

OPTIMIZAREA CICLURILOR IDEALE EXOIREVERSIBILE ALE INSTALAȚIILOR FRIGORIFICE CU ABSORBȚIE ȘI CU EJECTIE

S.l. dr. ing. Elena Eugenia VASILESCU, Prof. dr. ing. Vsevolod RADCEŃCO

UNIVERSITATEA POLITEHNICA București

Abstract. This paper presents an original model of optimization of the three sources refrigeration systems with vapor ejection and vapor absorption. With the finite time thermodynamic method it is possible to find a maximum coefficient of performance at an imposed refrigeration load and optimal designing and functioning parameters.

1. INTRODUCERE

O mașină frigorifică trebuie să transfere energia termică de la un nivel de temperatură inferior către un nivel termic superior. În conformitate cu principiul al II-lea al termodinamicii, pentru efectuarea acestei operații „nenaturale” este necesar un consum de energie. Când sistemul frigorific este diterm, cu numai două surse de căldură (o sursă rece T_r și una caldă T_w , la nivelul mediului ambient), atunci el consumă energie sub formă mecanică, deci „exergie” pură. Coeficientul de performanță al mașinii care funcționează pe baza ciclului ideal (Carnot) diterm endo și exoreversibil are expresia:

$$\text{COP}_{C_f}^{T_r, T_w} = \frac{T_r}{T_w - T_r} = \frac{1}{\frac{T_w}{T_r} - 1} \quad (1)$$

Există însă și o altă categorie de sisteme frigorifice și anume aceleia în care agentul frigorific schimbă energie termică cu trei surse de căldură și care pentru a produce frigul necesar consumă energie sub formă de căldură.

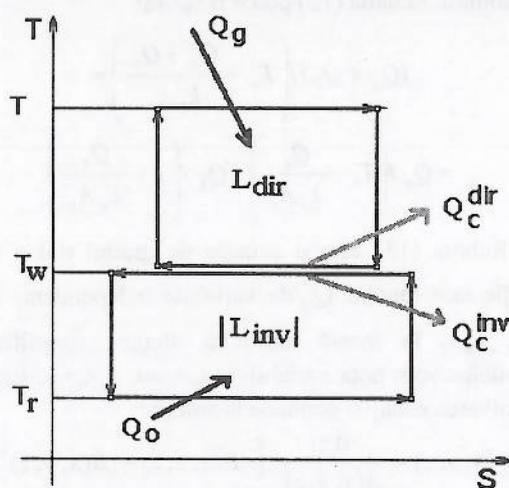


Fig.1. Ciclul ideal reversibil al sistemelor frigorifice triterme.

Transformările termodinamice pe care le suportă agentul frigorific pot fi incluse în două cicluri

termodinamice cuplate și anume un ciclu direct, motor, care furnizează energie necesară desfășurării unui al doilea ciclu inversat, frigorific (fig. 1). Cele două cicluri ideale reversibile cuplate reprezentate în fig. 1, stau la baza funcționării oricărui sistem frigorific triterm, conținând ca furnizoare de energie termică „motrice” sursa de temperatură T superioară temperaturii mediului ambient.

Coefficienții de performanță ai mașinilor frigorifice triterme alimentate cu energie termică sunt categoric inferioiri celor ai sistemelor biterme alimentate cu energie mecanică. Acest lucru este firesc deoarece căldura este o formă de schimb de energie de calitate inferioară (conține exergie și anergie) și deci este necesară furnizarea unei cantități de energie mai mari pentru a obține același efect ca cel produs de un sistem frigorific mecanic. Coeficientul de performanță al unui sistem triterm ideal poate fi exprimat dacă se apelează la ecuația de bilanț energetic:

$$L_{dir} = |L_{inv}| \quad (2)$$

care, cu ajutorul principiului al II-lea al termodinamicii poate fi scrisă:

$$(T - T_w) \cdot \Delta S_{Q_g} = (T_w - T_r) \cdot \Delta S_{Q_o} \quad (3)$$

în care ΔS_{Q_g} , respectiv ΔS_{Q_o} reprezintă variațiile de entropie ale agentului de lucru în procesele de schimb de căldură cu sursa motrice și cu sursa rece.

