

UNELE ASPECTE ENERGETICE DE EFECTUARE A PROCESULUI DE ELECTROTERMOPLASMOLIZĂ

Vasile CIOBANU

INSTITUTUL DE FIZICĂ APLICATĂ al ACADEMIEI DE ȘTIINȚE, Republica Moldova

Abstract. This work includes the synthesis of electrodes connection schemes in electrothermoplasmosis chamber of cellular tissue. It also establishes the energetical and technological efficiency of the process, facilitating the works of the apparatus and his capacity in technical conditions useful in exploitation.

În interacțiunea curentului electric cu țesutul celular de origine organică (animală și vegetală), se produc schimbări structurale la nivel celular și ultracelular [1]. Permeabilitatea celulară crește, ceea ce favorizează penetrarea substanțelor și componenților biologici activi. Acest efect e cunoscut ca electrotermoplasmoză a țesuturilor celulare.

Pentru efectuarea acestui proces se pot folosi sisteme de electrozi diferite după formă și număr, ce alcătuiesc spațiul de interacțiune și care pot fi conectate la sursă de curent după anumite scheme [2].

În vederea analizei cantitative a energiei la scurgerea curentului și realizarea procesului de electrotermoplasmoză în condiții de laborator, la un stand experimental, s-au efectuat măsurări de energie utilizată - Wu la conectarea electrozilor după scheme: a) faza - zero; b) faza - zero - faza; c) zero-faza-zero; d) în „stea” - cu și fără electrozi de ecranare; e) în „triunghi” - cu și fără electrozi de ecranare.

Cheltuielile de energie s-au determinat în funcție de energia utilizată, necesară pentru efectuarea optimală a procesului de electrotermoplasmoză a materiei vegetale, care este o mărime constantă $-W_p = \text{const}$. În condiții similare de efectuare a procesului de plasmoliză a materiei celulare de același fel cu proprietăți electrice, structurale și tehnologice identice, în schemele „a” și „b” valoarea Wu este de 1,50+1,65 ori mai mare în comparație cu cheltuielile după schema „c”, în care electrozii de la margine sunt conectați la zero și scurgerea curentului nu are loc datorită funcției lor de ecranare.

În schemele „c” și „d”, unde electrozii zero mărginesc spațiul de prelucrare, cheltuielile reale de energie electrică depășesc W_p cu 5+10%, din motivul formei electrozilor, la marginea cărora câmpul electric devine vădit neuniform. La înlăturarea acestor devieri, cheltuielile suplimentare de energie nu au loc.

Cheltuielile suplimentare de energie sunt de 2,5+2,6 ori mai mari în schemele „a” și „b”, unde faza se conectează la electrozii marginali ai spațiului, fiind provocate de scurgerea curentului prin mediul materiei celulare spre zero-neutru al transformatorului de alimentare.

La scurgerea curentului de la un electrod la un interval cuprins între fază și zero, pierderile ating 90% din cheltuielile care au loc în spațiul dintre electrozi. Conectând electrozii în „stea”, conform schemei A-0-B-0-C-0-A, scurgerea de la doi electrozi marginali la șase intervale incluse între fază și zero sau a unui electrod la trei intervale, ceea ce este similar, provoacă pierderi relative de

trei ori mai puține în comparație cu cazul anterior și constituie circa 30%.

Conectând electrozii în „triunghi” (schema „e”) pierderile absolute la scurgere, de la electrozii marginali, rămân identice cazului „stea”, prin conectarea fazei la electrozii marginali (schema „d”). Deoarece tensiunea câmpului electric este mai înaltă de trei ori, pierderile relative la scurgerea curentului vor scădea de trei ori și constituie 10%, în comparație cu pierderile în varianta unde electrozii s-au conectat în „stea” (electrozii marginali se conectează la fază).

În scopul asigurării securității electrice, la efectuarea procesului de plasmoliză, electrozii se includ într-un spațiu electric izolat. La intrarea și ieșirea materiei de prelucrare, se asamblează electrozi suplimentari de ecranare, care se conectează la priza de pământ sau zero-neutru al transformatorului. În așa fel, complet se delimitează complet zona plasmolizei în camera de lucru (curentul de scurgere se egalează cu zero, cheltuielile suplimentare lipsesc) [3]. Camera de lucru conține o cutie cu clemene unite electric cu electrozii asamblați în ea, care permit conectarea electrozilor între ei și după scheme diferite.

Din cele expuse, concluzionăm că indicii energetici și de efectuare a procesului de electrotermoplasmoză a țesutului celular, în mare măsură, depind de schemele de conectare a electrozilor.

Sinteza efectuată e necesară în procesul de elaborare, proiectare, producere și exploatare a instalațiilor de electrotermoplasmoză a materiei celulare în diverse scopuri.

Aceste cerințe tehnice se află la baza instalațiilor de tip „PLASMOLIZ”, care se produc la uzina experimentală a Institutului de Fizică Aplicată. Din practică, se știe că ele sunt eficiente, lucrează în regim optimal și sunt exploatate cu siguranță, în extragerea sucurilor, la fabricile de conserve și vinificare.

BIBLIOGRAFIE

- [1] CIOBANU V., *Ultrastructurii analiz cletoc pri electroplasmolize*, IV - Republicanscaia Conferenția: „Electronnaia microscopia i sovremennaia tehnologia”. Chișinău, 1990, p.125-126.
- [2] CIOBANU V., SCEGLOV Iu., BARANOV S., SCHIMBOV A., *Opredelenie temperaturного polea v rastitelnoi masse pri electroplasmolize*, Electronnaia obrabotka materialov.1982, N6, p.76-79.
- [3] A.S. 1045445 (U.S.). Cl.23 N 1 / 00; Electroplasmolizator dlea izmelcionogo rastitelinogo sîria / Ciobanu V., Scegllov Iu., Covali N., Riabov V/J Izd. PPP, „Patent”, M., 1983..

