
UNIVERSITATEA "POLITEHNICĂ" TIMIȘOARA

FACULTATEA DE MECANICĂ

CATEDRA DE TERMOTEHNICĂ MAȘINI TERMICE ȘI AUTOVEHICULE RUTIERE

**STUDII ȘI CERCETĂRI PRIVIND FUNCȚIONAREA
CONDENSATORULUI DE ABUR AL TURBINEI DE 330MW,
ÎN CONDIȚIILE VARIĂȚIEI PARAMETRILOR
FUNCȚIONALI ȘI CONSTRUCTIVI**

*Teză pentru obținerea titlului științific
de doctor inginer*

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC:
Prof. dr. ing. Mihai NAGI

DOCTORAND:
ing. Ovidiu SĂFTOIU

2009

**UNIVERSITATEA "POLITEHNICA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ
CATEDRA DE TERMOTEHNICĂ MAȘINI TERMICE
ȘI AUTOVEHICULE RUTIERE**

**STUDII ȘI CERCETĂRI PRIVIND FUNCȚIONAREA
CONDENSATORULUI DE ABUR AL TURBINEI DE 330MW,
ÎN CONDIȚIILE VARIAȚIEI PARAMETRILOR
FUNCȚIONALI ȘI CONSTRUCTIVI**

*Teză pentru obținerea titlului științific
de doctor inginer*

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC:
Prof. dr. ing. Mihai NAGI

DOCTORAND:
ing. Săftoiu Ovidiu

2009

Lucrarea

„STUDII ȘI CERCETĂRI PRIVIND FUNCȚIONAREA CONDENSATORULUI DE ABUR AL TURBINEI DE 330 MW, ÎN CONDIȚIILE VARIAȚIEI PARAMETRILOR FUNCȚIONALI ȘI CONSTRUCTIVI” are la bază activitatea de peste 8 ani a autorului începută la firma S.C. General Turbo S.A. București și apoi continuată la S.C. TERMOSERV S.A Rovinari din cadrul Complexului Energetic Rovinari; lucrarea se referă la studiul teoretic al funcționării condensatorului de abur al grupului de 330MW și analiza funcționării reale a condensatorului de abur la variația parametrilor funcționali și constructivi.

Îmi exprim mulțumirile și considerația față de D-l prof. dr. ing. NAGI MIHAI, conducătorul științific al acestei lucrări pentru întreaga activitate de îndrumare științifică și profesională.

Mulțumesc referenților, d-lui prof. dr. ing. IORGA DĂNILĂ, d-lui prof. dr. ing. BICA MARIN și d-lui prof. dr. ing. VALENTIN PALIȚĂ pentru atenția deosebită cu care au lecturat manuscrisul, pentru observațiile și sugestiile făcute.

Mulțumesc pe această cale tuturor colaboratorilor de la S.C. Complexul Energetic S.A Rovinari și de la Universitatea Politehnica din Timișoara, în special domnilor conf. dr. ing. Dorin Lelea pentru consultații în legătura cu realizarea programului „Calcul Parametrilor Condensatorului de Abur: CPCA”, prof. dr. ing. Virgil NEGREA, prof. dr. ing. Dănilă IORGA și prof. dr. ing. Mihai JĂDĂNEANȚ pentru sugestiile făcute la susținerea referatelor.

Cuvânt înainte.

Teza de doctorat este structurată în cinci capitole astfel:

Capitolul 1 „Stadiul actual al cercetărilor în domeniul condensatoarelor de abur” face o introducere în ceea ce privește domeniile de utilizare, probleme legate de condițiile pe care trebuie să le îndeplinească agenții termici ai schimbătoarelor de căldură de suprafață, realizate din țevi în diferite forme.

În prezent se folosesc tot mai mult condensatoare de abur cu suprafața de schimb de căldură din titan în loc de cupru, un tub din titan cântărind cam 25% din masa unui tub din cupru [6,7,8]. Folosirea titanului la confecționarea țevilor schimbătoare de căldură în cazul condensatoarelor de abur are marele avantaj ca este un material foarte bun împotriva coroziunii, eroziunii (nu este afectat de ionii metalici din mediu sau din apa de răcire și previne multe din problemele care apar la celelalte materiale cum ar fi eroziunea țevilor în zona de intrare a apei de răcire) și nu apar probleme la dilatare în timpul exploatării, [6,7,8].

Condensatoarele sunt schimbătoare de căldură de suprafață destinate condensării vaporilor diverselor substanțe.

Cea mai importantă utilizare a condensatoarelor este în centralele termoelectrice clasice și nucleare, fluidul rece fiind de regulă apa.

Rolul condensatoarelor în centralele termoelectrice și nucleare electrice constă în următoarele: condensează aburul evacuat din turbină sub un vid cât mai avansat, constituie o rezervă de condensat în circuitul regenerativ prin cantitatea de apă acumulată în rezervorul condensatorului, la pornire condensează aburul care ocolește turbina până la atingerea parametrilor admiși pentru introducerea aburului în turbină, aerisește o parte sau întreaga instalație de preîncălzire regenerativă [20, 21,22].

