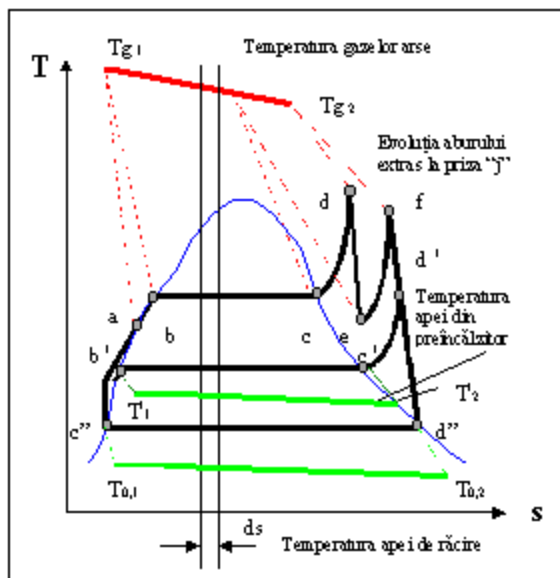


1. Introducere

Pentru a realiza o exploatare eficientă a centralelor termoelectrice – cu randamente mari și consumuri minime (și, implicit, cu costuri minime) – este necesară cunoașterea parametrilor de funcționare în fiecare moment. Unele mărimi (presiuni, temperaturi, debite) se obțin prin simpla lor măsurare, celelalte (călduri, puteri, randamente) trebuind să fie determinate prin calcul. Aici apare problema calității modelului matematic utilizat. Cu cât rezultatele calculului se apropie mai mult de fenomenele reale pe care le simulează, cu atât mai mult deciziile luate sunt cele corecte și conduc la o exploatare eficientă.

Lucrarea propune metode noi de analiză și calcul ale ciclului Rankine bazate pe elemente de termodinamică în timp finit. Modelarea fenomenelor termodinamice din fiecare instalație în parte (cazan, turbină, schimbătoare regenerative) s-a făcut luând în considerare ireversibilitatea datorată transferului de căldură (care se face la diferențe finite de temperatură), cât și ireversibilitatea destinderii în turbină. În analiza ciclului termodinamic s-a ținut seama de următorii factori: influența circuitului regenerativ al turbinei, variațiile debitelor de abur de-a lungul instalației și energia furnizată sub formă de căldură diferiților utilizatori.

Metodologia de calcul și programele au fost realizate astfel încât să poată fi folosite în exploatarea grupurilor termoenergetice.



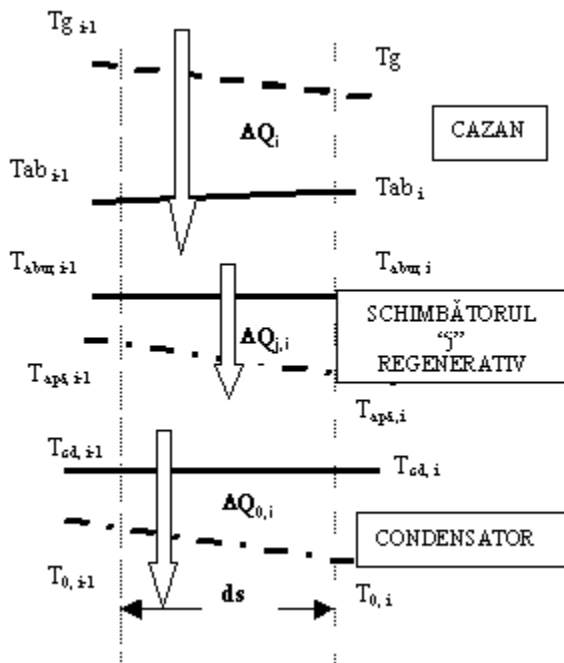
2. Analiza transformărilor termodinamice ale ciclului Rankine

Pentru exemplificarea modelului propus s-a luat în considerare un grup compus dintr-un cazan de tip Tlmace de 525 t/h și o turbină Skoda de 125 MW. Acest grup este prevăzut cu circuit regenerativ al turbinei și reîncălzire intermediară a aburului. Schema transformărilor termodinamice este prezentată în figura 1. Din circuitul regenerativ s-a figurat numai evoluția aburului extras la priză notată generic cu „j”.

Cu excepția proceselor din turbină și pompă (considerate adiabate-ireversibile), toate celelalte evoluții au loc datorită unui proces de transfer de căldură. Noutatea acestui model constă în aceea că se consideră – pentru fiecare proces în parte – diferența finită de temperatură la care se produce fenomenul.