OPTIMIZAREA SISTEMELOR TERMOENERGETICE CU TURBINE CU ABUR UTILIZATOARE DE RESURSE ENERGETICE SECUNDARE DE POTENȚIAL TERMIC MODERAT

Ioan VONICA

UNIVERSITATEA „Lucian Blaga”, Sibiu

Abstract. An economical and ecological optimization method of the thermoenergetic cycle used like heat source energetically resource whit moderate potential, is present in this paper. The analysis based on the analytic expressions of the thermodynamic laws, the energy and entropy balances for time unit and it finalized with the determination of the temperature optimal differences for the vapor generator and the condenser, in case of a given thermal duty at the vapor generator and maximum power generated by the turbine.

1. FORMULAREA PROBLEMEI

În actualul context economic mondial în care costul produselor este determinat, în mare parte, de energia consumată în procesele tehnologice aferente și ținând seamă de nivelul fluxurilor entropice (legate de procesele de distrugere a exergiei) deversate în mediul ambiant, cu impact nefavorabil asupra echilibrului ecologic, o sarcină importantă a comunității științifice a secolului XXI este reducerea consumurilor energetice specifice.

Lucrarea de față se încadrează în acest curent de opinie și propune utilizarea superioară a resurselor termoenergetice recuperabile de potențial moderat (150 - 400 °C), des întâlnite pe platformele industriale, în scopul producerii de lucru mecanic într-un ciclu termoenergetic de tip Rankine utilizând drept agent termic apă (un agent ecologic). Mai mult, lucrarea își propune să determine regimul economic de putere corespunzător unei sarcini termice date, regim corespunzător cu regimul ecologic (generare minimă de entropie).

Aspectele teoretice legate de această temă sunt prezentate la nivel teoretic general în [1] și vor fi concretizate în continuare cu ajutorul analizei numerice a unui ciclu termoenergetic reprezentat în diagrama T - s din figura 1, ciclu având drept agent apa [3].

Se consideră cazul unei resurse energetice secundare de potențial termic moderat de temperatură t_{e1} sub formă de gaze de ardere care se răcesc până la t_{e2} furnizând un flux de căldură \dot{Q}_g din care se poate extrage o putere mecanică \dot{W}_T prin parcurgerea de către agentul termic apă - abur a unui sistem termoenergetic cu turbină cu abur axat pe un ciclu Rankine realizat în condițiile ΔT_m - diferența de temperatură la generatorul de vapori, ΔT_0 - diferența de temperatură la condensator și T_0 - temperatura mediului ambiant. Randamentul intern al turbinei η_T este impus iar randamentul intern al pompei $\eta_p = 1$.

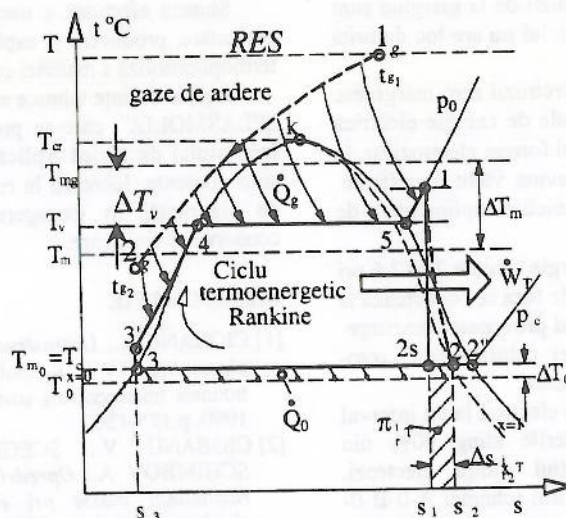


Fig. 1. Reprezentarea în diagrama T-s a ciclului termoenergetic.

Se pune problema determinării diferențelor de temperatură optime la generatorul de vapori și condensator și a ponderii conductanțelor acestor schimbătoare de căldură pentru un ciclu termoeconomic real (neglijând pierderile de presiune) în condiții date de temperatură medie a RES - ului disponibil (gazelor) T_{mg} și conductanță totală a instalației K stabilită apriori în urma unei analize exergoeconomice, de spațiu disponibil, etc. având drept criteriu maximizarea randamentului exergetic, respectiv a puterii mecanice dezvoltate de turbină.

2. IPOTEZE DE LUCRU

Având în vedere dependența de temperatură a căldurii latente specifice de vaporizare a apei se consideră o dependență liniară a acesteia cu temperatura de forma:

$$r = a - b \cdot T \quad (1)$$

Pentru determinarea constantelor a , b , pentru apă pe domeniul uzual de calcul al instalațiilor termoeconomice care utilizează RES, din tabelele termodinamice [3] se extrag:

$t = 20^\circ\text{C}$;	$T = 293,15 \text{ K}$;
$p = 0,02337 \text{ bar}$;	$r = 2454 \text{ kJ/kg}$;
$t = 200^\circ\text{C}$;	$T = 473,15 \text{ K}$;
$p = 15,551 \text{ bar}$;	$r = 1941 \text{ kJ/kg}$;
$t_{sn} = 100^\circ\text{C}$;	$T_{sn} = 373,15 \text{ K}$;
$p_{sn} = 1,013 \text{ bar}$;	$r = 2257 \text{ kJ/kg}$.

