coefficient de

la perte relative de la pression dans la soupape de refoulement :

$$\dot{m}_{RF} = \left(A_{RF} \sqrt{\frac{2}{\xi_{RF}}} \right) \frac{\sqrt{P_{RF} P_{CD}}}{\sqrt{r T_{RF}}} \sqrt{\psi_{RF}} \quad (8)$$

Mais $P_{RF} = P_{CD} + \Delta p_{RF} = P_{CD} (1 + \psi_{RF})$, d'où

$$\dot{m}_{RF} = \left(A_{RF} \sqrt{\frac{2}{\xi_{RF}}} \right) \frac{P_{CD}}{\sqrt{r T_{RF}}} \sqrt{(1 + \psi_{RF}) \psi_{RF}} \quad (9)$$

Si on fait l'approximation : $(1 + \psi_{RF}) \psi_{RF} \approx \psi_{RF}$, il résulte :

$$\dot{m}_{RF} = \left(A_{RF} \sqrt{\frac{2}{\xi_{RF}}} \right) \frac{P_{CD}}{\sqrt{r T_2}} \sqrt{\psi_{RF}} \quad (10)$$

sachant que la température T_2 est donné par la relation

$$T_2 = T_{EV} \left[1 + \left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) / \eta_c \right]$$

avec $\beta = P_{CD} / P_{EV}$ le taux de compression et η_c le rendement isentropique du compresseur.

Dans des conditions d'étanchéité parfaite, le débit de gaz à l'aspiration sera égal au débit de gaz au refoulement. En égalant les équations (5) et (10) on obtient une relation entre les coefficients de pertes relatives de pression dans les soupapes :

$$\psi_{RF} = \psi_{AS} \left(\frac{\bar{A}_{AS}}{1 - \bar{A}_{AS}} \right)^2 \frac{1 - \bar{\xi}_{AS}}{\bar{\xi}_{AS}} \frac{1}{\beta^2} \left[1 + \frac{T_{CD}}{T_{EV}} \left(\beta^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right) \right] \quad (11)$$

où $\bar{A}_{AS} = \frac{A_{AS}}{A_{AS} + A_{RF}}$ et $\bar{\xi}_{AS} = \frac{\xi_{AS}}{\xi_{AS} + \xi_{RF}}$.

Notre fonction Objectif est le même que dans la première partie de ce travail: $\min(W)$ mais les variables sont maintenant les coefficients de perte relative de pression dans les soupapes d'aspiration ψ_{AS} et de refoulement ψ_{RF} , reliés par la relation (11).

La puissance mécanique qu'on a minimisée dans la première partie de cet article est donnée également par la relation suivante:

$$\dot{W} = W_C \cdot i z n / 60 \quad (12)$$

où W_C représente le travail mécanique technique nécessaire pour réaliser un cycle du diagramme du compresseur (Fig. 2, surface hachurée).

Le travail mécanique technique peut être exprimé comme le produit entre la pression moyenne du diagramme du compresseur (\bar{p}_m) et le volume décrit par la course du piston (V_s) (Fig. 2). La pression moyenne peut s'écrire sous forme adimensionnée de la manière suivante [5]:

$$\bar{p}_m = \frac{P_m}{P_{EV}} = \frac{W_C}{P_{EV} V_s} = (1 - \psi_{AS}) (1 + \varepsilon_0) \cdot \left[\frac{n_c}{n_c - 1} \left(\beta_C^{\frac{n_c}{n_c - 1}} - 1 \right) - \frac{\varepsilon_0}{1 + \varepsilon_0} \frac{n_d}{n_d - 1} \beta_C^{\frac{n_d}{n_d - 1}} \left(\beta_C^{\frac{n_d}{n_d - 1}} - 1 \right) \right] \quad (13)$$

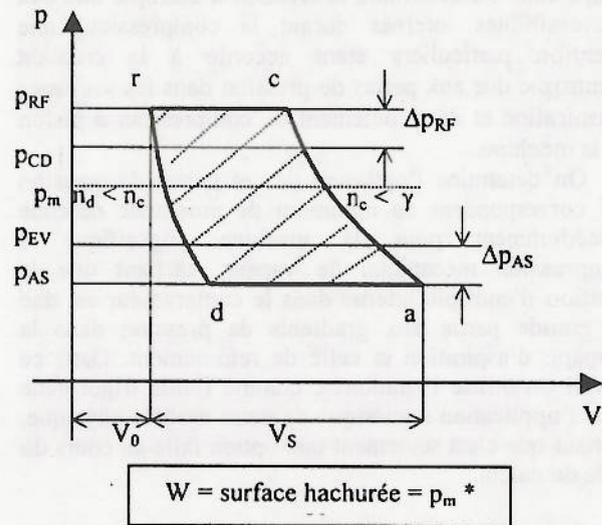


Fig. 2. Diagramme de fonctionnement du compresseur.