Căldura necesară producerii aburului provine de la gazele arse. În figura 1 este prezentată evoluția temperaturii gazelor arse de-a lungul cazanului, în paralel cu evoluția aburului, observându-se că variația entropiei gazelor arse nu este identică cu variația entropiei aburului. Forma și corespondența celor două curbe se definesc funcție de geometria reală a fiecărei instalații în parte.

Pentru a defini matematic schimbul de căldură se utilizează schema din figura 2.



Pentru un segment elementar „i” de lungime ds temperaturile gazelor arse sunt $T_{g,i-1}$ și $T_{g,i}$ și temperaturile aburului Tab_{i-1} , respectiv Tab_i . Cu aceste notații, schimbul de căldură se poate defini astfel:

$$\Delta Q_i = K_{gc} \Delta A_v (T_{g_m} - T_{ab_m}) \quad (1)$$

în care temperaturile medii ale gazelor T_{g_m} și respectiv ale aburului T_{ab_m} sunt:

$$T_{g_m} = (T_{g,i-1} + T_{g,i})/2 \quad (2)$$

$$T_{ab_m} = (T_{ab,i-1} + T_{ab,i})/2 \quad (3)$$

Cu K_{gv} s-a notat coeficientul global de schimb de căldură (indicii au următoarea semnificație: v – vaporizator, s1 – supraîncălzitorul principal, s2 – supraîncălzitorul intermediar, j – schimbătorul regenerativ „j”).

Schimbul de căldură se referă numai la un anumit segment notat cu „i”, fizic corespunzător pe cazan unei zone în care evoluția temperaturii gazelor și aburului este similară cu cea definită mai sus. Problema o constituie modul în care se definește elementul de arie de schimb de căldură. Pentru aceasta s-a considerat, ca exemplu, că din suprafața totală de schimb de căldură a vaporizatorului corespunde o arie pentru segmentul „i” egală cu:

$$\Delta A_v = A / n_v \quad (4)$$

unde n_v este numărul de intervale în care s-a împărțit procesul de vaporizare „a-c-d” (figura 1) și A_v – suprafața de schimb de căldură a vaporizatorului.

Analog s-a procedat pentru supraîncălzitoare.

Căldura preluată de abur pe segmentul „i” este:

$$\Delta Q_{ab_i} = m (h_i - h_{i-1}) \quad (5)$$

Variația de entropie a gazelor arse pe segmentul „i” rezultă din formula:

$$\Delta S_{g_i} = \Delta Q_i / T_{mg} \quad (6)$$

Variația de entropie a aburului pe segmentul „i” este dată de relația:

$$\Delta S_{ab_i} = \Delta Q_{ab_i} / T_{mab} \quad (7)$$

Cantitatea de căldură primită de abur de la gazele arse pe porțiunea „a-b-c-d-e-f” (practic căldura schimbată de agent cu sursa caldă) este dată de:

$$Q_1 = \sum_{i=1}^n \Delta Q_i \quad (n = n_v + n_{s1} + n_{s2}) \quad (8)$$

Căldura primită efectiv de abur rezultă din relația:

$$Q_{1p} = \sum_{i=1}^n \Delta Q_{ab_i} \quad (9)$$

Din datele disponibile din proces se poate determina Q_{1p} și – prin comparație cu Q_1 – se pot ajusta coeficienții globali de schimb de căldură.

Variația totală de entropie pe porțiunea respectivă este dată de ecuația:

$$S_1 = \sum_{i=1}^n \Delta S_{ab_i} \quad (10)$$

2.2. Modelarea interacțiunii cu sursa rece

Aburul cedează căldură apei de răcire în condensator, în figura 2 fiind prezentată schema variației temperaturilor pentru această situație.