Înlocuind în relația (1) pentru temperatura de 20°C respectiv 200°C

$$2454 = a - 293,15b;$$

$$1941 = a - 473,15b$$

și scăzând relațiile se obține:

$$2454 - 1941 = 180b \rightarrow$$

$$b = 2,85 \text{ și } a = 3289,4775$$

În aceste condiții relația (1) devine:

$$r = 3289,4775 - 2,85 T \quad (2)$$

Temperatura termodinamică medie a sursei calde de determină cu relația:

$$T_{mg} = \frac{T_{g1} - T_{g2}}{\ln \frac{T_{g1}}{T_{g2}}} \quad (3)$$

3. DEZVOLTARE TEORETICĂ

Pentru un ciclu închis, principiul I al termodinamicii (principiul cantitativ al conservării energiei) și principiul II al termodinamicii (principiul cantitativ al bilanțului entropic) scrise pentru unitatea de timp au expresiile generale:

$$\Sigma \dot{E} = 0; \quad \Sigma \dot{S} = 0 \quad (4)$$

care dezvoltate pentru ciclul Rankine din figura 1 au forma:

$$\dot{W} = \dot{Q}_g - \dot{Q}_0 = \dot{W}_T - \dot{W}_P; \quad \dot{S}_{\dot{Q}_0}^{T_c} = \dot{S}_{\dot{Q}_g}^{T_m} + \dot{S}_{ir_T} + \dot{S}_{ir_P} \quad (5)$$

Dar, întrucât se poate neglija puterea consumată de pompă $\dot{W}_P \ll \dot{W}_T$ și ca atare și generarea de entropie aferentă acestui proces $\dot{S}_{ir_P} \ll \dot{S}_{ir_T}$ relațiile (5) devin:

$$\dot{W}_T = \dot{Q}_g - \dot{Q}_0; \quad \dot{S}_{\dot{Q}_0}^{T_c} = \dot{S}_{\dot{Q}_g}^{T_m} + \dot{S}_{ir_T} \quad (6)$$

Deoarece însă, prin definiție

$$\dot{S}_{\dot{Q}_0}^{T_c} = \frac{\dot{Q}_0}{T_c}; \quad \dot{S}_{\dot{Q}_g}^{T_m} = \frac{\dot{Q}_g}{T_m} \quad (7)$$

relațiile (6), reprezentând bilanțul fluxurilor energetice și de entropie în ciclu, iau forma:

$$\dot{W}_T = \dot{Q}_g - \dot{Q}_0; \quad \frac{\dot{Q}_0}{T_c} = \frac{\dot{Q}_g}{T_m} + \dot{S}_{ir_T} \quad (8)$$

Pe de altă parte, puterea termică evacuată la condensator, precizată de ecuația transferului termic, este dependentă de coeficientul global de transfer termic la condensator k_0 [W/(m²K)], aria suprafeței de transfer termic a condensatorului A_0 [m²] și diferența de temperatură la condensator ΔT_0 [K]:

$$\dot{Q}_0 = k_0 A_0 \Delta T_0 \quad (9)$$

iar puterea termică transferată de la gazele de ardere considerată parametru de intrare, deci constantă, este dependentă de coeficientul global de transfer termic la generatorul de vapori k_g [W/(m²K)], aria suprafeței de transfer termic a generatorului de vapori A_g [m²] și diferența de temperatură la generatorul de vapori ΔT_m [K]:

$$\dot{Q}_g = k_g A_g \Delta T_m \quad (10)$$

Cu precizarea relațiilor de definiție a conductanței globale a condensatorului K_0 [W/K] și a generatorului de vapori K_g [W/K]:

$$K_0 = k_0 A_0; \quad K_g = k_g A_g; \quad (11)$$

relațiile (9) respectiv (10) devin:

$$\dot{Q}_0 = K_0 \Delta T_0$$

$$\dot{Q}_g = K_g \Delta T_m = ct. \quad (12)$$

În ipoteza în care temperatura mediului de răcire al condensatorului rămâne constantă $T_0 = ct.$ și temperatura medie a gazelor de ardere de asemenea $T_{mg} = ct.$, se definește raportul temperaturilor termodinamice medii ale curselor ciclului:

$$\tau = \frac{T_{mg}}{T_0} = ct. \quad (13)$$

Deoarece conductanța termică totală a instalației este precizată, determinată în urma analizei economice

sau a altor condiții locale (spațiu limitat etc), compusă din suma conductanțelor generatorului de vapori și a condensatorului

$$K = K_0 + K_g = ct. \quad (14)$$

se poate adimensionaliza expresia (14) prin raportare la conductanța globală rezultând

$$\frac{K_0}{K} + \frac{K_g}{K} = 1; \quad \bar{K}_0 + \bar{K}_g = 1 \quad [-] \quad (15)$$

relație în care ponderile conductanțelor vaporizatorului respectiv a condensatorului în conductanța totală au expresiile

$$\bar{K}_0 = \frac{K_0}{K} [-]; \quad \bar{K}_g = \frac{K_g}{K} [-] \quad (16)$$

Se explicitează diferențele de temperatură și diferențele de temperatură relative la generatorul de vapori respectiv la condensator:

$$\begin{aligned} \Delta T_m &= T_{mg} - T_m; & \theta_m &= \frac{\Delta T_m}{T_{mg}} \\ \Delta T_0 &= T_c - T_0; & \theta_0 &= \frac{\Delta T_0}{T_0} \end{aligned} \quad (17)$$

3.1. Bilanțul fluxurilor energetice

La generatorul de vapori, înmulțind și împărțind în relația (12) cu KT_{mg} rezultă:

$$\dot{Q}_g = K_g \Delta T_m = KT_{mg} \frac{K_g}{K} \frac{\Delta T_m}{T_{mg}}; \quad \dot{Q}_g = KT_{mg} \bar{K}_g \theta_m = ct. \quad (18)$$

și raportând la KT_{mg} se obține fluxul termic adimensionalizat la generatorul de vapori

$$\bar{Q}_g = \frac{\dot{Q}_g}{KT_{mg}} = \bar{K}_g \theta_m \quad [-] \quad (19)$$