Capitolul 2 „Studii teoretice privind performanțele condensatoarelor de abur” prezintă în detaliu descrierea constructivă, caracteristicile tehnice constructive precum și funcționarea condensatorului de abur. De asemenea este prezentat calculul termic, constructiv și hidraulic precum și unele aspecte legate de comportarea în exploatare a condensatorului de abur.

În acest capitol sunt prezentați parametrii caracteristici funcționării și modul în care aceștia influențează funcționarea condensatorului de abur prin modificarea singulară sau simultană a acestora. Un alt aspect important tratat în acest capitol este modul de remediere a defecțiunilor apărute ca urmare a variațiilor parametrilor caracteristici funcționării condensatorului de abur.

Capitolul 3 “Contribuții privind studiul condensatorului de abur al turbinei de 330MW”, acest capitol scoate în evidență datele constructive ale condensatorului de abur pe baza căruia a fost întocmit programul de calcul numit „Calculul performanțelor condensatorului de abur” (CPCA). Cu ajutorul acestui program de calcul în care au fost introduse datele constructive ale condensatorului de abur au fost studiate prin variația unor parametri ai agentului de răcire (debitul de apă de răcire, temperatura apei de răcire la intrarea în condensator) o serie de influențe asupra presiunii și temperaturii de condensare, asupra coeficientului global de schimb de căldură și coeficientului de convecție pe partea apei de răcire, a fluxului termic al condensatorului de abur precum și căderea totală de presiune în interiorul țevilor.

Capitolul 4 “Verificarea cercetărilor teoretice în exploatarea reală a grupului energetic de 330MW”, prezintă aparatele de măsură și control cu care este echipat condensatorul de abur precum și perioada și modul în care s-au efectuat măsurători ale parametrilor caracteristici de funcționare ai turbinei și condensatorului. Aceste valori au fost citite pe aparatele de pe

pupitrul din camera de comandă și pe aparatele montate local pe condensatorul de abur.

De asemenea în acest capitol se prezintă verificarea cu ajutorul programului CPCA a cercetărilor teoretice. Au fost obținute pe baza rulării programului variației presiunii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire (fig.4.5), diagrama puterii turbinei în funcție de presiunea de condensare (fig.4.6) și de temperatura de apei de răcire (fig. 4.7).

Capitolul 5 “Concluzii și contribuții” este ultimul capitol în care sunt subliniate concluziile și contribuțiile personale ale autorului, fiind urmat de anexa 1 în care sunt prezentate tabele cu valorile parametrilor caracteristici ai condensatorului de abur calculate în urma rulării programului CPCA și anexa 2 care cuprinde tabele cu valorile parametrilor caracteristici ai condensatorului și turbinei cu abur citite și înregistrate în camera de comanda și local pe aparatele montate pe condensator.

Timișoara, Aprilie 2009

AUTORUL

ing. Săftoiu Ovidiu

LISTA FIGURILOR

Nr.		
Crt.		pag.
1	Fig.1.1. Schimbător de căldură cu fascicul de țevi în manta și plăci tubulare de capăt fixe	22
2	Fig.1.2. Schimbător de căldură cu compensator lenticular pe manta și plăci tubulare de capăt fixe	23
3	Fig.1.3. Secțiune printr-un schimbător de căldură cu fascicul de țevi în forma de U în manta	23
4	Fig.1.4. Schimbător de căldură cu fascicul tubular în formă de U	24
5	Fig.1.5. Șicane transversale pentru schimbătoare de căldură tubulare.	26
6	Fig.1.6. Exemple de alcătuire a suprafeței la schimbătoarele de căldură compacte	25
7	Fig.1.7. Turn de răcire cu tiraj natural. Schema de principiu	34
8	Fig.1.8. Schema de circulație a apei de răcire de la condensator la turn	35
9	Fig.1.9. Diagrama $i-x$ a diferenței de entalpii $i_{as}-i_a$	36
10	Fig.1.10. Zona de racordare a condensatorului cu turbina de abur	39
11	Fig.1.11. Secțiune prin condensatorul unei turbine de putere mare	40
12	Fig.1.12. Modul de dispunere a fasciculului de țevi în condensator	41
13	Fig.1.13. Tipuri de curgere a aburului în condensator	42
14	Fig. 2.1. Condensatorul principal al turbinei F1C 330 MW	47
15	Fig. 2.2. Sistemul de rigidizare al racordului de abur	48
16	Fig. 2.3. Camerele de intrare apă de răcire ale condensatorului	49