Căldura cedată de abur apei de răcire (pe segmentul „i”) este dată de relația:

$$\Delta Q_{0i} = K_{g_{0cd}} \Delta A_{0cd} (T_{m_{0cd}} - T_{m_0}) \quad (11)$$

unde:

$K_{g_{0cd}}$ - coeficientul global de schimb de căldură;

$\Delta A_{0cd} = A_{0cd} / n_{0cd}$ - porțiunea de arie de schimb de căldură pentru segmentul “i”;

$$T_{m_{0cd}} = (T_{0cdi} + T_{0cdi-1}) / 2 \quad (12)$$

$$T_{m_0} = (T_{0i} + T_{0i-1}) / 2 \quad (13)$$

Variația de entropie a condensului este:

$$\Delta S_{0i} = \Delta Q_{0i} / T_{m_{0cd}} \quad (14)$$

Căldura totală preluată de apa de răcire (cedată sursei reci) apare din relația:

$$Q_0 = \sum_{i=1}^n \Delta Q_{0i} \quad (15)$$

Variația de entropie este dictată de formula:

$$S_0 = \sum_{i=1}^n \Delta S_{0i} \quad (16)$$

2.3. Modelarea evoluției aburului extras de la priza „j”

Aburul extras din priză cedează căldură în schimbătorul regenerativ pentru preîncălzirea apei de alimentare. În figura 2 este prezentată schema variației temperaturilor pentru această situație.

Căldura cedată de abur apei de răcire pe segmentul „i” rezultă din relația:

$$\Delta Q_{ji} = K_{g_{ji}} \Delta A_{ji} (T_{m_{aburji}} - T_{m_{apa ji}}) \quad (17)$$

unde:

$K_{g_{ji}}$ - coeficientul global de schimb de căldură;

$\Delta A_{ji} = A_j / n_j$ - porțiunea de arie de schimb de căldură pentru segmentul “i”;

$$T_{m_{aburji}} = (T_{aburji} + T_{aburji-1}) / 2 \quad (18)$$

$$T_{m_{apa ji}} = (T_{apa ji} + T_{apa ji-1}) / 2 \quad (19)$$

Căldura totală preluată de apa de alimentare de la aburul din priza „j” este dată de relația:

$$Q_{apaj} = D_{m\ apa} (h_{j2} - h_{j1}) \quad (20)$$

Variația de entropie a condensului pe segmentul ds rezultă din:

$$\Delta S_{j,i} = \Delta Q_{j,i} / T_{m_{aburj\ I}} \quad (21)$$

Căldura totală cedată apei prin priza „j” este:

$$Q_j = \sum_{i=1}^n \Delta Q_{j,i} \quad (22)$$

Între cele două călduri există o diferență care se datorează preîncălzitorului regenerativ. În aceste condiții, variația de entropie devine:

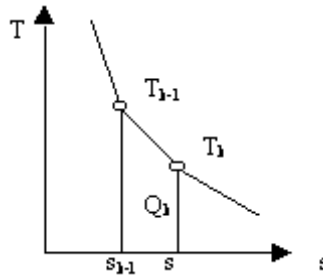
$$S_j = \sum_{i=1}^n \Delta S_{j,i} \quad (23)$$

2.4. Modelarea destinderii ireversibile în turbină

Procesul de destindere în turbină este un proces de destindere ireversibil, care poate fi descris suficient de bine valorificând informațiile obținute de la prizele turbinei. În timpul destinderii, datorită proceselor ireversibile de frecare, o parte din energia aburului se transformă în căldură, ceea ce face ca entalpia aburului la ieșirea din turbină să fie mai mare decât entalpia unui proces adiabat reversibil.

Căldura dezvoltată în timpul acestui proces ireversibil este o căldură degradată, care nu poate produce energie mecanică. Conform principiului întâi al termodinamicii, sursa acestei călduri o reprezintă o parte din energia inițială a aburului care intră în turbină (parte care suferă transformări ireversibile și de care trebuie să se țină seama la aprecierea corectă a puterii rezultate în turbină).

În figura 3 este prezentat un segment al destinderii reale a aburului în turbină.



Căldura produsă pe această porțiune datorită transformărilor ireversibile se poate determina astfel:

$$Q_{ir,turbina} = \int_{i-e,i-d''} T ds \quad (24)$$

Dacă procesul poate fi considerat liniar pentru un segment k-1,k, atunci relația devine:

$$Q_k = (T_{k-1} + T_k) * (s_k - s_{k-1}) / 2 \quad (25)$$

În aceste condiții, variația de entropie pe această porțiune este:

$$S_k = s_k - s_{k-1} \quad (26)$$

3. Analiza ciclului Rankine

Funcționarea instalațiilor de producere a energiei electrice trebuie tratată în ansamblu, ținând cont de fenomenele care apar la interacțiunea tuturor părților. Pentru analiza proceselor termodinamice ale ciclului Rankine s-au utilizat următoarele ecuații:

– ecuația de bilanț energetic:

– ecuația de bilanț entropic:

Pentru sursa caldă (gazele de ardere) s-a considerat o variație linară de temperatură de la 1300 °C până la 660 °C (ieșire din supraîncălzitor).