Pentru condensator, înmulțind și împărțind relația (12) cu $KT_0 T_{mg}$ rezultă:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_0 &= K_0 \Delta T_0 = K \frac{T_0}{T_{mg}} T_{mg} \frac{K_0}{K} \frac{\Delta T_0}{T_0} \\ \dot{Q}_0 &= KT_{mg} \bar{K}_0 \frac{\theta_0}{\tau} \end{aligned} \quad (20)$$

care raportată la KT_{mg} permite obținerea fluxului termic adimensionalizat la condensator

$$\bar{Q}_0 = \frac{\dot{Q}_0}{KT_{mg}} = \bar{K}_0 \frac{\theta_0}{\tau} = (1 - \bar{K}_g) \frac{\theta_0}{\tau} \quad [-] \quad (21)$$

Deoarece conform relației (20) se poate extrage expresia ponderii conductanței generatorului de vapori sub forma:

$$\bar{K}_g = \frac{\bar{Q}_g}{\theta_m} \quad (22)$$

expresia fluxului termic adimensionalizat la condensator din relația (22) devine

$$\bar{Q}_0 = \left(1 - \frac{\bar{Q}_g}{\theta_m}\right) \frac{\theta_0}{\tau} \quad (23)$$

Funcția de putere dezvoltată de turbină – funcție obiectiv adimensionalizată – va avea expresia:

$$\bar{W}_T = \frac{\dot{W}_T}{KT_{mg}} = \bar{Q}_g - \bar{Q}_0 = \bar{Q}_g - \left(1 - \frac{\bar{Q}_g}{\theta_m}\right) \frac{\theta_0}{\tau} \quad (24)$$

3.2. Bilanțul fluxurilor entropice

Adimensionalizând din relația (8) expresia bilanțului fluxului de entropie prin împărțire cu KT_{mg} se obține:

$$\frac{\bar{Q}_0}{T_c} = \frac{\bar{Q}_g}{T_m} + \frac{\dot{S}_{irT}}{KT_{mg}} \quad (25)$$

Dacă se ține seama de relația (24) și expresiile diferențelor de temperatură la generatorul de vapori respectiv la condensator (17), relația (25) devine:

$$\begin{aligned} \left(1 - \frac{\bar{Q}_g}{\theta_m}\right) \frac{\theta_0}{T_0 + \Delta T_0} &= \frac{\bar{Q}_g}{T_{mg} - \Delta T_m} + \frac{1}{KT_{mg}} \dot{S}_{irT} \quad \text{sau} \\ \left(1 - \frac{\bar{Q}_g}{\theta_m}\right) \frac{\theta_0}{1 + \theta_0} &= \frac{1}{\tau} \frac{\bar{Q}_g}{1 - \theta_m} + \frac{T_0 \dot{S}_{irT}}{KT_{mg}} \end{aligned} \quad (26)$$

Conform teoremei Gouy – Stodola, pierderea relativă datorită distrugerii fluxului de exergie în procesul ireversibil de destindere din turbină are expresia

$$\bar{\Pi}_{irT} = \frac{\dot{\Pi}_{irT}}{KT_{mg}} = \frac{T_0 \dot{S}_{irT}}{KT_{mg}} \quad (27)$$

Relația (27) permite înlocuirea ultimului termen al relației (26) astfel că

$$\frac{1}{\tau} \frac{\theta_0}{1 + \theta_0} \left(1 - \frac{\bar{Q}_g}{\theta_m}\right) = \frac{\bar{Q}_g}{\tau} \frac{1}{1 - \theta_m} + \bar{\Pi}_{irT} \quad (28)$$

Prin artificii matematice succesive se ajunge la exprimarea explicită a diferenței relative de temperatură la condensator θ_0 funcție de diferență relativă de temperatură la generatorul de vapori θ_m , raportul temperaturilor termodinamice τ , pierdere relativă datorită distrugerii fluxului de exergie în procesul ireversibil de destindere din turbină $\bar{\Pi}_{irT}$ și de fluxul de căldură adimensionalizat furnizat de gazele de ardere \bar{Q}_g .

$$\begin{aligned} \frac{\theta_0}{1+\theta_0} &= \frac{\frac{\bar{Q}_g}{\tau} \frac{1}{1-\theta_m} + \bar{\Pi}_{ir}}{\frac{1}{\tau} \left(1 - \frac{\bar{Q}_g}{\theta_m}\right)} \rightarrow \\ \frac{1}{\theta_0} + 1 &= \frac{\frac{\bar{Q}_g}{\tau} \frac{1}{1-\theta_m} + \bar{\Pi}_{ir}}{\frac{1}{\tau} \left(1 - \frac{\bar{Q}_g}{\theta_m}\right)} \rightarrow \\ \frac{1}{\theta_0} &= \frac{\frac{1}{\tau} \left(1 - \frac{\bar{Q}_g}{\theta_m}\right)}{\frac{\bar{Q}_g}{\tau} \frac{1}{1-\theta_m} + \bar{\Pi}_{ir}} - 1 \rightarrow \\ \theta_0 &= \frac{1}{\frac{\frac{1}{\tau} \left(1 - \frac{\bar{Q}_g}{\theta_m}\right)}{\frac{\bar{Q}_g}{\tau} \frac{1}{1-\theta_m} + \bar{\Pi}_{ir}} - 1} \end{aligned} \quad (29)$$