17	Fig. 2.4. <i>Placa tubulară de capăt și dispunerea țevelor schimbătoare de căldură</i>	50
18	Fig.2.5. <i>Vedere generală a camerelor de intrare apă de răcire ale condensatorului de abur</i>	51
19	Fig.2.6. <i>Ștuțurile de intrare a apei de răcire și barele de rigidizare a ușilor rabatabile</i>	52
20	Fig.2.7. <i>Corpul condensatorului de abur, vedere din exterior</i>	52
21	Fig.2.8. <i>Așezarea condensatorului de abur pe fundație</i>	53
22	Fig.2.9. <i>Plăcile tubulare intermediare din racordul de abur</i>	54
23	Fig.2.10. <i>Răcitor de necondensabile</i>	54
24	Fig.2.11. <i>Fascicul tubular de țevi schimbătoare de căldură</i>	55
25	Fig.2.12. <i>Modul de dispunere și mandrinare al țevelor schimbătoare de căldură</i>	56
26	Fig.2.13. <i>Țevi de condensator cu depuneri la interior</i>	56
27	Fig.2.14. <i>Procesul global de transfer termic</i>	63
28	Fig.2.15. <i>Aranjamentul țevelor orizontale ale condensatorului de abur...</i>	67
29	Fig.2.16. <i>Factorul de corecție φ_2 în funcție de temperatura apei de răcire</i>	74
30	Fig.2.17. <i>Dispoziția țevelor într-un fascicul de țevi</i>	79
31	Fig.2.18. <i>Dimensiunile corpurilor schimbătoarelor de căldură</i>	83
32	Fig.2.19. <i>Dispozițiile țevelor în plăcile tubulare</i>	84
33	Fig.2.20. <i>Așezarea țevelor suplimentare</i>	86
34	Fig.2.21. <i>Țevi înfundate cu dopuri</i>	92
35	Fig.2.22. <i>Variația presiunii de condensare în funcție de temperatura apei</i>	94
36	Fig.2.23. <i>Variația presiunii de condensare în funcție de fluxul termic al condensatorului de abur</i>	95

37	Fig.2.24. Variația coeficientului global de schimb de căldură în funcție de variația temperaturii apei de răcire	96
38	Fig.2.25. Variația diferenței de temperatură $\delta t = t_s - t_{R2}$ în funcție de temperatura apei de răcire	96
39	Fig.2.26. Variația coeficientului global de schimb de căldură a) și a presiunii de condensare b) în funcție de numărul de ore de funcționare	97
40	Fig.3.1. Diagrama de temperatură a condensatorului de abur	104
41	Fig. 3.2. Diagrama 3D a variației presiunii de condensare.....	107
42	Fig.3.3. Variația presiunii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire la diferite debite ale apei de răcire m_2 și $R_2=0 \text{ m}^2\text{K/W}$..	108
43	Fig.3.4. Variația presiunii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire la debitul apei de răcire $m_2=100\%m_{max}$ și la $m_2=50\%m_{max}$ cu o rezistență termică de $R_2 = 0 - 0,00024 \text{ m}^2\text{K/W}$	108
44	Fig.3.5. Diagrama 3D a variației temperaturii de condensare	111
45	Fig.3.6. Variația temperaturii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire la diferite debite ale apei de răcire m_2 și $R_2=0 \text{ m}^2\text{K/W}$..	112
46	Fig. 3.7. Variația temperaturii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire la debitul apei de răcire $m_2=100\%m_{max}$ și la $m_2=50\%m_{max}$ cu rezistența termică de $R_2 = 0 - 0,00024 \text{ m}^2\text{K/W}$	112
47	Fig.3.8. Variația coeficientului global de transfer termic în funcție de presiunea de condensare la diferite debite ale apei de răcire și $R_2=0[\text{m}^2\text{K/W}]$	114
48	Fig.3.9. Variația coeficientului global de transfer termic în funcție de presiunea de condensare la debitul apei de răcire $m_2=100\%m_{max}$ și la $m_2=50\%m_{max}$ cu rezistența termică de $R_2 = 0,00012 \text{ m}^2\text{K/W}$	114
49	Fig.3.10. Variația coeficientului global transfer termic în funcție de presiunea de condensare la debitul apei de răcire $m_2=100\%m_{max}$ și	

