

MODELUL NUMERIC AL ANALIZEI EFICIENȚEI INSTALAȚIILOR DE RECUPERARE A CĂLDURII LA BORDUL NAVELOR

T. PANAIT, L. COSTIUC

UNIVERSITATEA „Dunărea de Jos”, Galați

Abstract. The main purpose of the dynamic analysis is to study the behavior of the phase-change heat-exchanger as component of the whole refrigeration system. The matter of modification of the operating conditions has been treated very often in the last few years because the refrigeration systems "on the field" are stressed by changes in temperature regime, pressure mass flow, heat transfer conditions and, especially, by changes of the thermal load. These regards have imposed the approach of the refrigeration systems from the dynamic point of view of the functioning regime. The major advantage brought by this dynamic approach is that it makes possible the designing and the analysis of a refrigeration system before its physical existence and a constructive and functional optimization which can be made with lower costs.

1. INTRODUCERE

Adoptarea unei structuri optime a instalațiilor de recuperare a căldurii reziduale de la bordul navelor de transport sau pasageri presupune aprecierea performanțelor diferitelor variante începând din faza de proiectare.

În acest sens, în lucrare este prezentat un program adecvat pentru realizarea acestui obiectiv. Astfel, pe baza fluxurilor de căldură recuperabilă de la gazele de ardere și de la apa de răcire a cilindrilor motorului principal, se realizează analiza posibilităților de acoperire a necesarului consumatorilor termici din compartimentul de mașini, precum și disponibilul de căldură pentru alimentarea unor turbogeneratoare. Modelul este conceput în concordanță cu principiile optimizării termoeconomice, care conduc la scheme structurale cu pierderi minime de exergie, datorită schimbului de căldură la diferență finită de temperatură [1], [2]. Ca urmare, distribuția de căldură pe consumatorii termici este realizată în concordanță cu nivelul termic al acestora, și opțional, în funcție de sarcina necesară [3].

Modelul numeric al instalației de recuperare a energiei termice realizează evaluarea și analiza posibilităților de recuperare și acoperire a necesarului termic al consumatorilor de la bordul navelor. Ca exemplu concret, programul de simulare a posibilităților de recuperare și acoperire a necesarului termic al consumatorilor s-a conceput și pentru diferite regimuri de lucru (grade de încărcare) ale motorului principal al navei. Au fost considerate ca regimuri de funcționare: regimul maxim de putere (100%), dar și regimurile intermediare de 90%, 80%, 70%, 60%, 50%, și respectiv 25%. Pentru fiecare din aceste regimuri, s-au luat în considerare potențialele termice care se pot recupera, respectiv, debitul de gaze de ardere evacuate la coș, temperatura acestora și debitul de apă de răcire de la cilindrii motorului principal.

Fluxurile de căldură necesare în timpul marșului navei pentru instalațiile și agregatele acesteia au fost

extrase pe baza temperaturii și energiei termice necesare în regim de iarnă și vară pentru 4 grupe de instalații și agregate, respectiv, în total 15 consumatori de energie termică. Acești consumatori sunt: **instalația de aer condiționat, instalația de încălzire a încăperilor, instalațiile de încălzire tancuri din compartimentul de mașini** (5 consumatori): tancul rezervă de combustibil greu al motorului principal, tancul rezervă de combustibil greu caldarină, tancul de decantare combustibil greu, tancul de serviciu pentru combustibilul greu și tancul cu ulei de circulație, **agregatele din compartimentul de mașini** (8 consumatori): preîncălzitoarele finale de combustibil greu, preîncălzitoarele de combustibil greu pentru separator, încălzitoarele de motorină pentru separator, încălzitoarele de apă pentru spălare separator, preîncălzitoarele de ulei pentru separator, tancul de expansiune pentru generatorul Diesel, boiler pentru apă caldă și separatorul de santină.

2. MODELAREA INSTALAȚIEI DE RECUPERARE A CĂLDURII

Structura programului se bazează pe analiza condițiilor de proiectare a instalațiilor de recuperare a căldurii la bordul navelor, astfel încât să se adopte acele variante care permit realizarea unor grade de recuperare cât mai ridicate [4]. S-a considerat, ca variantă de bază, instalația de recuperare a energiei termice din gazele de ardere ale motorului de propulsie cu vaporizarea apei prin expandare în trepte. Această instalație, a cărei schemă este prezentată în fig. 1, asigură valoarea cea mai ridicată a randamentului exergetic și a gradului de recuperare [5], [6].