Sursa rece s-a considerat tot liniară, cu o variație de temperatură cuprinsă în domeniul 24 ÷ 34 °C.

Parametrii aburului la intrarea în turbină (presiune și temperatură) sunt 145 bar și 535 °C, iar la condensator 0,035 bar și 38 °C. Supraîncălzirea intermediară are loc în domeniul 37 ÷ 33 bar și 336 ÷ 530 °C.

Pe baza modelului matematic prezentat mai sus s-a realizat o versiune modificată a programului APAB (numită APAB_Finit) cu care s-a făcut analiza ciclului.

Datorită complexității proceselor precum și a variației debitului de apă/abur pe diferitele porțiuni ale ciclului, calculele s-au făcut în paralel, atât prin metoda clasică, cât și utilizând termodinamica în timp finit.

Ca o primă și importantă constatare este faptul că performanțele instalației – calculate prin cele două metode – prezintă diferențe clare, cu toate că sursa caldă este comparabilă ca valoare în ambele cazuri:

Q1 sursa caldă (clasic / termodinamica în timp finit): 373,12 MW / 371,23 MW;
Putere termodinamică (clasic / termodinamica în timp finit): 133,156 MW / 122,446 MW;
Randament: 35,68% / 32,98%.

Căldura schimbată între gazele arse și abur – pe diferitele segmente ale ciclului – este prezentată în figura 4.

Se constată că energia transmisă prin schimb de căldură către abur este mai mare decât energia primită de agentul termic. Utilizând un sistem de monitorizare în timp real (RTMS) și având o unitate de analiză a fenomenelor termodinamice în timp finit, se pot obține informații precise despre

randamentele de transfer pentru fiecare porțiune a cazanului în parte, determinându-se coeficienții de transfer și pierderile.

O consecință importantă a utilizării metodelor termodinamice în timp finit constă în cunoașterea în permanență a coeficienților globali de schimb de căldură – în fiecare moment – în diversele puncte ale instalației. Coeficienții de transfer termic sunt puternic influențați de regimul de curgere, astfel că la sarcini parțiale aceștia se modifică semnificativ.

În acest context s-a realizat un experiment numeric, încercând să se pună în evidență modificarea coeficienților globali de transfer termic pentru schimbătoarele de căldură din circuitul regenerativ al turbinei. Ca ipoteze de lucru s-au păstrat constante: puterea furnizată de instalație, debitul și temperatura finală a apei de alimentare, debitele de abur livrat pentru alte utilizări decât pentru producerea energiei electrice.

Ca variabile s-au considerat debitele de abur extrase la cele 6 prize ale turbinei. Priza 4 a fost considerată închisă. În figurile 5 și 6 sunt prezentate debitele extrase pe prize și coeficienții globali de schimb de căldură. În primul caz (figura 5), încălzirea apei de alimentare se face mai mult în a doua parte a circuitului regenerativ, debitele pe prizele 3 și 5 fiind mari (inclusiv coeficienții globali de transfer de căldură).