	<i>la $m_2=50\%m_{max}$ cu rezistența termică de $R_2=0,00024 \text{ m}^2\text{K/W}$</i>	<i>115</i>
50	Fig.3.11. <i>Variația fluxului termic în funcție de temperatura apei de răcire la diferite debite ale apei de răcire cu $R_2=0 \text{ m}^2\text{K/W}$</i>	<i>116</i>
51	Fig.3.12. <i>Variația fluxului termic al condensatorului în funcție de temperatura apei de răcire la debitul apei $m_2=100\%m_{max}$ și la $m_2=50\%m_{max}$ cu rezistența termică de $R_2 = 0 - 0,00024 \text{ m}^2\text{K/W}$</i>	<i>116</i>
52	Fig. 3.13. <i>Diagrama 3D a variației fluxului termic al condensatorului ..</i>	<i>118</i>
53	Fig. 3.14. <i>Variația coeficientului de convecție pe partea aburului în funcție de temperatura apei de răcire la diferite debite ale acesteia cu rezistența termică $R_2 = 0 \text{ m}^2\text{K/W}$</i>	<i>119</i>
54	Fig. 3.15. <i>Variația coeficientului de convecție pe partea aburului în funcție de temperatura apei la debitul $m_2=100\%m_{max}$ și la $m_2=50\%m_{max}$ cu rezistența termică $R_2 = 0,00024 \text{ m}^2\text{K/W}$</i>	<i>119</i>
55	Fig. 3.16. <i>Diagrama 3D a variația coeficientului de convecție</i>	<i>120</i>
56	Fig. 3.17. <i>Căderea de presiune pe partea apei de răcire în funcție de temperatura apei de răcire la diferite debite ale acesteia cu rezistența termică $R_2 = 0 \text{ m}^2\text{K/W}$</i>	<i>121</i>
57	Fig. 3.18. <i>Căderea de presiune pe partea apei de răcire în funcție de temperatura apei la debitul $m_2=100\%m_{max}$ și la $m_2=50\%m_{max}$ cu rezistența termică $R_2 = 0-0,00024 \text{ m}^2\text{K/W}$</i>	<i>121</i>
58	Fig. 3.19. <i>Diagrama 3D a variației căderii de presiune totale în țevi ...</i>	<i>122</i>
59	Fig.3.20. <i>Variația temperaturii de condensare în funcție de numărul de țevi la diferite temperaturi ale apei de răcire</i>	<i>123</i>
60	Fig.3.21. <i>Variația presiunii de condensare în funcție de numărul de țevi la diferite temperaturi ale apei de răcire</i>	<i>124</i>
61	Fig.3.22. <i>Variația fluxului termic al condensatorului în funcție de numărul de țevi la diferite temperaturi ale apei de răcire</i>	<i>125</i>

62	Fig.4.1. <i>Schema circuitului de apă de răcire a turbinei F1C 330 MW</i> .	126
63	Fig.4.2. <i>Amplasarea aparatelor de măsurare a presiunii și temperaturii pe condensatorul de abur</i>	128
64	Fig. 4.3. <i>Amplasarea aparatelor de măsurare a vidului în condensatorul de abur</i>	129
65	Fig. 4.4. <i>Amplasarea aparatelor de măsurare a presiunii și temperaturii la intrarea apei de răcire în condensatorul de abur</i>	130
66	Fig.4.5. <i>Variația presiunii de condensare în funcție temperatura apei de răcire la intrarea în condensator la debitul apei de răcire $m_2=100\%m_{max}$</i>	121
67	Fig.4.6. <i>Variația puterii turbinei în funcție de variația presiunii de condensare la debitul apei de răcire $m_2=100\%m_{max}$</i>	133
68	Fig. 4.7. <i>Variația puterii turbinei în funcție de variația temperaturii apei de răcire la debitul de $m_2=100\%m_{max}$</i>	134
69	Fig.4.8. <i>Bile pentru curățirea interioară a țevilor condensatorului</i>	136
70	Fig.4.9. <i>Metode de curățire cu sisteme CONCO pentru țevi</i>	137
71	Fig.4.10. <i>Instalație de curățare cu bile</i>	138

LISTA TABELELOR

Tabelul nr.1. <i>Conductivitatea termică a materialului depunerilor</i>	58
Tabelul nr.2. <i>Valorile coeficientului m dependent de numărul de țevi</i> ...	68
Tabelul nr.3 – <i>Factorul de corecție φ_1 pentru coeficientul global de transfer de căldură în funcție de materialul țevi</i>	74
Tabelul nr. 4. <i>Principalele mărimi calculate cu programul CPCA</i>	106
Tabelul nr.5: <i>Rezistența termică a depunerilor pentru diferiți agenți termici</i>	110
Tabelul nr.6 <i>Principalele mărimi caracteristice ale condensatorului la $m_2=10111,11$ kg/s (100%m_{max})</i>	147
Tabelul nr.7 <i>Principalele mărimi caracteristice ale condensatorului la $m_2=9099,99$ kg/s (90%m_{max})</i>	148
Tabelul nr.8 <i>Principalele mărimi caracteristice ale condensatorului la $m_2=8088,88$ kg/s (80%m_{max})</i>	149
Tabelul nr.9 <i>Principalele mărimi caracteristice ale condensatorului la $m_2=7077,77$ kg/s (70%m_{max})</i>	150
Tabelul nr.10 <i>Principalele mărimi caracteristice ale condensatorului la $m_2=6066,66$ kg/s (60%m_{max})</i>	151
Tabelul nr.11 <i>Principalele mărimi caracteristice ale condensatorului la $m_2=5055,55$ kg/s (50%m_{max})</i>	152
Tabelul nr.12. <i>Parametrii de funcționare ai condensatorului si turbinei cu abur F1C 330MW</i>	153