Principiul de bază al instalației de recuperare cu vaporizare prin expandare în trepte constă în faptul că în cazanul recuperator apa sub presiune este încălzită fără însă să se depășească temperatura de vaporizare, iar aburul se obține prin expandare în afara cazanului. Se poate obține astfel abur la mai multe presiuni, fiecareia

dintre acestea corespunzându-i un expandor. Debitul de abur obținut la presiunea cea mai ridicată poate fi supraîncălzit, dacă temperatura gazelor permite acest lucru. La o astfel de instalație, debitul apei de alimentare a cazanului recuperator poate fi ales în așa fel încât, cu excepția supraîncălzitorului, pe toată lungimea suprafeței de schimb de căldură să se mențină aceeași diferență minimă de temperatură Δt (fig. 2), deci pierderi minime de exergie datorită schimbului de căldură la diferență finită de temperatură. În acest fel, temperatura t_{g3} , respectiv temperatura până la care se pot răci gazele de ardere în cazanul recuperator, va fi determinată de temperatura apei de alimentare t_{a1} cu relația:

$$t_{g3} = t_{a1} + \Delta t \quad (1)$$

Aceasta înseamnă posibilitatea creșterii gradului de recuperare prin scăderea temperaturii finale a gazelor, limita nefiind impusă de temperatura de vaporizare ci doar de valoarea temperaturii punctului de rouă acidă.

Ecuțiile de bilanț energetic ce caracterizează serpentina de încălzire a apei în cazanul recuperator și supraîncălzitorul acestuia au forma:

$$D_a c_a (t_{a2} - t_{a1}) = D_g c_{pg} (t_{g2} - t_{g3}) \quad (2)$$

$$D_{a1} (i_{as} - i_{c''}) = D_g c_{pg} (t_{g1} - t_{g2}) \quad (3)$$

În reprezentarea în coordonate $T-s$ a proceselor de expansiune a apei (vezi fig.3), procesul $a-b$ reprezintă încălzirea izobară a apei în cazanul recuperator, iar procesele $b-c$, $c'-d$, $d'-e$, reprezintă expansiunea apei la trei presiuni diferite p_{a1} , p_{a2} , p_{a3} , corespunzător temperaturilor de saturație T_{s1} , T_{s2} , respectiv T_{s3} .

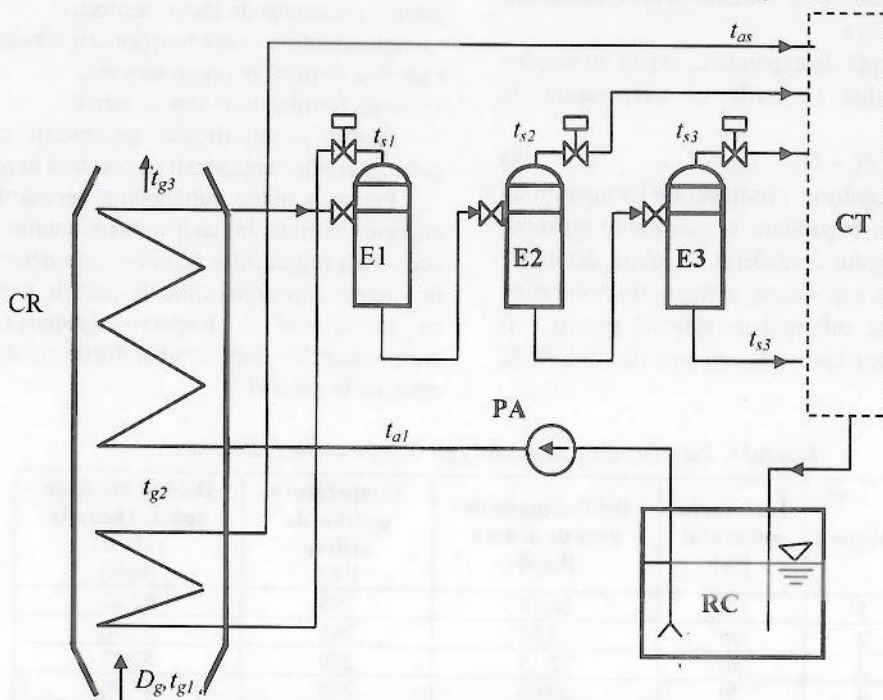


Fig.1. Instalație de recuperare cu vaporizarea apei prin expansiune. CR – caldarină recuperatoare; E1, E2, E3 – expandoare; CT – consumatori termici; RC – rezervor de condens; PA – pompa de alimentare.