Se poate exprima atunci coeficientul de performanță al sistemului frigorific ideal triterm ca raport între efectul frigorific util și energia consumată:

$$\text{COP}_{C_f}^{T, T_w, T_r} = \frac{Q_o}{Q_g} = \frac{T_r \cdot \Delta S_{Q_o}}{T \cdot \Delta S_{Q_g}} \quad (4)$$

sau cu ajutorul relației (3):

$$\begin{aligned} \text{COP}_{C_f}^{T, T_w, T_r} &= \frac{T_r}{T} \cdot \frac{T - T_w}{T_w - T_r} = \frac{T - T_w}{T} \cdot \frac{T_r}{T_w - T_r} = \\ &= \text{COP}_{C_{motor}}^{T, T_w} \cdot \text{COP}_{C_f}^{T_w, T_r} \end{aligned} \quad (5)$$

Deoarece coeficientul de performanță al ciclului Carnot motor direct este întotdeauna subunitar ($\text{COP}_{C_{motor}}^{T, T_w} < 1$) rezultă imediat că:

$$\text{COP}_{C_f}^{T, T_w, T_r} < \text{COP}_{C_f}^{T_w, T_r} \quad (6)$$

relație care pune în evidență superioritatea eficienței sistemului frigorific biterm în raport cu cel triterm. Trebuie însă subliniat faptul că este mult mai ușor și mai ieftin de procurat căldură motrice decât de procurat energie mecanică produsă până la urmă tot din căldură.

În acest articol vor fi precizate condițiile în care instalațiile frigorifice care funcționează pe baza ciclurilor cuplate realizează o putere frigorifică impusă, cu consum de energie minim. Va fi analizat cazul sistemului frigorific cu ejeție precum și al celui cu absorbtie.

2. OPTIMIZAREA CICLULUI IDEAL EXOIREVERSIBIL AL INSTALAȚIEI FRIGORIFICE CU EJEȚIE

Cicul ideal exoireversibil de funcționare al instalației frigorifice cu ejeție este reprezentat în fig. 2. Așa cum am arătat, funcționarea instalației se bazează pe cuplarea a două cicluri și anume: un ciclu direct motor, parcurs de debitul \dot{m} și un ciclu inversat frigorific parcurs de \dot{m}_o .

Cicul direct se desfășoară între limitele T_g (temperatura din generatorul de vaporii) și T_c (temperatura din condensator). Temperatura medie termodinamică a sursei calde a fost notată cu T iar temperatura medie termodinamică a apei de răcire de la condensator cu T_w .

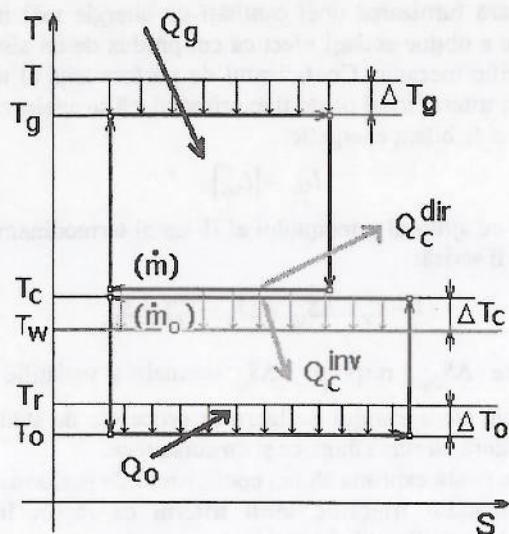


Fig. 2. Ciclul ideal exoireversibil al instalației frigorifice cu ejeție.

Ecuatiile de bilanț energetic și entropic pentru ciclul direct au forma:

$$P^{dir} = \dot{Q}_g - \dot{Q}_c^{dir}; \quad \dot{Q}_g / T_g = \dot{Q}_c^{dir} / T_c \quad (7)$$

Ciclul inversat se desfășoară între limitele T_o (temperatura din vaporizatorul instalației) și T_c (temperatura din condensator). Temperatura medie termodinamică a sursei reci din ciclul inversat a fost notată cu T_r . Pentru ciclul inversat:

$$P^{inv} = \dot{Q}_c^{inv} - \dot{Q}_o; \quad \dot{Q}_c^{inv} / T_c = \dot{Q}_o / T_o \quad (8)$$

Deoarece condensatorul este comun, sarcina termică totală a condensatorului va fi:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_c^{dir} + \dot{Q}_c^{inv} \quad \dot{Q}_c = (\dot{m} + \dot{m}_o)q_c \quad (9)$$

în care q_c reprezintă căldura cedată de 1 kg de agent frigorific (abur) care condensează. Se observă că:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_c^{dir} &= \dot{m} \cdot q_c; \quad \dot{Q}_c^{dir} = \frac{\dot{m}}{\dot{m} + \dot{m}_o} q_c; \quad \dot{Q}_c^{inv} = \\ &= \dot{m}_o \cdot q_c; \quad \dot{Q}_c^{inv} = \frac{\dot{m}_o}{\dot{m} + \dot{m}_o} q_c \end{aligned} \quad (10)$$