PRINCIPALELE SIMBOLURI UTILIZATE

A	$[m^2]$	- suprafața de transfer termic
$c _{t_1}^{t_2}$	$[J/kgK]$	- capacitatea termică masică medie
c_p	$[J/kgK]$	- capacitatea termică masică la presiune constantă
c_v	$[J/kgK]$	- capacitatea termică masică la volum constant
d_i, d_e	$[m]$	- diametrul interior respectiv exterior al țevilor schimbătoare de căldura
d_c	$[m]$	- diametrul echivalent
i	$[J/kg]$	- entalpia masică
I	$[J]$	- entalpia
k	$[W/m^2K]$	- coeficientul de transfer termic total
L	$[m]$	- lungimea țevilor
m	$[kg]$	- masa
\dot{m}	$[kg/s]$	- debitul masic
p	$[N/m^2]$	- presiunea
\dot{V}	$[m^3/s]$	- debitul volumic
\dot{Q}	$[W]$	- fluxul termic
S	$[m^2]$	- secțiunea de curgere
t	$[^\circ C]$	- temperatura (în grade Celsius)
T	$[K]$	- temperatura absolută
v	$[m^3/kg]$	- volumul masic
V	$[m^3]$	- volumul
w_w	$[m/s]$	- viteza apei în țevi
α_t	$[W/m^2 K]$	- coeficientul de transfer termic
β	$[1/K]$	- coeficientul de dilatare liniară
δ	$[m]$	- grosimea peretelui țevilor
ζ	$[1/K]$	- coeficientul de dilatare volumică
ε	$[-]$	- eficiența termică

η	[Ns/m ²]	- vâscozitatea dinamică
λ	[W/m K]	- conductivitatea termică
ν	[m ² /s]	- vâscozitatea cinematică
ρ	[kg/m ³]	- masă specifică
τ	[s]	- timpul
$R_{1,2}$	[m ² K/W]	- rezistența termică pe partea aburului și a apei
\dot{C}_2	[W/K]	- fluxul capacității termice pentru agentului rece;
\dot{C}_1	[W/K]	- fluxul capacității termice pentru agentul cald;
E_x	[W]	- fluxul de exergie
e_x	[J/kg]	- fluxul de exergie specifică masică
Re	[-]	- criteriul Reynolds
Nu	[-]	- criteriul Nusselt
ψ	[-]	- grad de compactizare
η_{td}	[-]	- randament termodinamic
Pr	[-]	- criteriul Prandtl
δt_1	[K]	- variația de temperatura a agentului cald
δt_2	[K]	- variația de temperatura a agentului rece
η_{ex}	[-]	- randament exergetic
c_1	[J/kgK]	- capacitatea termică masică a agentului cald
c_2	[J/kgK]	- capacitatea termică masică a agentului rece
r_1	[kJ/kg]	- căldură latentă de vaporizare
Φ_z	[-]	- coeficientul care ține seama de numărul de treceri z ale apei prin condensator
Φ_q	[-]	- coeficient care ține seama de influența încălzirii cu abur a condensatorului
P	[MW]	- puterea electrică la bornele generatorului
φ	[-]	- factor de corecție ce ține seama de murdăria țevilor
N	[buc]	- numărul de țevi
η_i	[-]	- randamentul izolației termice
C_f	[-]	- coeficientul de frecare la curgerea prin țevi

CUPRINS

CAPITOLUL 1. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR ÎN DOMENIUL CONDENSATOARELOR DE ABUR	16
1.1. Schimbătoare de căldură. Generalități , agenți termici	16
1.2. Domenii de utilizare. Clasificare.....	18
1.3. Stadiul actual în construcția condensatoarelor de abur	20
1.4. Indicii de performanță ai schimbătoarelor de căldură	28
1.5. Condensatoare de abur	33
1.5.1. <i>Probleme generale</i>	33
1.5.2. <i>Caracteristici generale. Elemente constructive</i>	37
1.5.3. <i>Clasificarea condensatoarelor de abur</i>	41
1.6. Metode de îmbunătățire a performanțelor condensatoarelor de abur	44
CAPITOLUL 2. STUDII TEORETICE PRIVIND PERFORMANȚELE CONDENSATORELOR DE ABUR	47
2.1. Condensatorul turbinei cu abur de 330 MW	47
2.1.1. <i>Descriere constructivă și funcționare</i>	47
2.1.2. <i>Caracteristici tehnice constructive ale condensatorului de abur</i>	61
2.2. Calculul termic general al condensatorului de abur	62
2.3. Calculul constructiv al condensatoarelor de abur	76
2.3.1. <i>Date inițiale ale calculului constructiv</i>	76
2.3.2. <i>Conținutul calculului constructiv</i>	77
2.4. Calculul hidraulic	89
2.5. Comportarea în exploatarea a condensatorului	91
2.5.1. <i>Analiza funcționării condensatoarelor turbinelor cu abur</i>	91
2.5.2. <i>Cercetări prezentate în literatura de specialitate</i>	94
CAPITOLUL 3. CONTRIBUTII PRIVIND STUDIUL CONDENSATORULUI DE ABUR AL TURBINEI DE 330 MW	98
3.1. Programul CPCA de calcul al mărimilor caracteristice ale condensatorului de bur	98
3.2. Proprietățile termofizice ale agenților termici folosiți	101
3.3. Relații matematice ale mărimilor calculate cu programul CPCA	103
3.4. Rezultate obținute prin rularea programului CPCA	106
3.4.1. <i>Variația presiunii și a temperaturii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire la intrarea în condensator</i>	106
3.4.2. <i>Variația coeficientului global de transfer termic în funcție de presiunea de condensare</i>	113
3.4.3. <i>Variația fluxului termic al condensatorului în funcție de temperatura apei de răcire</i>	115