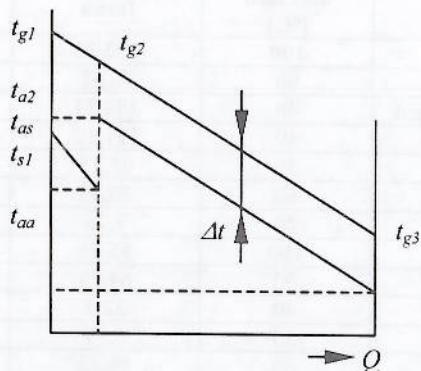


Fig. 2. Diagrama $t-Q$.

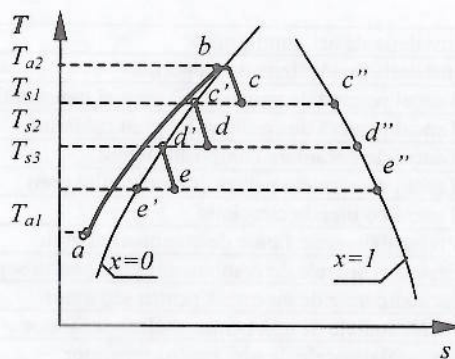


Fig. 3. Procesul de expansiune în trei trepte.

Întrucât, în condiții teoretice expansiunea are loc la entalpie constantă, înseamnă că:

$$i_c = i_b; i_d = i_c; i_e = i_d \quad (4)$$

Dacă debitul masic de apă de alimentare a cazanului recuperator este D_a , atunci cu ajutorul relațiilor (4) și pe baza unor ecuații de bilanț termic pe fiecare expandor, se pot obține debitele de abur rezultate prin expansiune:

$$D_{a1} = D_a \frac{i_c - i_c'}{i_c'' - i_c'} \quad (5)$$

$$D_{a2} = (D_a - D_{a1}) \frac{i_d - i_d'}{i_d'' - i_d'} \quad (6)$$

$$D_{a3} = (D_a - D_{a1} - D_{a2}) \frac{i_e - i_e'}{i_e'' - i_e'} \quad (7)$$

unde $i_c, i_c', i_d, i_d', i_e, i_e'$ sunt entalpiile specifice ale apei și aburului pe curbele de saturație, corespunzătoare presiunilor de expansiune.

După ultima treaptă de expansiune, există un surplus de debit de apă caldă D_{ac} , aflat la temperatura de saturație T_{s3} :

$$D_{ac} = D_a - D_{a1} - D_{a2} - D_{a3} \quad (8)$$

Prin urmare, cu ajutorul instalației de recuperare cu vaporizarea apei prin expansiune la mai multe presiuni, trei presiuni în exemplul considerat, se obțin debite de abur la presiunile de expansiune, precum și un debit de apă la o temperatură suficient de ridicată pentru a fi utilizată la satisfacerea unor consumatori de căldură de la bordul navei.

3. REGIMURILE DE FUNCȚIONARE ȘI CONSUMATORII DE ENERGIE TERMICĂ

Pentru motorul naval de propulsie MAN-Reșița K8SZ 70/150 CLE care echipează nava TK-85000 TDW, considerată ca model experimental, s-au identificat și măsurat următorii parametri de funcționare ai motorului în marș, respectiv: încărcarea motorului [%], debitul de gaze de ardere, temperatura gazelor de ardere la coșul principal, debitul de apă de răcire la cilindrul motorului. Valorile măsurate pentru acești parametri sunt prezentați în *tabelul 1*.

Consumatorii termici identificați la bordul navei sunt evidențiați în cele de mai jos în funcție de instalațiile de care aparțin, respectiv:

Fiecare din consumatori este caracterizat de cel puțin 3 parametri de lucru, respectiv:

- temperatura necesară funcționării corespunzătoare,
- sarcina termică în regim de vară,
- sarcina termică în regim de iarnă.

Pentru exemplificare, parametrii caracteristici ai consumatorilor enumerați se prezintă în *tabelul 2*.

Pentru a putea implementa necesarul de fluxuri de energie termică în cadrul programului de evaluare a acoperirii regimurilor termice, este necesară gruparea și ordonarea consumatorilor de energie termică, prezentați ca în *tabelul 2*, respectiv gruparea și ordonarea consumatorilor după temperaturile necesare de funcționare, ca în *tabelul 3*.