Dacă se ține cont de egalitatea puterilor din cele două cicluri $P^{dir} = P^{inv}$, din combinarea sistemelor de ecuații (7), (8), (9) rezultă:

$$\dot{Q}_g = \dot{Q}_c - \dot{Q}_o; \quad \dot{Q}_g / T_g = \dot{Q}_c / T_c - \dot{Q}_o / T_o \quad (11)$$

Deoarece realizarea schimbului de căldură în aparatele instalației presupune existența unor diferențe finite de temperatură în aparate, sistemul de ecuații devine:

$$\dot{Q}_g / (T - \Delta T_g) = \dot{Q}_c / (T_w + \Delta T_c) - \dot{Q}_o / (T_r - \Delta T_o) \quad (12)$$

mărimi cunoscute, impuse fiind: \dot{Q}_o , T_r , T_w , T adică puterea frigorifică impusă și temperaturile surselor exterioare. Dar:

$$\begin{aligned} \Delta T_g &= \dot{Q}_g / (k_g \cdot A_g); \quad \Delta T_c = \dot{Q}_c / (k_c \cdot A_c); \quad \Delta T_o = \\ &= \dot{Q}_o / (k_o \cdot A_o) \end{aligned}$$

în care k_o , k_c , k_g [W/m²K] sunt coeficienți globali de transfer de căldură, iar A_o , A_c , A_g [m²] suprafețe de transfer de căldură. Vom numi, în continuare produsele $k_i A_i$ [W/K] „conductanțe” ale aparatelor schimbătoare de căldură. Ecuația (12) poate fi scrisă:

$$\begin{aligned} (\dot{Q}_g + \dot{Q}_o) / \left(T_w + \frac{\dot{Q}_g + \dot{Q}_o}{k_c A_c} \right) &= \\ = \dot{Q}_o \left(T_r - \frac{\dot{Q}_o}{k_o A_o} \right) - \dot{Q}_g \left(T - \frac{\dot{Q}_g}{k_g A_g} \right) \end{aligned} \quad (13)$$

Relația (13) este o ecuație de gradul doi a cărei soluție este funcția \dot{Q}_g de variabile independente $k_o A_o$, $k_c A_c$, $k_g A_g$ în formă implicită. Pentru simplificarea calculelor vom nota variabilele $k_o A_o = x$, $k_c A_c = y$, $k_g A_g = z$. Rezolvarea ecuației conduce la soluția:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_g(x, y, z) &= \frac{0,5}{A(x, y, z)} \cdot \left\{ B(x, y, z) - [B(x, y, z)]^2 - \right. \\ &\quad \left. - 4 \cdot A(x, y, z) \cdot C(x, y, z)]^{0,5} \right\} \end{aligned} \quad (14)$$

unde $A(x, y, z)$, $B(x, y, z)$, $C(x, y, z)$ sunt polinoame de forma:

$$A(x, y, z) = \frac{T_r}{\dot{Q}_o} \left(\frac{1}{y} + \frac{1}{z} \right) - \left(\frac{1}{x \cdot y} + \frac{1}{x \cdot z} + \frac{1}{y \cdot z} \right)$$

$$B(x, y, z) = T \cdot \left(\frac{1}{x} + \frac{1}{y} \right) + T_r \cdot \left(\frac{1}{y} + \frac{1}{z} \right) - T_w \cdot \left(\frac{1}{x} + \frac{1}{z} \right) -$$

$$- \dot{Q}_o \cdot \left(\frac{1}{x \cdot y} + \frac{1}{x \cdot z} + \frac{1}{y \cdot z} \right) - \frac{T_r}{\dot{Q}_o} (T - T_w)$$

$$C(x, y, z) = \dot{Q}_o \cdot T \cdot \left(\frac{1}{x} + \frac{1}{y} \right) - T \cdot (T_r - T_w)$$

Analiza numerică a funcției de consum de energie $\dot{Q}_g(k_o A_o, k_c A_c, k_g A_g)$ poate permite căutarea valorilor minime ale acestia la diverse date de intrare (putere frigorifică impusă \dot{Q}_o) și condiții de mediu exterior cunoscute T_g , T_w și T_r , ceea ce conduce la stabilirea unor valori optime ale conductanțelor din sistem $k_o A_o^{opt}$, $k_c A_c^{opt}$, $k_g A_g^{opt}$ deci la date privind proiectarea în condiții optime a aparatelor de schimb de căldură, în vederea realizării unui consum de energie minim.