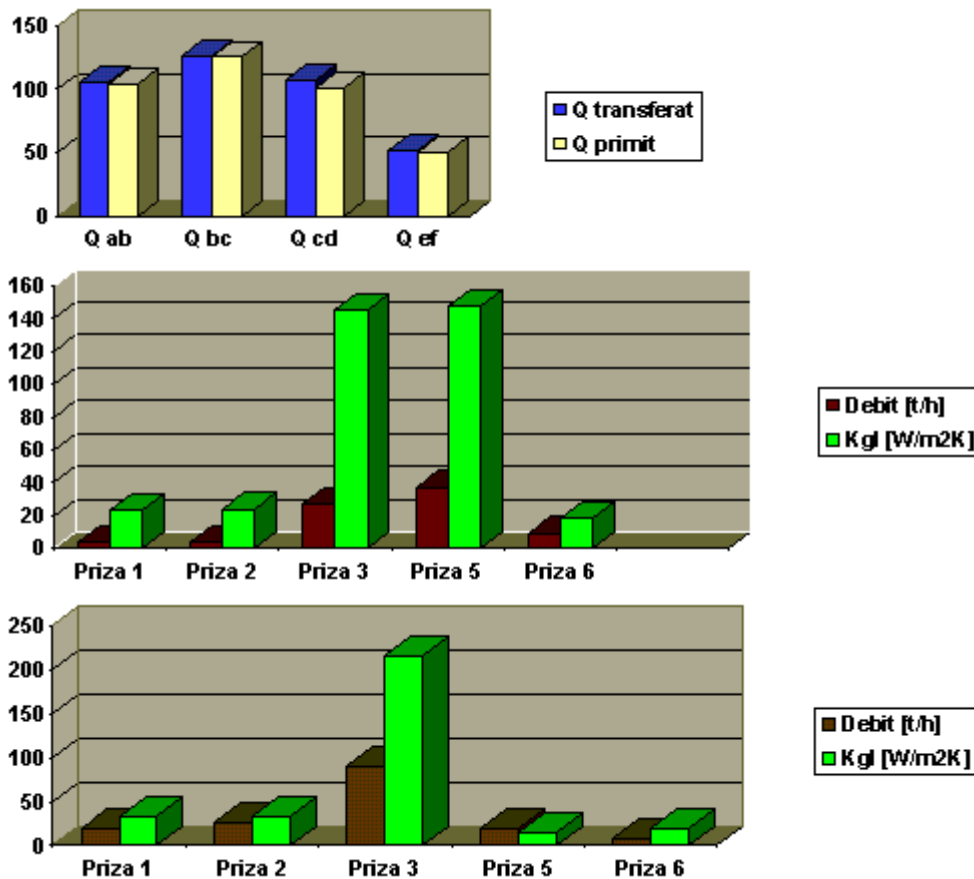


Figura 6 prezintă încălzirea suplimentară a apei în prima parte a circuitului, extrăgându-se mai mult abur la prizele 1 și 2.

În acest context, debitul de abur extras pe priza 5 a scăzut, dar se observă o scădere pronunțată și a coeficientului global de schimb de căldură al preîncălzitorului corespunzător.

Se remarcă existența unei corelații între valorile debitelor extrase și coeficienții globali de schimb de căldură. Debite mari înseamnă și viteze mari de curgere, ceea ce conduce la o intensificare a schimbului de căldură.

4. Concluzii

Metoda de analiză termodinamică în timp finit aduce un plus de informație despre desfășurarea fenomenelor din instalațiile termoelectrice. Ea permite realizarea unei legături – ce poate fi exprimată matematic – între energia gazelor arse și abur, dar și între condens și apa de răcire. Tot atât de important este faptul că acest model înglobează geometria schimbului de căldură, direcțiile de curgere și mărimea suprafețelor. Aceste informații sunt foarte utile în timpul exploatarei, permițând luarea unor decizii rapide și corecte.

Modelul poate analiza influențe care până acum nu puteau fi evidențiate: influența variației temperaturii de-a lungul cazanului, influența variației temperaturii apei de răcire, influența variației coeficienților globali de schimb de căldură precum și modificarea acestora atunci când instalația este exploatată la sarcini parțiale.

Programele necesare analizei termodinamice în timp finit sunt laborioase și necesită un volum considerabil de date culese din instalație.

Introducerea manuală a datelor poate constitui un dezavantaj major atunci când este necesar un timp de răspuns mic. Utilizarea unui sistem automat de achiziție de date simplifică mult lucrurile, reducând calculele necesare analizei instalației – pentru valorile parametrilor într-un anumit moment – la circa 15 secunde.

Bibliografie:

- Neacșu, S.; Chiper, L.; Florea, T.: Monitorizarea în timp real a grupurilor termoelectrice cazan-turbină, Conferința Națională de Termotehnică Pitești, vol. I, pag. 271-277, Editura Universității Pitești, mai 1998.
- Goliciu, D.; Simionescu, C.; Săndulescu, I.; Popescu, C.; Predescu, N.; Topolski, S.: Metodologie pentru analiza consumului total de combustibil în centralele termoelectrice RENEL.
- Popa, G.; Leca, A.: Tabele, nomograme și formule termotehnice, vol. I, Editura Tehnică, București, 1987.
- Dobrinescu, D.: Procese de transfer termic și utilaje specifice, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1983.
- Van Wylen, G.; Sonntag, R.; Borgnakke, C.: Fundamentals of Classical Thermodynamics, John Wiley & Sons Inc., New York, 1994.
- Feidt, M.: Thermodynamique et Optimisation Energétique de Systèmes et Procédés, Technique et Documentation (Lavoisier), Paris, 1987.
- Incropera, F.; DeWitt, D.: Fundamentals of Heat and Mass Transfer, John Wiley & Sons Inc., New York, 1990.