Tabelul 1. Valorile măsurate pentru cele 7 regimuri de funcționare

| Regim | Încărcarea motorului [%] | Debitul masic de gaze de ardere [kg/s] | Temperatura gazelor de ardere [°C] | Debitul masic de apă de răcire la cilindri [kg/s] |
|-------|--------------------------|--|------------------------------------|---|
| 1 | 100 | 26,44 | 295 | 62,22 |
| 2 | 90 | 24,64 | 285 | 57,40 |
| 3 | 80 | 22,15 | 280 | 52,27 |
| 4 | 70 | 20,00 | 280 | 47,90 |
| 5 | 60 | 16,99 | 285 | 43,00 |
| 6 | 50 | 14,47 | 285 | 37,33 |
| 7 | 25 | 9,33 | 260 | 21,00 |

Tabelul 2. Valori ale energiei termice necesare la consumatori și nivelele de temperatură corespunzătoare

| Nr. | Consumatori de energie termică | Temperatura necesară [°C] | Energia termică necesară [kW] | |
|-----|---|---------------------------|-------------------------------|--------|
| | | | Iarna | Vara |
| 1 | Instalația de aer condiționat | 100 | 272,22 | - |
| 2 | Instalația de încălzire a încăperilor | 90 | 76,67 | - |
| 3. | Tancul rezervă de combustibil greu al motorului principal | 40 | 283,34 | 141,12 |
| 4. | Tancul rezervă de combustibil greu caldarină, | 40 | 111,12 | 55,56 |
| 5. | Tancul de decantare combustibil greu, | 50 | 61,11 | 30,56 |
| 6. | Tancul de serviciu pentru combustibilul greu | 60 | 20,83 | 10,56 |
| 7. | Tancul cu ulei de circulație | 40 | 7,78 | 6,67 |
| 8. | Preîncălzitoarele finale de combustibil greu | 100 | 55,56 | 55,56 |
| 9. | Preîncălzitoarele de combustibil greu pentru separator | 90 | 64,73 | 58,34 |
| 10. | Încălzitoarele de motorină pentru separator | 40 | 32,5 | 32,5 |
| 11. | Încălzitoarele de apă pentru spălare separator | 50 | 6,39 | 6,39 |
| 12. | Preîncălzitoarele de ulei pentru separator | 80 | 64,73 | 64,73 |
| 13. | Tancul de expansiune pentru generatorul Diesel | 60 | 6,67 | 6,67 |
| 14. | Boiler pentru apă caldă | 80 | 91,67 | 91,67 |
| 15. | Separatorul de santină | 50 | 6,67 | 6,67 |

Tabelul 3. Valori cumulate ale energiei termice necesare

| Nr. | Nivelul de temperatură necesar la consumatorul de energie termică | Energia termică necesară [kW] | |
|-------|---|-------------------------------|--------|
| | | Iarna | Vara |
| 1. | 100°C | 327,78 | 55,50 |
| 2. | 90°C | 141,39 | 58,34 |
| 3. | 80°C | 156,40 | 156,40 |
| 4. | 60°C | 27,50 | 17,23 |
| 5. | 50°C | 74,17 | 43,62 |
| 6. | 40°C | 434,74 | 235,85 |
| Total | | 1161,98 | 566,94 |

4. MODELAREA NUMERICĂ

Programul de simulare a analizei performanței instalației de recuperare cuprinde un program principal, în care se efectuează analiza efectivă a ciclului termodinamic și analiza performanței instalației de recuperare și o bibliotecă de proprietăți ale agentului termic, care conține modelarea proprietăților termodinamice pentru apă și abur, adică pentru lichid saturat și vapori saturați. Programul de evaluare a acoperirii regimurilor termice ale consumatorilor de pe navă, numit REC_TERMO [7], este conceput considerându-se:

- modelul matematic al schimbătorului de căldură gaze arse-apă,
- modelul matematic al expanderului de lichid,
- modelele matematice ale consumatorilor termici.

În program se consideră ca fiind variabile cu temperatura și presiunea toate proprietățile termodinamice și termofizice ale apei și aburului conform standardului IFC-68 (International Formulation Committee, Formulation for Scientific and Industrial Use), dar și modele numerice ale proprietăților termodinamice de mare precizie obținute de colectiv, care au fost incluse într-o bibliotecă de programe care include mai mulți agenți.

Această abordare a permis rafinarea și evaluarea cu precizie ridicată a sarcinilor termice ale consumatorilor existenți la bordul navei. Determinarea regimurilor de funcționare pentru instalația de recuperare a energiei termice cu expandare a lichidului în 3 trepte a fost realizată foarte exact, valorile mărimilor termodinamice au fost calculate pentru fiecare stare termodinamică a ciclului de recuperare. Metoda de lucru permite evaluarea coeficienților de performanță pentru instalația de recuperare, precum și analiza exergetică și termoeconomică a ciclului termodinamic propus pentru instalația de recuperare.