În fig. 3 este reprezentată grafic funcția de „putere termică” $\dot{Q}_g(k_o A_o, k_c A_c)$ în condițiile unor valori impuse pentru: puterea frigorifică $\dot{Q}_o = 30$ kW, temperatura sursei de alimentare a generatorului fierbător $T = 420$ K, temperatura mediului de răcire a condensatorului $T_w = 300$ K, temperatura mediului răcitat în vaporizator $T_r = 263$ K, valoarea totală a conductanțelor din sistem $kA = k_o A_o + k_c A_c + k_g A_g = 14000$ W/K. Domeniul compatabil fizic cu problema studiată s-a dovedit a fi în acest caz: $k_o A_o = 1000...5400$ W/K, $k_c A_c = 3000...7800$ W/K, $k_g A_g = kA - k_o A_o - k_c A_c = 800...10000$ W/K, căutarea valorii minime a funcției de putere făcându-se cu pas de 1 W/K la variația conductanțelor.

Tot în fig. 3 este reprezentată și variația coeficiențului de performanță

$$COP(k_o A_o, k_c A_c) = \dot{Q}_o / \dot{Q}_g(k_o A_o, k_c A_c)$$

care prezintă un maxim global atunci când, la putere frigorifică impusă, consumul de energie este minim.

CONCLUZII

Așa cum este firesc, la valori mai mari ale conductanței termice totale din sistem, kA , parametrii de performanță se îmbunătățesc, cu condiția să fie respectată distribuția optimă specifică a conductanțelor pe cele trei apărate schimbătoare de căldură, fapt care implică funcționarea acestor apărate în regimuri cu diferențe finite optime de temperatură între fluidul primar și cel secundar.

În fig. 4...7 este reprezentat modul în care valoarea restricției kA afectează parametrii constructivi și funcționali ai sistemului. O observație extrem de interesantă este faptul că la orice valoare a restricției, în ceea ce privește distribuția optimă a conductanțelor termice sunt îndeplinite condițiile:

$$k_c A_c^{opt} = k_o A_o^{opt} + k_g A_g^{opt}; \quad k_c A_c^{opt} = kA/2 \quad (15)$$

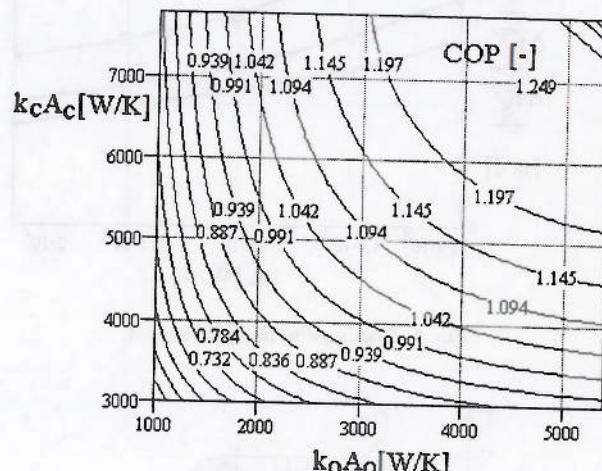
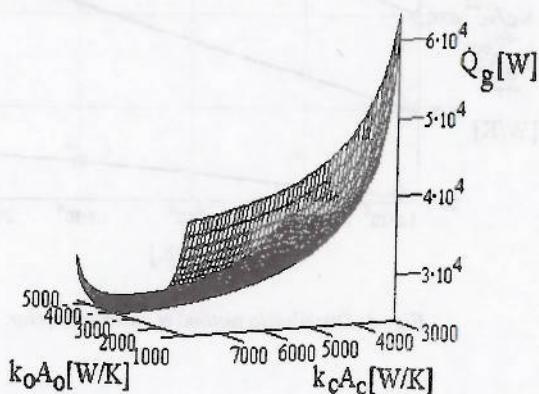


Fig. 3. Fluxul termic consumat la generator și coeficientul de performanță al instalației frigorifice cu ejeție.

Pe de altă parte, diferența între $k_o A_o^{opt}$ și $k_c A_c^{opt}$ este cu atât mai mare cu cât kA are valoare mai ridicată. Se mai observă că funcționarea în condiții optime presupune diferențe finite de temperatură mai mari la generator, apoi la condensator, mai reduse fiind cele din vaporizator.

3. OPTIMIZAREA CICLULUI IDEAL EXOIREVERSIBIL AL INSTALAȚIEI FRIGORIFICE CU ABSORBȚIE

Ca și în cazul sistemului cu ejeție, funcționarea instalației frigorifice cu absorbție poate fi descrisă de ciclul ideal exoireversibil de referință conform fig. 8, care va fi utilizat și în elaborarea modelului.