où ε_0 est le coefficient de l'espace mort ($\varepsilon_0 = V_0 / V_s$), n_c et n_d sont les exposants polytropiques de la compression (a - c) respectivement de la détente (r - d) et β_C représente le rapport d'augmentation de pression dans le cylindre:

$$\beta_C = \frac{P_{RF}}{P_{AS}} = \frac{P_{CD} + \Delta p_{RF}}{P_{EV} - \Delta p_{AS}} = \frac{P_{CD}}{P_{EV}} \frac{1 + \psi_{RF}}{1 - \psi_{AS}} = \beta \psi \quad (14)$$

où on a noté $\psi = (1 + \psi_{RF}) / (1 - \psi_{AS})$.

Le volume correspondant à la course du piston peut être exprimé en fonction de la cylindrée horaire (\dot{V}_h [m³/h]) comme ci-dessous:

$$V_s = \frac{\dot{V}_h}{60} \frac{1}{i z n} \quad (15)$$

sachant que $\eta_v = \dot{V}_{EV} / \dot{V}_h$ où η_v est le coefficient de débit ou le rendement volumétrique.

Il résulte

$$W_C = \bar{p}_m V_s = \bar{p}_m P_{EV} \frac{\dot{V}_{EV}}{\eta_v} \frac{1}{60 i z n} \quad (16)$$

donc $\dot{W} = W_C \cdot i z \frac{n}{60} = \bar{p}_m P_{EV} \frac{\dot{V}_{EV}}{3600 \eta_v}$ ou bien

$$\dot{W} = \bar{p}_m P_{EV} \frac{\dot{V}_{EV}}{\eta_v} \text{ avec cette fois-ci } \dot{V}_{EV} \text{ en m}^3/\text{s}.$$

Par conséquent, la consommation spécifique volumique d'énergie du compresseur sera :

$$K_{cn} = \frac{\dot{W}}{\dot{V}_{EV}} = P_{EV} \frac{\bar{p}_m}{\eta_v} \quad (17)$$

où \bar{p}_m a l'expression (13) et η_v peut être exprimé par la relation suivante [5]:

$$\eta_v = (1 - \psi_{AS}) \left[1 - \varepsilon_0 \left(\beta_C^{\frac{1}{n_c}} - 1 \right) \right] \quad (18)$$

Par ailleurs, la consommation spécifique d'énergie peut être exprimée en partant des données obtenues pour le point optimum (première partie de l'article) :

$$K_{en} = \frac{\dot{W}}{\dot{V}_{EV}} = \frac{\bar{W}KT_{SF}}{\dot{m}/\rho_{EV}} = \frac{\bar{W}KT_{SF}}{\dot{Q}_{EV}/q_0} \rho_{EV} = \frac{\bar{W}}{\dot{Q}_{EV}} q_0 \rho_{EV} = \frac{1}{COP_{MAF_irr}} q_0 \frac{\rho_{EV}}{rT_{EV}} \quad (19)$$

Pour le cas optimum (coefficient de performance maximum, qui correspond à une puissance demandée au compresseur minimum), on détermine numériquement les coefficients de pertes relatives de pression dans les soupapes du compresseur qui correspondent à cet optimum. Pour ce faire on utilise les équations (10), (12), (15), (16), (17) et (19).

3. APPLICATION

Un exemple numérique pour une machine à froid est présenté dans le *Tableau 1*, où on présente en première colonne les données initiales de l'optimisation, en deuxième colonne les valeurs optimales des pincements de température au niveaux des échangeurs de chaleur : le flux des pertes internes au compresseur ($\dot{I}cp$), la création d'entropie durant la compression réelle (Δs_{cp}), la puissance minimale nécessaire au compresseur (\dot{W}^{min}) et le coefficient de performance maximum de la machine frigorifique, et en troisième colonne les résultats de l'étude selon la thermodynamique en temps fini du compresseur à piston : les coefficients des pertes relatives de pression dans les soupapes, la création d'entropie dues aux irréversibilités liées aux pertes de pression dans les soupapes et les pertes exergetiques correspondantes. On remarque que les pertes exergetiques obtenue durant la compression et dans les conditions de fonctionnement présenté en première colonne du *Tableau 1* ont lieu en grande partie aux niveaux du système de distribution, à l'ouverture - fermeture des soupapes (d'admission et de refoulement). La création d'entropie due aux pertes de pression dans les soupapes est pour ce cas de figure 0.05 kJ/kgK, en temps que la création d'entropie totale dans le compresseur a une valeur pas trop éloigné (0.07kJ/kgK), d'où on peut conclure que les pertes dues aux autres phénomènes irréversibles durant la compression (comme le frottement aux parois) sont bien inférieures aux pertes dues aux mouvements des soupapes.