Modelarea proprietăților termodinamice pentru apă-abur

Pentru modelarea proprietăților termodinamice pentru sistemul APĂ-ABUR se folosesc funcțiile pentru calculul parametrilor de stare conform standardului IFC-

68, dar și funcții dezvoltate de autori obținute prin modele performante de regresie a datelor experimentale. Aceste funcții sunt prezentate în detaliu în [7]. Relațiile pentru calculul parametrilor de stare utilizate au o precizie de calcul foarte bună, fiind mai mici de 0,1% pentru calculul volumului specific, de 1 kJ/kg pentru calculul entalpiei specifice și de 0,00125 kJ/kgK pentru calculul entropiei specifice.

5. ANALIZA PERFORMANȚEI INSTALAȚIEI DE RECUPERARE

Rezultatele obținute la rularea programului evidențiază în funcție de cele 7 regimuri de funcționare ale motorului principal și cele 2 regimuri de funcționare (vara/iarna), că instalația de recuperare a energiei termice a gazelor de ardere de la motorul principal acoperă integral necesitățile de energie specificate pentru consumatorii termici luați în considerare. În plus, utilizarea recuperării de energie termică prin trei trepte de expandare oferă posibilitatea, după satisfacerea necesarului de energie termică necesară funcționării instalațiilor considerate consumatori termici, obținerii unui debit suplimentar de abur care în funcție de necesități poate fi utilizat la producerea energiei electrice prin destinderea într-un turbogenerator, sau că acest debit suplimentar de abur poate fi utilizat pentru acoperirea unor consumatori termici care nu au fost considerați la începutul modelării.

Acest rezultat foarte valoros contribuie la creșterea randamentului general al instalației de recuperare dar și la creșterea randamentului de utilizare a energiei pe întreaga navă.

Rezultatele obținute prin rularea programului REC_TERMO considerându-se ca date de intrare mărimile specificate în tabelele 1, 2, 3 și adoptând ca valori ale presiunilor de expandare $p_{sat1}=12$ bar, $p_{sat2}=7$ bar, $p_{sat3}=3$ bar, se obțin rezultatele din tabelul 4.

Din considerente de spațiu se prezintă în tabelul 4 doar valorile pentru regimurile de funcționare de 100%, 50% și 25%. Valorile obținute pentru regimurile de funcționare de 90%, 80%, 70%, 60% se pot consulta în [7].