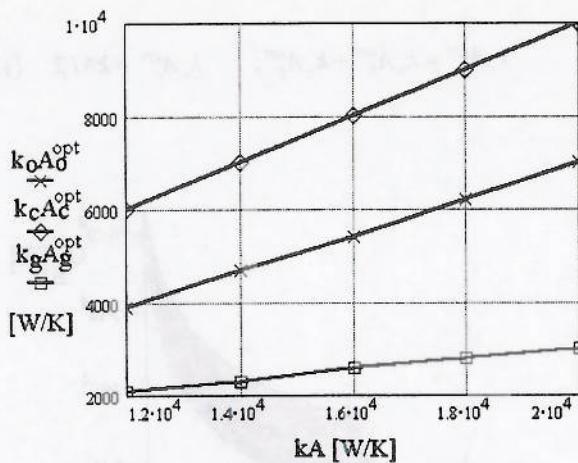


Fig. 4. Distribuția optimă a conductanțelor.

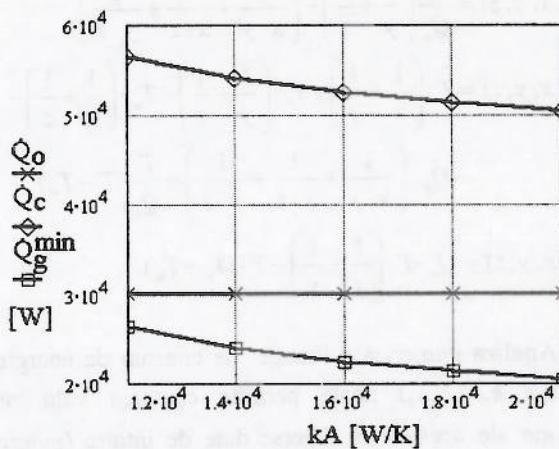


Fig. 5. Fluxurile termice din sistem.

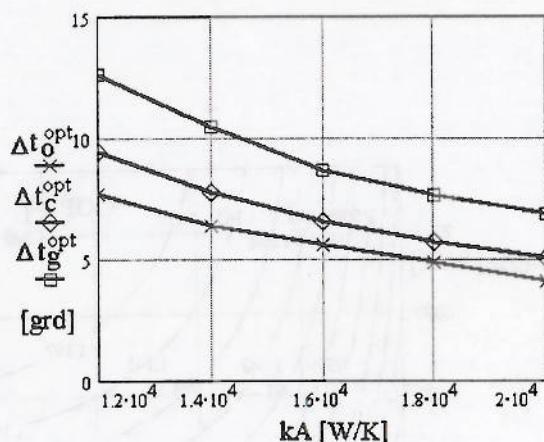


Fig. 6. Coeficientul de performanță.

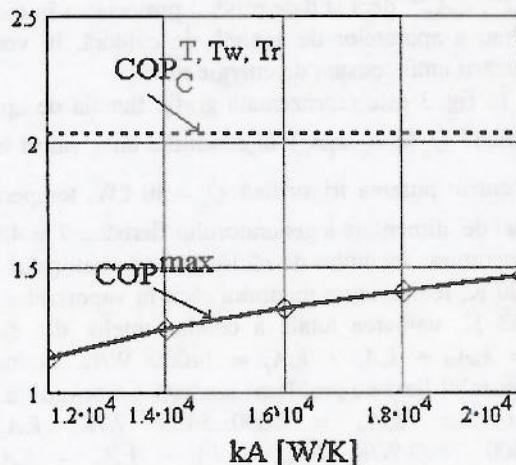


Fig. 7. Diferențele optime de temperatură.

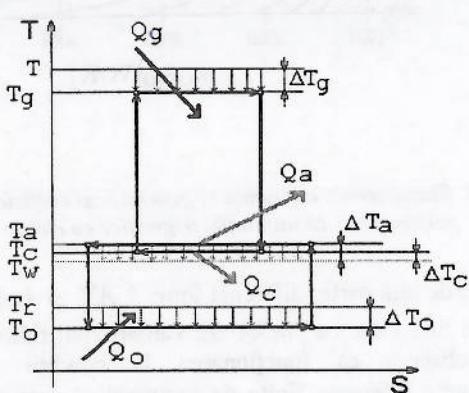


Fig. 8. Ciclul ideal exoireversibil al instalației frigorifice cu absorție.