Pe de altă parte, randamentul intern al turbinei se exprimă:

$$\begin{aligned} \eta_T &= \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_{2s}} = \frac{w_T}{w_{T_s}} = \frac{\dot{m} w_T}{\dot{m} w_{T_s}} \\ \eta_T &= \frac{\dot{W}_T}{\dot{W}_{T_s}} = \frac{\dot{W}_T - \dot{\Pi}_{ir}}{\dot{W}_{T_s}} = 1 - \frac{\dot{\Pi}_{ir}}{\dot{W}_{T_s}} \end{aligned} \quad (30)$$

dar $\dot{\Pi}_{ir} = \dot{m} \pi_{ir}$ unde

$$\pi_{ir} = w_{T_s} - w_T = h_2 - h_{2s} \quad (31)$$

Punctele 2 și 2_s definesc stări bifazice de echilibru lichid saturat - vapori saturați uscați pentru agentul termodinamic apă, fapt care permite exprimarea parametrilor specifici ai acestora față de parametrii specifici ai fazelor componente:

$$h_2 = h_3 + x_2 r_c; \quad h_{2s} = h_3 + x_{2s} r_c \quad (32)$$

astfel încât relația (31) devine:

$$\begin{aligned} \pi_{ir} &= h_2 - h_{2s} = h_3 + x_2 r_c - (h_3 + x_{2s} r_c) \\ \pi_{ir} &= (x_2 - x_{2s}) r_c \end{aligned} \quad (33)$$

De asemenea din aceleași motive se exprimă:

$$s_2 = s_3 + x_2 \frac{r_c}{T_c}; \quad s_{2s} = s_3 + x_{2s} \frac{r_c}{T_c} \quad (34)$$

expresii care prin scădere și prelucrare matematică conduc la exprimarea pierderilor specifice în turbină funcție de temperatura de condensare T_c și diferența specifică de entropie în turbină Δs_{ir} :

$$(x_2 - x_{2s}) r_c = T_c s_2 - s_{2s} = T_c \Delta s_{ir} = \pi_{ir} \quad (35)$$

și prin urmare relația (33), ținând seama și de relațiile (17) și (18) devine:

$$\begin{aligned} \dot{\Pi}_{ir} &= \dot{m} \pi_{ir} = \dot{m} T_c \Delta s_{ir} = T_c \dot{S}_{ir} \\ \dot{\Pi}_{ir} &= (T_0 + \Delta T_0) \dot{S}_{ir} = T_0 (1 + \theta_0) \dot{S}_{ir} \end{aligned} \quad (36)$$

Randamentul intern al turbinei relația (30) completat cu expresia pierderilor în turbină precizată de relația (36) ia forma:

$$\begin{aligned} \eta_T &= 1 - \frac{\dot{\Pi}_{ir}}{\dot{W}_T} = 1 - \frac{T_0 (1 + \theta_0) \dot{S}_{ir}}{\dot{W}_T} \\ \eta_T &= 1 - \eta_T \frac{T_0 (1 + \theta_0) \dot{S}_{ir}}{\dot{W}_T} \end{aligned} \quad (37)$$

relația care permite extragerea fluxului de entropie generat în turbină \dot{S}_{ir} :

$$\begin{aligned} \frac{1 - \eta_T}{\eta_T} &= T_0 \frac{(1 + \theta_0) \dot{S}_{ir}}{\dot{W}_T} \rightarrow \\ \dot{S}_{ir} &= \frac{1}{T_0} \frac{\dot{W}_T}{1 + \theta_0} \frac{1 - \eta_T}{\eta_T} \end{aligned} \quad (38)$$

care înlocuit în relația (36) definește fluxul de exergie pierdut în turbină:

$$\dot{\Pi}_{ir} = T_0 (1 + \theta_0) \dot{S}_{ir} = \frac{1 - \eta_T}{\eta_T} \frac{\dot{W}_T}{1 + \theta_0} \quad (39)$$

care adimensionalizat prin raportare la KT_{mg} devine:

$$\begin{aligned} \bar{\Pi}_{ir} &= \frac{\dot{\Pi}_{ir}}{KT_{mg}} = \frac{1 - \eta_T}{\eta_T} \frac{\dot{W}_T}{KT_{mg}} \frac{1}{1 + \theta_0} \\ \bar{\Pi}_{ir} &= \frac{1 - \eta_T}{\eta_T} \frac{\bar{W}_T}{1 + \theta_0} \end{aligned} \quad (40)$$

Cu ultimele precizări și după înlocuirea puterii relative dezvoltate de turbină precizată de relația (24) în relația (29) se obține:

$$\begin{aligned} \theta_0 &= \frac{1}{1 - \frac{\frac{\bar{Q}_g}{\tau} \frac{1}{1-\theta_m} + \frac{1-\eta_T}{\eta_T} \left[\frac{\tau}{1+\theta_0} \frac{\bar{Q}_g}{1-\frac{\bar{Q}_g}{\theta_m}} - \frac{\theta_0}{1+\theta_0} \right]} - 1} \end{aligned} \quad (41)$$

Așa cum se poate observa relația (41) este o relație implicită în θ_0 și θ_m adică având drept parametri diferențele de temperatură relative la condensator respectiv la generatorul de abur. Rezolvarea numerică a relației furnizează perechi de valori ale diferențele de temperatură θ_0^{opt} , θ_m^{opt} pentru care relația este valabilă. Pentru aceste valori se determină funcția putere dezvoltată de turbină (24) iar valoarea maximă obținută devine \bar{W}_T^{max} și ca atare implicit se pot determina randamentul termic maxim al instalației:

$$\eta_i^{\max} = \frac{\bar{W}_T^{\max}}{\bar{Q}_g} = \frac{\bar{W}_T^{\max}}{\bar{S}_g} = 1 - \frac{1}{\bar{S}_g} \left(1 - \frac{\bar{S}_g}{\theta_m^{\text{opt}}} \right)$$

$$\eta_i^{\max} = 1 - \left(\frac{1}{\bar{S}_g} - \frac{1}{\theta_m^{\text{opt}}} \right) \frac{\theta_m^{\text{opt}}}{\tau} \quad (42)$$

precum și randamentul exergetic maxim:

$$\eta_{ex}^{\max} = \frac{\eta_i^{\max}}{\eta_c} = \frac{1 - \left(\frac{1}{\bar{Q}_g} - \frac{1}{\theta_m^{\text{opt}}} \right) \frac{\theta_m^{\text{opt}}}{\tau}}{1 - \frac{1}{\tau}} \quad (43)$$