3.4.4. Variația coeficientului de convecție pe partea aburului în funcție de temperatura apei de răcire	118
3.4.5. Variația căderii de presiune totale pe partea apei de răcire la diferite debite ale apei de răcire	121
3.4.6. Variația temperaturii și a presiunii de condensare în funcție de numărul de țevi la diferite temperaturi și debite ale apei de răcire	123
3.4.7. Variația fluxului termic al condensatorului în funcție de numărul de țevi la diferite temperaturi și debite ale apei de răcire	124

**CAPITOLUL 4. VERIFICAREA CERCETĂRILOR TEORETICE ÎN
EXPLOATAREA REALĂ A GRUPULUI ENERGETIC DE 330 MW..... 126**

4.1. Instalația de răcire și echipamentele auxiliare ale turbinei F1C 330 MW.....	126
4.2. Aparate de măsură și control ce echipează condensatorul principal	128
4.3. Măsurători efectuate	131
4.4. Influența variației temperaturii apei de răcire asupra funcționării condensatorului și turbinei grupului de 330 MW	132
4.5. Recomandări de exploatare și soluții constructive	135

CAPITOLUL 5. CONCLUZII SI CONTRIBUTII 139

5.1. Concluzii	139
5.2. Contribuții	142

Anexe și notații	145
ANEXA 1	147
ANEXA 2	153
ANEXA 3	189
Bibliografie	200
Curriculum vitae	211

CAPITOLUL 1

STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR ÎN DOMENIUL CONDENSATOARELOR DE ABUR

1.1. Schimbătoare de căldură. Generalități, agenți termici.

Schimbătoarele de căldură sunt aparate care au drept scop transferul de căldură de la un fluid la altul în procese de încălzire, răcire, fierbere, condensare sau în alte procese termice în care sunt prezentate două sau mai multe fluide cu temperaturi diferite [1,2,3].

În cazul instalațiilor tehnologice, aparatele de schimb de căldură ocupă o poziție particulară, putând funcționa fie ca organe principale când constituie părți determinate ale procesului tehnologic fie ca organe secundare introduse în instalație din motive economice (economie de căldură sau de substanță).

Factorii care influențează performanțele schimbătoarelor de căldură cu fascicul de țevi sunt [1,2,3]:

- datele procesului tehnologic,
- variabilele de proiectare,
- proprietățile fizice ale fluidelor și peretelui despărțitor.

Alegerea tipului de aparat și proiectarea acestuia pentru o sarcină termică și un proces tehnologic dat reprezintă dimensionarea geometrică și mecanică a schimbătoarelor de căldură (stabilirea schemei de curgere, a secțiunilor de curgere a fluidelor, optimizarea vitezelor și pierderilor de presiune).

O variabilă extrem de importantă o constituie rezerva de suprafață de schimb de căldură pentru compensarea efectului depunerilor [3].

Din punct de vedere termic depunerile reprezintă o rezistență la transferul căldurii în aparat, adică reducerea coeficientului de schimb de căldură.

La proiectare, depunerile, se pot micșora prin mărirea vitezei de curgere a fluidelor, prin creșterea turbulentei și printr-o distribuție mai bună a curgerii.

Agenții termici utilizați în schimbătoarele de căldură sunt [3]:

- aburul,
- apa,
- gazele de ardere,
- uleiuri,
- soluții de săruri,
- amestecuri de lichide.

Dintre acești agenți termici cei mai utilizați sunt: apa, aburul, gazele de ardere.