Se observă că ciclul direct se desfășoară între limitele T_g (temperatura din generatorul de vaporii) și T_a (temperatura din absorbitor), iar ciclul inversat între T_o (temperatura de vaporizare) și T_c (temperatura de condensare). S-a notat cu T temperatura sursei calde din ciclul direct, cu T_w temperatura apei de răcire a

condensatorului și a absorbitorului și cu T_r temperatura sursei reci din ciclul inversat. Dacă se ține cont de faptul că puterea produsă de ciclul direct trebuie să fie egală cu cea consumată în ciclul inversat, adică $P^{dir}=P^{inv}$, ecuațiile de bilanț energetic și entropic vor avea forma:

$$\dot{Q}_g - \dot{Q}_a = \dot{Q}_c - \dot{Q}_o; \quad \dot{Q}_g/T_g = \dot{Q}_a/T_a; \quad (16)$$

$$\dot{Q}_c/T_c = \dot{Q}_o/T_o$$

sau, cu luarea în considerare a diferențelor finite de temperatură în aparatele schimbătoare de căldură:

$$\dot{Q}_g/(T - \Delta T_g) = \dot{Q}_a/(T_w + \Delta T_a); \quad (17)$$

$$\dot{Q}_c/(T_w + \Delta T_c) = \dot{Q}_o/(T_r - \Delta T_o)$$

impuse fiind \dot{Q}_o , T_r , T_w , T .

Dar diferențele finite de temperatură în schimbătoarele de căldură pot fi exprimate în funcție de fluxurile de căldură schimbate \dot{Q}_i [W] și de conductanțele aparatelor $k_i A_i$ [W/K] conform relațiilor:

$$\begin{aligned}\Delta T_g &= \dot{Q}_g / (k_g \cdot A_g); \Delta T_a = \dot{Q}_a / (k_a \cdot A_a); \\ \Delta T_c &= \dot{Q}_c / (k_c \cdot A_c); \Delta T_o = \dot{Q}_o / (k_o \cdot A_o)\end{aligned}\quad (18)$$

Din rezolvarea sistemului de ecuații (16) și (17) rezultă în formă implicită funcția de patru variabile independente \dot{Q}_s (k_oA_o , k_cA_c , k_aA_a , k_gA_g) care exprimă consumul de energie termică al instalației.

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s &\left[1 - T_w \left(T - \frac{\dot{Q}_s}{k_g \cdot A_g} - \frac{\dot{Q}_s}{k_a \cdot A_a} \right) \right] = \\ &= \dot{Q}_o \left[T_w \left(T_r - \frac{\dot{Q}_o}{k_o \cdot A_o} - \frac{\dot{Q}_o}{k_c \cdot A_c} \right) - 1 \right]\end{aligned}\quad (19)$$

Dacă se notează cu: $x = k_oA_o$, $y = k_cA_c$, $z = k_gA_g$, $t = k_aA_a$ funcția de putere termică va avea forma explicită:

$$\begin{aligned}\dot{Q}_s(x, y, z, t) &= \frac{0.5}{A(x, y, z, t)} \left\{ -B(x, y, z, t) + \right. \\ &\quad \left. + [B(x, y, z, t)^2 - 4 \cdot A(x, y, z, t) \cdot C(x, y, z, t)]^{0.5} \right\}\end{aligned}\quad (20)$$

în care $A(x, y, z, t)$, $B(x, y, z, t)$ și $C(x, y, z, t)$ sunt polinoame cu forma:

$$\begin{aligned}A(x, y, z, t) &= \left(\frac{1}{t} + \frac{1}{z} \right) \cdot \left(\frac{1}{x} + \frac{1}{y} - \frac{T_r}{\dot{Q}_o} \right) \\ B(x, y, z, t) &= (T - T_w) \cdot \left(\frac{T_r}{\dot{Q}_o} - \frac{1}{x} - \frac{1}{y} \right) + \\ &\quad + \left(\frac{1}{t} + \frac{1}{z} \right) \cdot \left(\frac{\dot{Q}_o}{x} + \frac{\dot{Q}_o}{y} + T_w - T_r \right) \\ C(x, y, z, t) &= T \cdot \left(T_r - T_w - \frac{\dot{Q}_o}{x} - \frac{\dot{Q}_o}{y} \right)\end{aligned}$$

Ca și în cazul instalației frigorifice cu ejection, analiza numerică a funcției care exprimă consumul de

energie termică al instalației frigorifice cu absorbție poate permite stabilirea condițiilor în care aceasta, la o putere frigorifică impusă, este minim. Această analiză permite, în cadrul acțiunii de proiectare a sistemului un indicu pentru distribuirea optimă a conductanțelor aparatelor schimbătoare de căldură din instalație, $k_oA_o^{opt}$, $k_cA_c^{opt}$, $k_aA_a^{opt}$, $k_gA_g^{opt}$, în vederea realizării unei instalații care să funcționeze cu coeficient de performanță maxim.