De asemenea cunoscând θ_m^{opt} se pot determina conductanțele optime adimensionalizate la generatorul de abur, respectiv la condensator:

$$\bar{K}_g^{\text{opt}} = \frac{\bar{Q}_g}{\theta_m^{\text{opt}}}; \quad \bar{K}_0^{\text{opt}} = 1 - \bar{K}_g^{\text{opt}} \quad (44)$$

și pierderile exergetice relative în turbină:

$$\bar{\pi}_{ir_T}^{\text{opt}} = \frac{\bar{\Pi}_{ir_T}^{\text{opt}}}{\bar{W}_{\max c}} 100 [\%] \quad \text{unde} \quad (45)$$

$$\bar{\Pi}_{ir_T}^{\text{opt}} = \frac{1 - \eta_T}{\eta_T} \frac{\bar{W}_T^{\max}}{1 + \theta_0^{\text{opt}}} \bar{W}_{\max c} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{mg}} \right) \bar{Q}_g$$

La generatorul de abur, în condiții optime, pierderile exergetice relative datorită diferenței de temperatură finită se determină cu relația:

$$\bar{\pi}_{\Delta T_g}^{\text{opt}} = \frac{\bar{\Pi}_{\Delta T_g}^{\text{opt}}}{\bar{W}_{\max c}} 100 [\%] \quad (46)$$

$$\text{unde:} \quad \bar{\Pi}_{\Delta T_g}^{\text{opt}} = T_0 \left(\frac{1}{T_m^{\text{opt}}} - \frac{1}{T_{mg}} \right) \bar{Q}_g$$

$$\text{și} \quad T_m^{\text{opt}} = T_{mg} (1 - \theta_m^{\text{opt}})$$

La condensator pierderile datorită diferenței de temperatură finită sunt:

$$\bar{\pi}_{\Delta T_0}^{\text{opt}} = \frac{\bar{\Pi}_{\Delta T_0}^{\text{opt}}}{\bar{W}_{\max c}} 100 [\%] \quad (47)$$

$$\text{unde} \quad \bar{\Pi}_{\Delta T_0}^{\text{opt}} = T_0 \left(\frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_c^{\text{opt}}} \right) \bar{Q}_0$$

$$\text{și} \quad T_c^{\text{opt}} = T_0 (1 - \theta_0^{\text{opt}})$$

Pentru precizarea parametrilor aburului (fig. 1) se observă că:

$$T_m = \frac{h_1 - h_3}{s_1 - s_3} \cong \frac{h_1 - h_3}{s_1 - s_3}$$

$$T_m = \frac{h_1 - h_5 + h_5 - h_4 + h_4 - h_3}{s_1 - s_5 + s_5 - s_4 + s_4 - s_3} \quad (48)$$

Considerând o evoluție ideală a apei în zona vaporilor supraîncălziți și independența capacității calorice specifice a apei lichide de temperatură se poate scrie:

$$h_1 - h_5 = c_p (T_1 - T_v); \quad s_1 - s_5 = c_p \ln \frac{T_1}{T_v};$$

$$h_4 - h_3 = c_l (T_v - T_c); \quad s_4 - s_3 = c_l \ln \frac{T_v}{T_c} \quad (49)$$

astfel că ținând seama de relația (1) și notând cu $\bar{c} = c_p/c_l$ se obține:

$$T_m = \frac{\bar{c} T_1 \left(1 - \frac{T_v}{T_1} \right) + \frac{a - b T_v}{c_l} + T_c \left(\frac{T_v}{T_c} - 1 \right)}{\bar{c} \ln \frac{T_1}{T_v} + \frac{a - b T_v}{c_l T_v} + \ln \frac{T_v}{T_c}} \quad (50)$$

Relația se rezolvă numeric impunând o valoare pentru temperatura de supraîncălzire a vaporilor T_1 , obținându-se astfel temperatura de vaporizare a apei în generatorul de abur T_v și ca atare, din literatura de specialitate, și presiunea de vaporizare $p_v = f(T_v)$.

Se poate determina și debitul optim de abur produs de instalație:

$$\dot{m}_{opt} = \frac{\dot{Q}_g}{q} \quad [\text{kg/s}] \quad (51)$$

$$\text{unde} \quad q = h_1 - h_3 \cong h_1 - h_3 \quad (52)$$

în urma determinării parametrilor aburului și ținându-se seama de (48), (49) se obține:

$$q = c_p (T_1 - T_v) + r_v + c_l (T_v - T_c)$$

$$q = c_l \left[\bar{c} (T_1 - T_v) + \frac{a - b T_v}{c_l} + (T_v - T_c) \right] \quad (53)$$

4. EXEMPLU NUMERIC

Exemplul analizat vizează determinarea diferențelor de temperatură optime având drept criteriu de optimizare maximizarea puterii produse în ciclul real al unei instalații de turbină cu abur care funcționează după un ciclu Rankine cu sarcina $\dot{Q}_g = 200$ kW, care utilizează drept sursă caldă energia termică a gazelor de ardere cu temperatura de intrare $t_{g1} = 300$ °C, temperatura de ieșire $t_{g2} = 80$ °C. Conductanța totală (a vaporizatorului și condensatorului) $K = 25$ kW/K; și temperatura mediului ambiant $t_0 = 17$ °C. Având în vedere consumurile mici de putere la comprimarea lichidului, acestea sunt neglijate.