Tabelul 4

| | | | | |
|--|--------------|--|---------------|--------------|
| Regim de funcționare 1 | | 100,00% | | |
| Regim de încălzire 1 | | Iarna | | |
| Observații: | | Necesarul de căldură este satisfăcut de debitul de apă caldă și o parte din debitul de abur de la ps3 | | |
| Cu debitul de abur de la ps3 se satisfac consumatorii: | | | | |
| C1= 327,78 kW | T= 100,00 °C | | | |
| Cu apa caldă se satisfac consumatorii: | | | | |
| C2= 141,39 kW | T= 90,00 °C | T1= 128,00 °C | T2= 121,47 °C | Dt= 31,47 °C |
| C3= 156,40 kW | T= 80,00 °C | T1= 119,00 °C | T2= 111,77 °C | Dt= 31,77 °C |
| C4= 27,50 kW | T= 60,00 °C | T1= 109,00 °C | T2= 107,73 °C | Dt= 47,73 °C |
| C5= 74,17 kW | T= 50,00 °C | T1= 105,00 °C | T2= 101,57 °C | Dt= 51,57 °C |
| C6= 434,74 kW | T= 40,00 °C | T1= 99,00 °C | T2= 78,91 °C | Dt= 38,91 °C |
| Regim de funcționare 1 | | 100,00% | | |
| Regim de încălzire 2 | | Vara | | |
| Observații: | | Necesarul de căldură este satisfăcut numai de debitul de apă caldă Debitul de apă caldă rămas Des = 2,47 kg/s | | |
| Cu apă caldă se satisfac consumatorii: | | | | |
| C1= 55,50 | T= 100,00 | T1= 128,00 | T2= 122,80 | Dt= 22,80 |
| C2= 58,34 | T= 90,00 | T1= 120,00 | T2= 114,54 | Dt= 24,54 |
| C3= 156,40 | T= 80,00 | T1= 112,00 | T2= 97,35 | Dt= 17,35 |
| C4= 17,23 | T= 60,00 | T1= 95,00 | T2= 93,39 | Dt= 33,39 |
| C5= 43,62 | T= 50,00 | T1= 91,00 | T2= 86,92 | Dt= 36,92 |
| C6= 235,85 | T= 40,00 | T1= 84,00 | T2= 61,92 | Dt= 21,92 |
| Regim de funcționare 6 | | 50,00% | | |
| Regim de încălzire 1 | | Iarna | | |
| Observații: | | Necesarul de căldură este satisfăcut de debitul de apă caldă și o parte din debitul de abur de la ps3 | | |
| Cu debitul de abur de la ps3 se satisfac consumatorii: | | | | |
| C1= 327,78 | T= 100,00 | | | |
| Cu apa caldă se satisfac consumatorii: | | | | |
| C2= 141,39 | T= 90,00 | T1= 128,00 | T2= 116,63 | Dt= 26,63 |
| C3= 156,40 | T= 80,00 | T1= 114,00 | T2= 101,42 | Dt= 21,42 |
| C4= 27,50 | T= 60,00 | T1= 99,00 | T2= 96,79 | Dt= 36,79 |
| C5= 74,17 | T= 50,00 | T1= 94,00 | T2= 88,04 | Dt= 38,04 |
| C6= 434,74 | T= 40,00 | T1= 86,00 | T2= 51,04 | Dt= 11,04 |
| Regim de funcționare 6 | | 50,00% | | |
| Regim de încălzire 2 | | Vara | | |
| Observații: | | Necesarul de căldură este satisfăcut numai de debitul de apă caldă Debitul de apă caldă rămas Des= 0,27 kg/s | | |
| Cu apa caldă se satisfac consumatorii: | | | | |
| C1= 55,50 | T= 100,00 | T1= 128,00 | T2= 122,80 | Dt= 22,80 |
| C2= 58,34 | T= 90,00 | T1= 120,00 | T2= 114,54 | Dt= 24,54 |
| C3= 156,40 | T= 80,00 | T1= 112,00 | T2= 97,35 | Dt= 17,35 |
| C4= 17,23 | T= 60,00 | T1= 95,00 | T2= 93,39 | Dt= 33,39 |
| C5= 43,62 | T= 50,00 | T1= 91,00 | T2= 86,92 | Dt= 36,92 |
| C6= 235,85 | T= 40,00 | T1= 84,00 | T2= 61,92 | Dt= 21,92 |
| Regim de funcționare 7 | | 25,00% | | |
| Regim de încălzire 1 | | Iarna | | |
| Observații: | | Necesarul de căldură este satisfăcut de debitul de apă caldă, de debitul de abur de la ps3, de debitul de abur de la ps2, și o parte din debitul de abur de la ps1 | | |
| Cu debitul de abur de la ps3, ps2 și ps1 se satisfac consumatorii: | | | | |
| C1= 327,78 | T= 100,00 | | | |
| C2= 141,39 | T= 90,00 | | | |
| C3= 156,40 | T= 80,00 | | | |
| C4= 27,50 | T= 60,00 | | | |
| C5= 74,17 | T= 50,00 | | | |
| Cu apa caldă se satisfac consumatorii: | | | | |
| C6= 434,74 | T= 40,00 | T1= 128,00 | T2= 129,75 | Dt= 89,75 |
| Regim de funcționare 7 | | 25,00% | | |
| Regim de încălzire 2 | | Vara | | |
| Observații: | | Necesarul de căldură este satisfăcut de debitul de apă caldă și o parte din debitul de abur de la ps3 | | |
| Cu debitul de abur de la ps3 se satisfac consumatorii: | | | | |
| C1= 55,50 | T= 100,00 | | | |
| Cu apa caldă se satisfac consumatorii: | | | | |
| C2= 58,34 | T= 90,00 | T1= 128,00 | T2= 120,89 | Dt= 30,89 |
| C3= 156,40 | T= 80,00 | T1= 118,00 | T2= 98,93 | Dt= 18,93 |
| C4= 17,23 | T= 60,00 | T1= 96,00 | T2= 93,90 | Dt= 33,90 |
| C5= 43,62 | T= 50,00 | T1= 91,00 | T2= 85,68 | Dt= 35,68 |
| C6= 235,85 | T= 40,00 | T1= 83,00 | T2= 54,24 | Dt= 14,24 |