Pour l'exemple numérique présenté on a considéré l'ammoniac comme fluide frigorifique pour lequel : $\gamma = 1.3$, $n_c = 1.2$ et $n_d = 1.1$. Comme paramètres techniques du compresseur on considère : $\varepsilon_0 = 5\%$, $\bar{A}_{AS} = 0.6$, $\bar{\xi}_{AS} = 0.4$.

L'étude de ces résultats numériques permet de rendre compte du fait que les valeurs optimales des pertes de pression dans les soupapes du cylindre du compresseur obtenues se situent autour des valeurs usuelles utilisées pour le dimensionnement des

compresseurs et correspondent aux valeurs obtenues pour une consommation spécifique d'énergie nécessaire minimale, cas étudié dans un autre travail [5]. On remarque également que l'hypothèse $(1 + \psi_{RF})\psi_{RF} \approx \psi_{RF}$ donc $\psi_{RF} \ll 1$ est vérifiée après calculs (*Tableau 1*).

Tableau 1. Exemple numérique d'étude en thermodynamique en temps fini du compresseur à piston

Données initiales	Résultats optimisation système	Résultats optimisation compresseur
$\dot{Q}_{EV} = 100\text{kW}$	$\Delta T_{EV} = 6.97\text{ K}$	$\psi_{AS} = 0.08$
$K = 30\text{kW/K}$	$\Delta T_m = 7.48\text{ K}$	$\psi_{RF} = 0.03$
$T_{SF} = 268.15\text{ K}$	$\beta = 3.36$	$\beta_c = 3.79$
$T_{PC} = 291.15\text{ K}$	$\dot{W}^{min} = 17.19\text{ kW}$	$p_m = 1.206\text{ bar}$
	$COP_{MAF_irr}^{max} = 5.81$	$\eta_V = 0.78$
	$\dot{I}cp = 1.85\text{ kW}$	$\dot{I}_{soupapes} = 1.25\text{ kW}$
	$\Delta s_{cp} = 0.07\text{ kJ/kgK}$	$\Delta s_{soupapes} = 0.05\text{ kJ/kgK}$

Il faut noter que le même niveau de valeurs est obtenue à l'optimum pour trois cas de figure considérés pendant le fonctionnement des soupapes :

- débit \dot{m} de frigorigène proportionnel au gradient de pression Δp (écoulement laminaire);
- débit \dot{m} proportionnel à $\Delta p^{0.5}$ (écoulement turbulent);
- débit \dot{m} proportionnel à $\Delta p^{0.75}$.

Il est évident qu'une augmentation des gradients de pressions aux soupapes du cylindre implique des irréversibilités et implicitement une création d'entropie interne au compresseur plus importantes (*Fig. 3*).

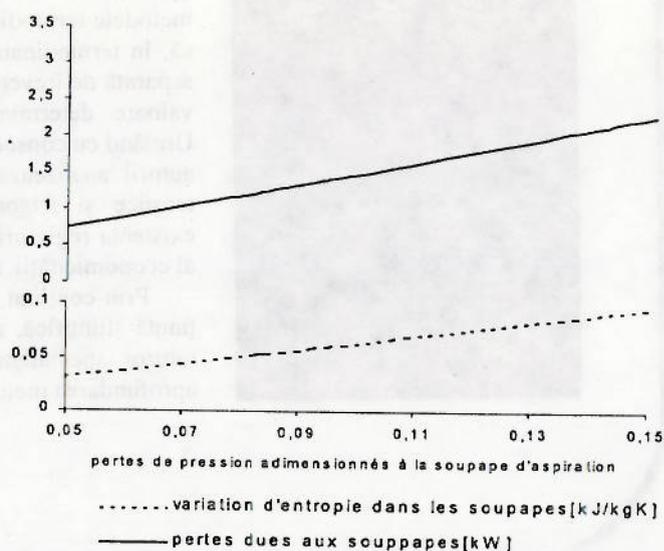


Fig. 3. Evolution des pertes et de la variation d'entropie dans les soupapes du cylindre en fonction des pertes de pression adimensionnées.