Pe baza considerațiilor teoretice prezentate mai sus s-a realizat un program computerizat care a permis determinarea schimburilor de energie funcție de diferența de temperatură la vaporizator și identificarea regimului optim de funcționare ($\Delta T_m^{\text{opt}} = 11$ K). (fig. 2a). Se mai determină diferența de temperatură optimă la condensator ($\Delta T_0^{\text{opt}} = 11,12$ K) (fig. 2b), conductanța optimă a generatorului de vaporii

($K_g^{opt} = 13,24 \text{ kW/K}$), conductanța optimă a condensatorului ($K_c^{opt} = 11,76 \text{ kW/K}$),

Se constată că, în condițiile date, pierderile exergetice datorită ireversibilităților conduc, pentru atingerea regimului optim, la un dezechilibru ușor al echipartiției conductanțelor termice la generatorul de vapori, respectiv la condensator.

De asemenea se mai poate constata că, în cazul analizat, creșterea rezonabilă (5–20 K) a diferenței de temperatură la generator față de valoarea optimă nu afectează decisiv performanțele ciclului, pe când scăderea sub 10 K a diferenței de temperatură la generatorul de vapori implică prăbușirea acestora. Același lucru se mai poate constata și din analiza diagramei din fig. 2c în care se prezintă sintetic performanțele energetice și exergetice ale instalației de turbină cu abur.

În ceea ce privește dependența de variația diferenței de temperatură la generatorul de vapori ΔT_m a pierderilor exergetice relative, din fig. 2d se poate constata că, pentru domeniul analizat, pierderile de exergie în procesul de destindere în turbină sunt preponderente și au o tendință de creștere ușoară, cele datorate diferenței de temperatură la generatorul de vapori scad ușor cu ΔT_m iar cele datorate diferenței de temperatură la condensator scad cu ΔT_m .

Pe baza valorilor calculate ale instalației de turbină cu abur, în figura 3 este reprezentat bilanțul energetic – exergetic al acestui ciclu funcționând în condițiile optime determinate. Bilanțul este completat și cu valorile puterilor disipate prin ireversibilitate cu excepția celor datorate comprimării lichidului, care sunt neglijate.

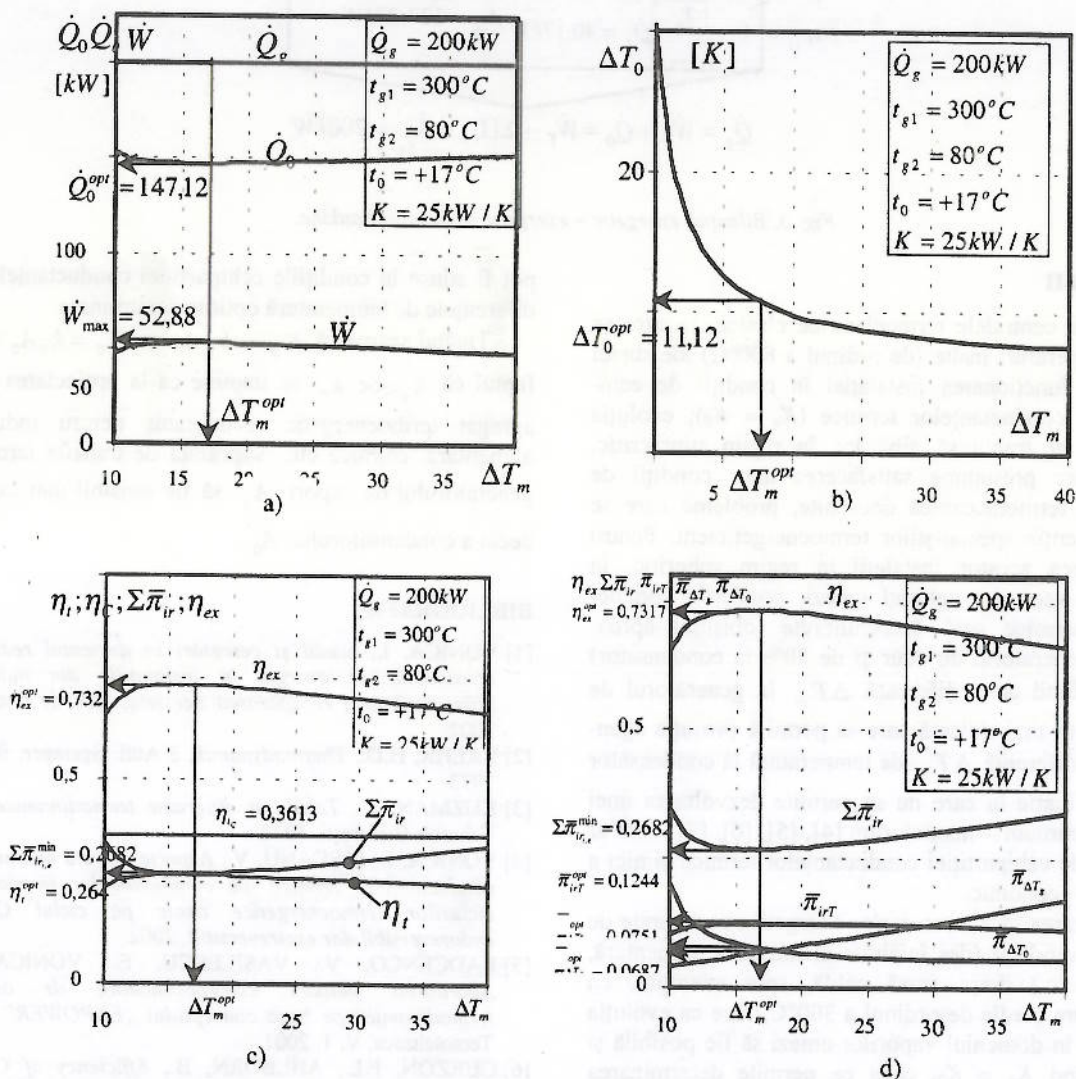


Fig. 2. Reprezentarea performanțelor energetice și exergetice ale ciclului termoeenergetic real utilizând resurse termice de potențial mediu:

- a) schimburile de energie cu mediul; b) diferențele de temperatură optime la schimbătoarele de căldură;
- c) coeficienții de performanță energetici și exergetici; d) pierderile de exergie datorată ireversibilităților.