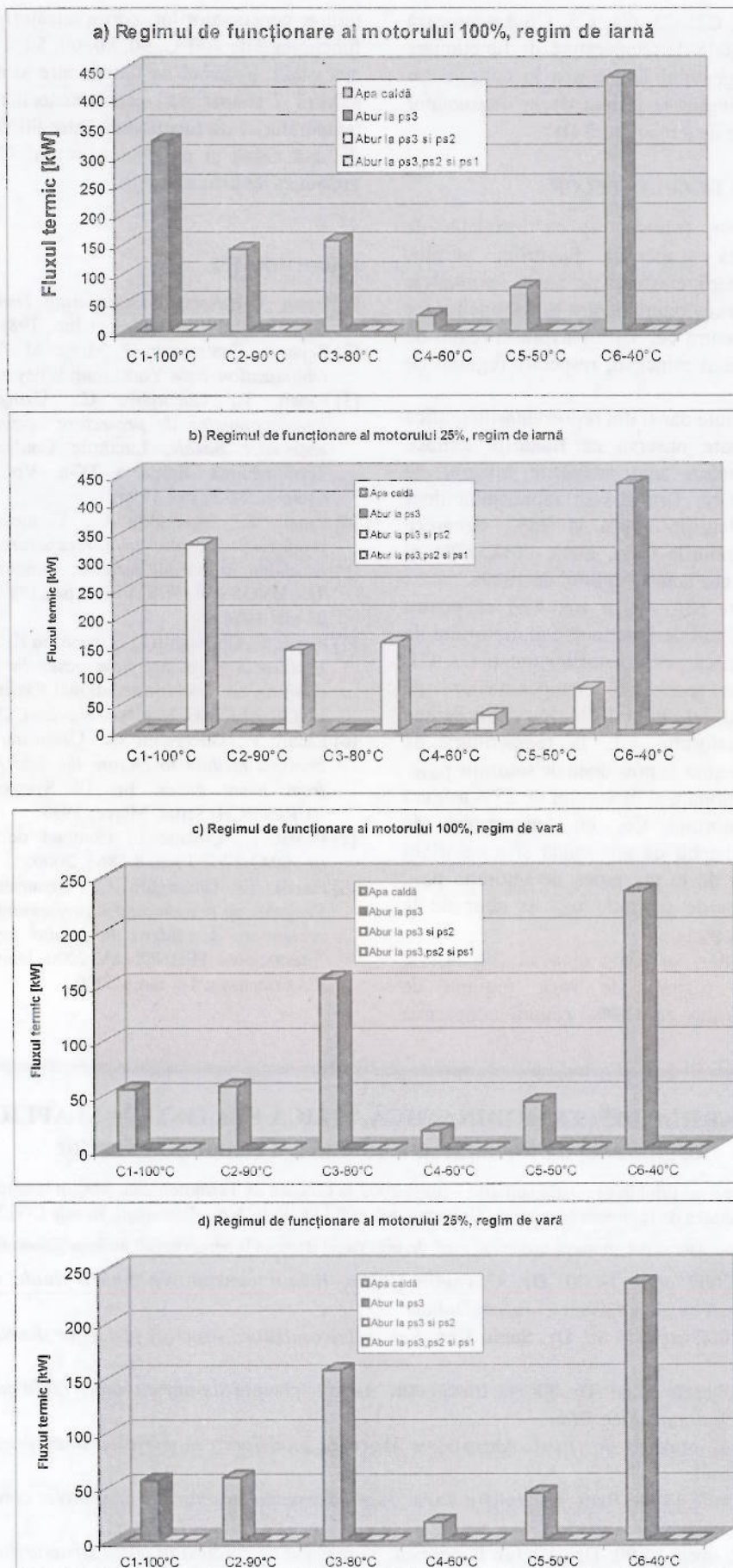


Fig. 4.

În tabelul 4, C1, C2, C3, C4, C5, C6 desemnează consumatorii, la nivelele de temperatură de funcționare T, cu temperatura agentului la intrarea în consumator T1, temperatura agentului la ieșirea de la consumator T2, și diferența medie de temperatură Dt

6. INTERPRETAREA REZULTATELOR

Se poate observa (tabelul 4) că instalația de recuperare realizează acoperirea fluxurilor termice pentru toți consumatorii existenți pe navă, la nivelele corespunzătoare de temperatură pentru buna funcționare a acestora, chiar și pentru cel mai defavorabil regim de funcționare al motorului principal, respectiv regimul de 25%.

Din valorile obținute dar și din reprezentările grafice din figura 4 se poate observa că fluxurile termice necesare la consumatori sunt acoperite integral de instalația de recuperare. Grafic s-au reprezentat doar valorile pentru regimurile 100% și 25%, deoarece variațiile pentru regimurile 90%, 80%, 70%, 60% și 50% sunt aceleași ca cea pentru regimul de 100%.