4. CONCLUSION

Pour compléter l'analyse présentée dans la première partie de cet article, nous avons procédé à une étude selon la thermodynamique en temps fini du compresseur à piston, ce qui a supposé la prise en considération des gradients de pression au niveau des soupapes des cylindres du compresseur. L'intérêt de cet étude repose principalement sur le fait que la création d'entropie interne dans le compresseur est due en grande partie à ces gradients de pression et sur l'importance de connaître leurs valeurs afin de savoir comment limiter les pertes exergetiques internes et pour un calcul complet de conception et fonctionnement de la machine. Les résultats obtenus pour une application numérique utilisant l'ammoniac comme fluide frigorigène sont très intéressants puisque les valeurs optimales des dissipations obtenues se situent autour des valeurs usuelles utilisées pour le dimensionnement des compresseurs et coïncident avec les valeurs obtenues pour une consommation spécifique d'énergie nécessaire minimale. Le modèle peut par ailleurs être étendu à l'optimisation des pertes de charge d'entrée et de sortie d'autres types de compresseur: vis, scroll, palettes... ou d'autres fluides frigorigènes.

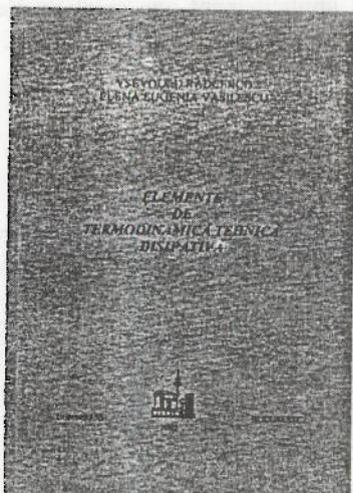
BIBLIOGRAPHIE

- [1] CHAMBADAL P., *Les centrales nucléaires*, ed. Armand Colin, Paris, 1957.
- [2] NOVIKOV I.I., *The efficiency of atomic stations*, Journal Nuclear Energy, 1958, vol. 7, pp. 125–128.
- [3] CURZON F.L., AHLBORN B., *Efficiency of a Carnot engine at maximum power output*, American Journal of Physics, 1975, Vol. 43, No.1, pp. 22–24.
- [4] SOKOLOV E.I., BRODIANSKII V.M., *Les bases de l'énergétique des transferts de chaleur et des processus de production de froid*, Ed. Energhia, Moscova, 1968.
- [5] RADCENCO V., *Generalized thermodynamics*, E. T., București, 1994.
- [6] FEIDT M., *Thermodynamique et optimisation énergétique des systèmes et procédés*, Technique et Documentation, Paris, 1987.
- [7] BENELMIR R., *Habilitation à Diriger des Recherches*, Université Henry Poincaré Nancy I, 1998.
- [8] GROSU L., BENELMIR R., FEIDT M., *Technico-économique simulation and optimization of a compression refrigerating machine*, Energy Conversion & Management Journal (E.C.M.J.), 1999, n° 40, pp. 1651–1660.
- [9] GROSU L., *Contribution à l'optimisation thermodynamique et économique des machines à cycle inverse à deux et trois réservoirs de chaleur*, Thèse de doctorat de l'Institut National Polytechnique de Lorraine, octobre 2000.

Vsevolod Radcenco

Elena Eugenia Vasilescu

ELEMENTE DE TERMODINAMICĂ TEHNICĂ DISIPATIVĂ



Cartea colegilor noștri prof. dr. ing. Vsevolod Radcenco și ș.l. dr. ing. Elena Eugenia Vasilescu are ca temă analiza și optimizarea ciclurilor termodinamice directe și inversate prin metodele termodinamicii disipative. Ideea centrală a lucrării este că, în termodinamica ireversibilă, puterea mecanică nu poate fi separată de ireversibilitățile externe și interne ale ciclului a căror valoare determină, în ultimă instanță, mărimea disipațiilor. Urmând cu consecvență această idee pe parcursul întregii lucrări, autorii analizează ciclurile clasice de funcționare a mașinilor termice și frigorifice, evidențiind pentru fiecare dintre ele existența regimurilor optime de funcționare din punct de vedere al economicității, respectiv puterii generate sau consumate.

Prin conținut, prin fluența expunerii dar mai ales prin înalta ținută științifică, această apariție editorială este extrem de utilă tuturor specialiștilor în domeniu, interesați în înțelegerea și aprofundarea metodelor de analiză termodinamică.

Conf. dr. ing. Dorin Stanciu