Din studiul numeric al funcției de putere au rezultat următoarele relații între parametrii constructivi și funcționali optimi:

$$k_oA_o^{opt} = k_cA_c^{opt}; \quad k_gA_g^{opt} = k_aA_a^{opt} \quad (21)$$

precum și:

$$\Delta t_a^{opt} = \Delta t_c^{opt} \quad (22)$$

ACESTE observații sunt confirmate cu ajutorul graficelor din fig. 9 și 10 în care sunt reprezentate puterea termică consumată și coeficientul de performanță pentru un ciclu IFA care lucrează la parametrii: $\dot{Q}_o = 30$ kW, $T = 420$ K, $T_w = 300$ K, $T_r = 263$ K în condițiile în care conductanța termică totală a schimbătoarelor de căldură din sistem este $kA = 14000$ W/K. Reprezentarea funcțiilor de putere termică și de coeficient de performanță s-a făcut după variabila $k_oA_o = 1000...5800$ W/K, cu respectarea condițiilor din formulele (21), (22).

Funcția de putere termică prezintă o valoare minimă $\dot{Q}_s^{\min} = 24020$ W și un coeficient de performanță COP^{max} = 1,249 pentru $k_oA_o^{opt} = k_cA_c^{opt} = 4662$ W/K și $k_gA_g^{opt} = k_aA_a^{opt} = 2338$ W/K, funcționarea ciclului producându-se la diferențele finite optime de temperatură: $\Delta t_o^{opt} = 6,435$ grd, $\Delta t_c^{opt} = \Delta t_a^{opt} = 7,71$ grd, $\Delta t_g = 10,276$.

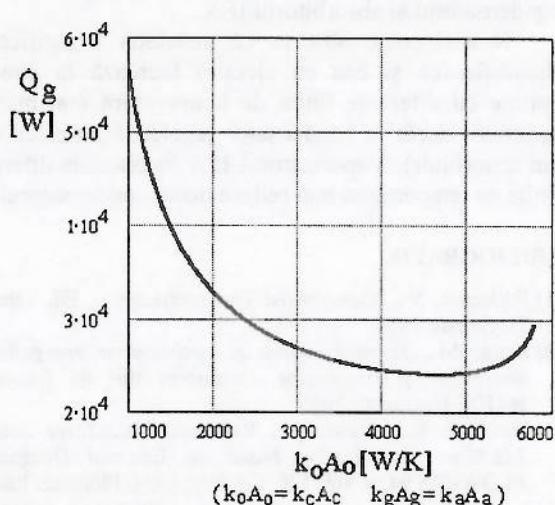


Fig. 9. Puterea termică consumată.

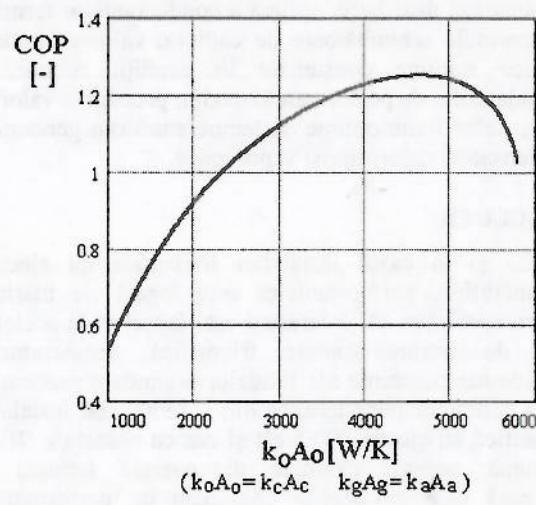


Fig. 10. Coeficientul de performanță.

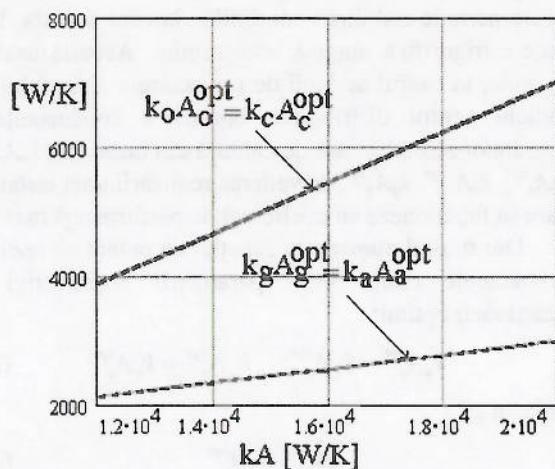


Fig. 11. Distribuția optimă a conductanțelor termice.