Se poate observa (fig. 4,a și fig. 4,b) că pentru regimul de iarnă, regimul de funcționare al motorului de 100% asigură acoperirea consumatorilor notați C2, C3, C4, C5, C6, corespunzător temperaturilor de funcționare de 90, 80, 60, 50 și 40°C, cu debit de apă caldă și a consumatorului C1, la temperatura de funcționare 100°C cu abur la presiunea de saturație p_{sat3} .

Regimul de funcționare al motorului de 25% asigură acoperirea consumatorului C6, cu temperatura de funcționare 40°C cu debit de apă caldă și a celorlalți consumatori cu abur de la presiunea de saturație p_{sat3} , abur de la presiunea de saturație p_{sat2} și abur de la presiunea de saturație p_{sat1} .

În mod asemănător, se poate observa (fig. 4,c și fig. 4,d) că pentru regimul de vară, regimul de funcționare al motorului de 100% asigură acoperirea

tuturor consumatorilor, corespunzător temperaturilor de funcționare de 100°C, 90, 80, 60, 50 și 40°C, cu debit de apă caldă. Regimul de funcționare al motorului de 25% asigură acoperirea consumatorilor C2...C6, cu temperaturile de funcționare între 90°C și 40°C cu debit de apă caldă și a consumatorului C1 cu abur de la presiunea de saturație p_{sat3} .

BIBLIOGRAFIE

- [1] Bejan A. *Advanced Engineering Thermodynamics*. New York: John Wiley and Sons Inc., 1988.
- [2] Bejan A., Tsatsaronis G., Moran M. *Thermal Design and Optimization*. New York: John Wiley and Sons Inc., 1996.
- [3] Panait T., Gheorghiu C., Uzunescu K. *Criterii termoeconomice de proiectare optimală a instalațiilor energetice navale*. Lucrările Conferinței Naționale de Termotehnică, Ediția a IX-a, Vol. II, pag.239–244, Craiova, 27-29 mai 1999.
- [4] Panait T., Gheorghiu C., Uzunescu K. *Modelarea producerii aburului prin recuperarea energiei termice reziduale la bordul navelor*. Simpozionul Internațional TECHNNAV 1998, Vol. I, pag.179-184, Constanța, 21-23 mai 1998.
- [5] Panait T., Gheorghiu C., Uzunescu K. *The improvement of heat recovery plants from gases by means of exergetic analysis*. In: Sixth International Expert Meeting POWER ENGINEERING, Maribor, Slovenia, 1997.
- [6] Panait T., Gheorghiu C., Uzunescu K. *The exergetic analysis method to choose the best heat recovery plant from burnt gases*. In: 1st Symposium International EURETECH, Settat, Maroc, 1999.
- [7] Panait T., Costiuc L. Contract de cercetare CNCIS nr.36943/2707 Tema 8 / 863, 2000.
- [8] Panait T., Gheorghiu C., Uzunescu K., Costiuc L. *Program de determinare a performanțelor instalațiilor de recuperare a căldurii la bordul navelor*, Simpozionul Internațional TEHNNAV 2000, Universitatea "Ovidius" din Constanța, 1-3 iunie 2000.

SEMINARIILE DE TERMODINAMICĂ, FIZICĂ STATISTICĂ ȘI APLICAȚII organizate de Societatea Română a Termotehnicienilor

Lista lucrărilor care s-au ținut în perioada ianuarie – iunie 2002 la Catedra de Termotehnică, Mașini termice și Frigorifice, Facultatea de Inginerie Mecanică, Universitatea POLITEHNICA din București, în sala CG125

Informații suplimentare se pot obține de la domnul conf. dr. ing. Viorel Bădescu la adresa email: badescu@theta.termo.pub.ro.

- Joi 17 ianuarie 2002 orele 14.00: **Dr. Corneliu Bălan**, *Relații constitutive pentru fluide viscoelastice în concordanță cu inegalitatea Clausius-Duhem*
- Joi 14 februarie 2002 orele 14.00: **Dr. Sorin Ene**, *Fenomene oscilatorii asociate flăcărilor dezvoltate în camere de ardere*
- Joi 21 martie 2002 orele 14.00: **Dr. Florin Baltărețu**, *Aspecte privind simularea numerică în cazul încăperilor ventilate cu ajutorul jeturilor*
- Joi 18 aprilie 2002 orele 14.00: **Prof. Alexandru Morega**, *Modelarea numerică a unor procese convective dublu difuzive*
- Joi 23 mai 2002 orele 14.00: **Prof. Laurențiu Fara**, *Termodinamica structurilor disipative: concepte, principii aplicații*
- Joi 27 iunie 2002 orele 14.00: **Dr. Adrian Ciocănea**, *Transferul de căldură în cazul structurilor vibrante având curgere interioară și exterioară*