Un bun agent termic ca fluid purtător de căldură trebuie să îndeplinească următoarele condiții [2,3]:

- să aibă conductivitate termică mare,
- masă specifică și căldură specifică mare;
- viscozitate dinamică mică;
- să fie stabil termic și neagresiv chimic,
- să nu formeze depuneri sau dacă le formează să fie ușor curățabile,
- să nu fie toxic sau exploziv.

Aceste proprietăți asigură intensificarea transferului căldurii, reducerea consumului de energie la pompare la un debit de fluid cât mai mic.

De asemenea, rezistența termică a peretelui despărțitor între fluidele schimbătoare de căldură scade prin alegerea unor materiale cu conductivități termice mai mari și grosimi mai mici.

1.2. Domenii de utilizare. Clasificare.

Domeniile de utilizare a schimbătoarelor de căldură sunt foarte variate, destinațiile principale ale acestor aparate fiind următoarele [4,5]:

- transfer de căldură în cadrul proceselor de încălzire, fierbere, răcire condensare sau a altor procese industriale, practic în toate ramurile industriale;

- schimbul complex de căldură între gazele de ardere și apa-aburul din generatoarele de abur;

- prepararea apei calde și fierbinți în sistemele de termoficare;

- procese complexe de recuperare a căldurii cu potențial termic scăzut, mediu și ridicat pentru încălzire și scopuri tehnologice;

- evacuarea în atmosferă a căldurii reziduale rezultată în procesele tehnologice.

Clasificarea schimbătoarelor de căldură se poate face pe baza următoarelor criterii generale [4,5]:

a) după destinația aparatului:

- răcitoare destinate răcirii gazelor sau lichidelor

- încălzitoare (preîncălzitoare),

- vaporizatoare destinate transformării diverselor lichide în vapori,

- condensatoare,

b) după tipul constructiv al aparatului:

- schimbătoare de căldură de suprafață: în care agenții termici nu se amestecă între ei, trecerea căldurii având loc printr-un perete despărțitor;

- schimbătoare de căldură prin amestec: în care trecerea căldurii de la un agent la altul are loc prin amestecul acestora.

c) după soluția constructivă:

- cu fascicul de țevi în manta,
- cu țevi nervurate interior sau exterior,
- aparate cu plăci sau lamele,

d) după sensul de circulație al fluidelor:

- schimbătoare de căldură în echicurent la care agenții termici circulă în același direcție și același sens,

- schimbătoare de căldură în contracurent la care agenții termici au aceeași direcție dar sensuri de curgere opuse,

- în curent încrucișat la care direcțiile de deplasare ale agenților termici sunt perpendiculare,

- în curent mixt sau combinat;

e) după natura agenților termici:

- aparate lichid - lichid, gaze(vapori) - lichid, gaze - gaze;

f) după natura transformării agenților termici:

- aparate fără schimbarea stării de agregare a agenților termici ;
- aparate cu schimbarea stării de agregare a agenților termici.

1.3. Stadiul actual în construcția condensatoarelor de abur.

Încă din anul 1959 a existat o permanentă preocupare pentru îmbunătățirea performanțelor condensatoarelor cu abur atât din punct de vedere economic cât și din punct de vedere al parametrilor caracteristici de funcționare [6,7,8].

Confecționarea suprafeței de schimb de căldură din diferite materiale ca de exemplu titanul este o metodă de îmbunătățire a performanțelor condensatoarelor de abur.

Titanul este un material care a fost testat încă din 1959 în condensatoare din diferite companii cum ar fi Compania de Servicii Electrice și Gaz din New Jersey; constatându-se că acest material este foarte bun împotriva coroziunii, eroziunii, nu este afectat de ionii metalici din mediu sau din apa de răcire și previne multe din problemele care apar la celelalte materiale cum ar fi eroziunea țevilor în zona de intrare a apei de răcire sau probleme de dilatare în timpul exploatarei, [6,7,8].

În anul 1972 s-a realizat primul condensator cu țevi din titan în Consolidated Edison's Arthur Kill Station, căreia i-au urmat curând alte firme, ajungându-se până în anul 1994 la peste 150 de condensatoare de abur cu țevi din titan atât în centrale termoelectrice cât și în centrale nucleare – electrice [6,7,8].

Țările care folosesc condensatoare de abur cu țevi din titan sunt: Anglia, Irlanda, Franța, Germania, Suedia, Belgia, Olanda, Japonia, India, Taiwan. În cazul folosirii țevilor din titan, pereții acestora fiind mai subțiri decât în cazul altor materiale, este necesar a se analiza schimbarea de greutate (masă) a tubului pentru a putea stabili dacă plăcile tubulare intermediare mai asigură rigidizarea sistemului tubular.

Un tub din titan cântărește cam 25% din masa unui tub din cupru, [6,7,8].

Datorită faptului că pereții tuburilor din titan sunt mai subțiri aceasta conferă o pierdere de presiune mai mică pe partea apei de răcire.