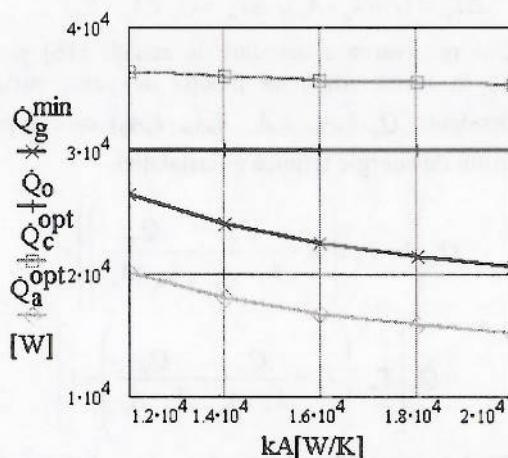


Fig. 12. Fluxurile termice.

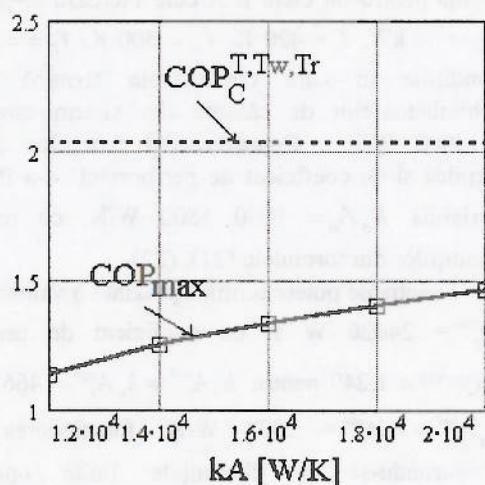


Fig. 13. Coeficientul maxim de performanță.

În fig. 11...14 este reprezentat modul în care valoarea totală a conductanțelor termice din sistem kA influențează distribuția optimă a conductanțelor termice pe aparatele schimbătoare de căldură, valoarea puterii termice minime consumate în condiții optime, a coeficientului de performanță maxim, precum și valorile diferențelor finite optime de temperatură din generator, condensator, absorbitor și vaporizator.

CONCLUZII

Ca și în cazul instalației frigorifice cu ejeție, îmbunătățirea performanțelor este legată de mărirea valorii restricției kA . Interesant este faptul că la aceleași date de intrare (putere frigorifică, temperaturile considerate constante ale fluidelor secundare precum și suma conductanțelor termice din sistem), atât instalația frigorifică cu ejeție (IFE) cât și cea cu absorbție (IFA) consumă aceeași cantitate de energie termică și operează deci cu același coeficient de performanță. Deasemenea se poate observa că valoarea conductanței optime la generator precum și la vaporizator între cele

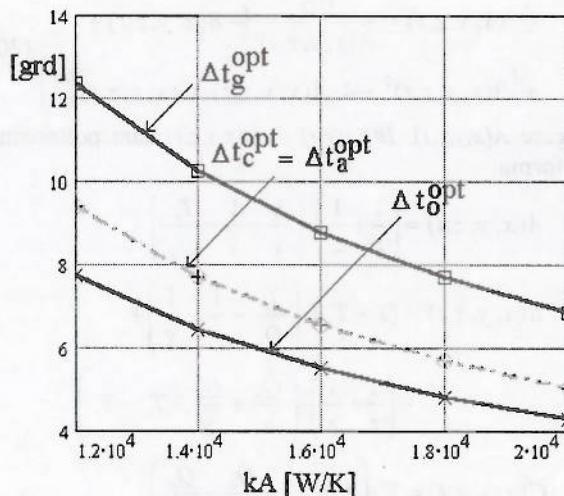


Fig. 14. Diferențele optime de temperatură.

două instalații este identică, iar valoarea conductanței condensatorului în cazul IFE este distribuită între condensatorul și absorbitorul IFA.

Se mai poate observa că instalația frigorifică cu absorbție (ca și cea cu ejeție) lucrează în condiții optime cu diferențe finite de temperatură mai mari la generator decât la condensator (egale de altfel cu cele din absorbitor). Vaporizatorul IFA lucrează la diferențe finite de temperatură mai reduse decât condensatorul.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Radcenco, Vs., *Generalized Thermodynamics*, Ed. Tehnică, București, 1994
- [2] Feidt, M., *Termodynamica și optimizarea energetică a sistemelor și proceselor*, (traducere din lb. franceză), BREN, București, 2001
- [3] Vasilescu E, Isvoranu D., Radcenco Vs., *Three Sources Machines Optimization based on External Dissipation*, FLOWERS 94, p. 469-476, 6-8 July, 1994, Florence, Italy
- [4] Vasilescu E., *Cercetări privind optimizarea schemelor complexe de condiționare a aerului*, teză de doctorat, cap. 3, București, 1999.