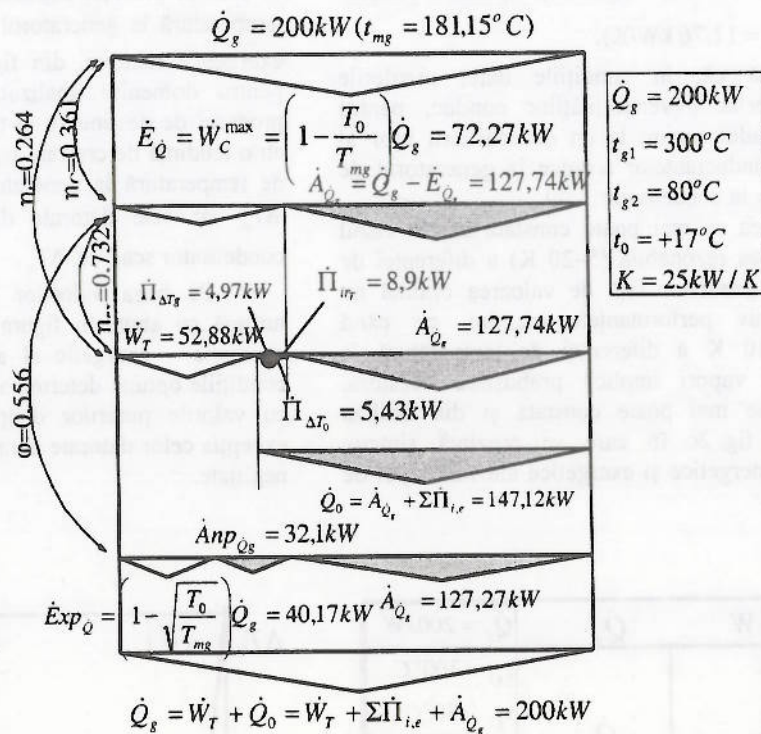


Fig. 3. Bilanțul energetic – exergetic al ciclului Rankine.

CONCLUZII

Pentru centralele termoelectrice clasice, la care se ating temperaturi înalte (de ordinul a 800°C) ale sursei calde, la funcționarea instalației în condiții de echipartitie a conductanțelor termice ($K_g = K_0$), evoluția agentului ar trebui să aibă loc în regim supracritic, aspect care presupune satisfacerea unor condiții de rezistență termomecanică deosebite, problemă care se află în atenția specialiștilor termoeenergeticieni. Pentru funcționarea acestor instalații în regim subcritic, în domeniul vaporilor saturați umezi, ponderile conductanțelor termice sunt dezechilibrate (obișnuit aprox. 20% la generatorul de abur și de 80% la condensator) asociate fiind cu o diferență ΔT_m la generatorul de vapori mult mai ridicată care să permită evoluția agentului și o diferență ΔT_0 de temperatură la condensator redusă, situație în care nu se permite dezvoltarea unei puteri maximum – maximorum [4], [5], [6], [7] care ar corespunde echipartiției conductanțelor termice și nici a regimului economic.

Utilizarea însă a resurselor energetice recuperate de potențial moderat (des întâlnite în industria alimentară, chimică etc.) drept sursă caldă, spre exemplu, cu temperatura medie de ordinul a 300°C , face ca evoluția agentului în domeniul vaporilor umezi să fie posibilă și atunci când $K_g = K_0$, ceea ce permite determinarea punctelor de funcționare economice și a parametrilor optimi în aceste condiții. Simulările confirmă concluziile din [4] și anume că punctele de funcționare optime

pot fi atinse în condițiile echipartiției conductanțelor la diferențele de temperatură optime determinate.

Ținând seama că $K_g = k_g A_g$ și $K_0 = k_0 A_0$ și de faptul că $k_g \ll k_0$ se impune ca la proiectarea unui agregat termoeenergetic recuperator pentru industria alimentară, chimică etc., suprafața de transfer termic a generatorului de vapori A_g să fie sensibil mai extinsă decât a condensatorului A_0 .

BIBLIOGRAFIE

- [1] VONICA, I., *Studii și cercetări în domeniul reducerii consumului de energie în instalațiile din industria alimentară prin recuperarea acesteia*, teză de doctorat, 2002.
- [2] BAEHR, H.D., *Thermodynamik*, 2 Aufl. Springer, Berlin, 1973.
- [3] KUZMAN, R., *Tabele și diagrame termodinamice*, Ed. Tehnică, București, 1978.
- [4] VONICA, I., JĂȘCANU, V., *Aspecte privind optimizarea conductanțelor termice ale conductanțelor termice ale ciclurilor termoeenergetice axate pe ciclul Carnot endoreversibil dar exoierversibil*, 2002.
- [5] RADCENCO, V., VASILESCU, E., VONICA, I., *Abordarea metodei exergoeconomice de analiză termodinamică pe baza conceptului „EXPOWER”*. Rev. Temotehnica, V, 1, 2001.
- [6] CURZON, F.L., AHLBORN, B., *Efficiency of Carnot Engine of Maximum Power – Output*, AJP 43, 1975.
- [7] GORDON, J.M., *Observations of Efficiency of Heat Engines Operating at Maximum Power*, Am. J. Phys. Vol. 58 (4) 1990.