Efectul acestei reduceri de presiune este pozitiv asupra funcționării pompei de circulație. Spre deosebire de alte materiale titanul nu conferă probleme de coroziune datorate microorganismelor din apa de răcire dulce sau sărată și nici probleme ridicate de presiunea mărită în țevile parțial blocate (înfundate).

Ca și în cazul folosirii altor materiale, pentru curățirea la interior și pentru menținerea unui grad sau factor de curățenie al țevilor din titan (la condensatoarele proiectate cu țevi din titan acest factor se alege 0,9 [6,7,8] față de cele cu țevi din cupru unde acesta se alege 0,85 [1]) se pot folosi bile de cauciuc poros sau perii de nailon [98,100,101].

O dezvoltare recentă în cazul reparației unui condensator din titan este înlocuirea modulară a țevilor (în acest caz se folosesc țevi și plăci tubulare prefabricate sau modulare), această metodă fiind preferată celei de tip țeavă-după-țeavă [6,7,8].

Avantajele acestei metode sunt:

- timp de reparație redus,
- plăcile tubulare de capăt și cele intermediare permit folosirea unor țevi cu pereți mai subțiri, ceea ce duce la un transfer de căldură mai mare și cost mai redus al echipamentului,
- se permite reproiectarea condensatorului pentru a elimina vibrațiile,
- modulele sunt fabricate standard și pot fi furnizate separat, fără camerele de apă și fără rezervorul de condensat.

O clasificare a schimbătoarele de căldură cu fascicul de țevi în manta poate fi făcută astfel:

A. Schimbătoare de căldură recuperatoare.

Cea mai utilizată soluție constructivă o constituie aparatul cu fascicul țevi în manta [4,5].

Soluțiile constructive diferă între ele prin metodele folosite pentru reducerea eforturilor termice dintre țevi și manta și pentru asigurarea condițiilor de etanșeitate astfel [5]:

- schimbătoare cu plăci tubulare fixe (fig. 1.1).

Este cel mai simplu de executat și cel mai ieftin.

Condițiile de etanșare sunt foarte bune însă prezintă dezavantajul eforturilor termice dintre țevi și manta și imposibilitatea curățirii suprafeței exterioare a țevilor.

Această soluție constructivă este adecvată pentru fluide curate sau pentru fluide care formează depuneri și care pot fi curățite chimic;

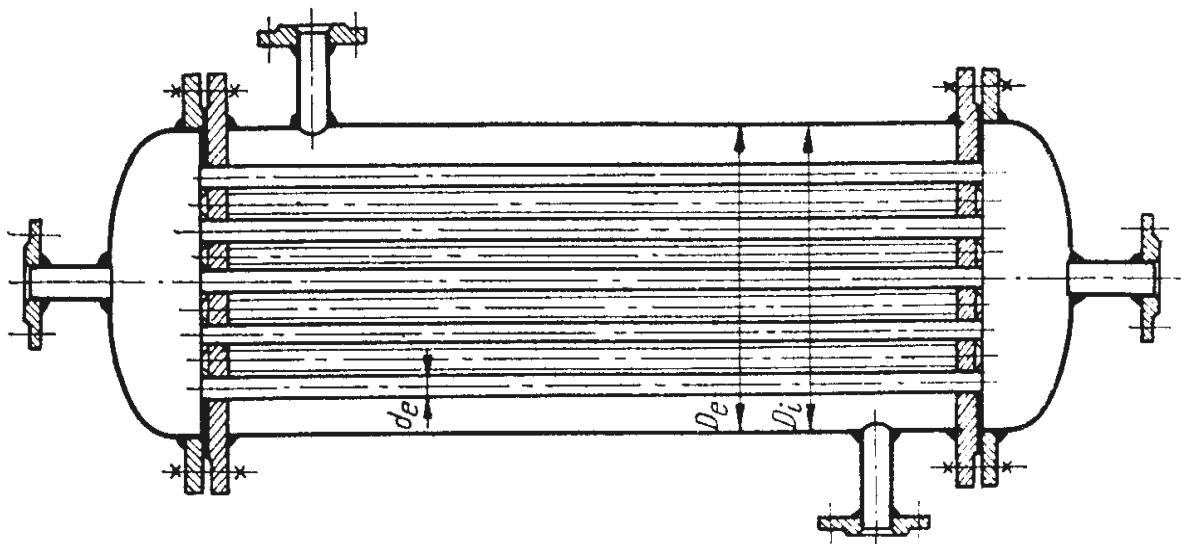


Fig.1.1. Schimbător de căldură cu fascicul de țevi în manta și plăci tubulare de capăt fixe.

- schimbătoare de căldură cu plăci tubulare fixe și compensator lenticular pe manta.

Prin introducerea compensatorului se reduc eforturile termice însă folosirea lui este limitată la presiuni de până la 7 bar, peste această valoare peretele compensatorului este gros și puțin flexibil (fig.1.2), [4,5];

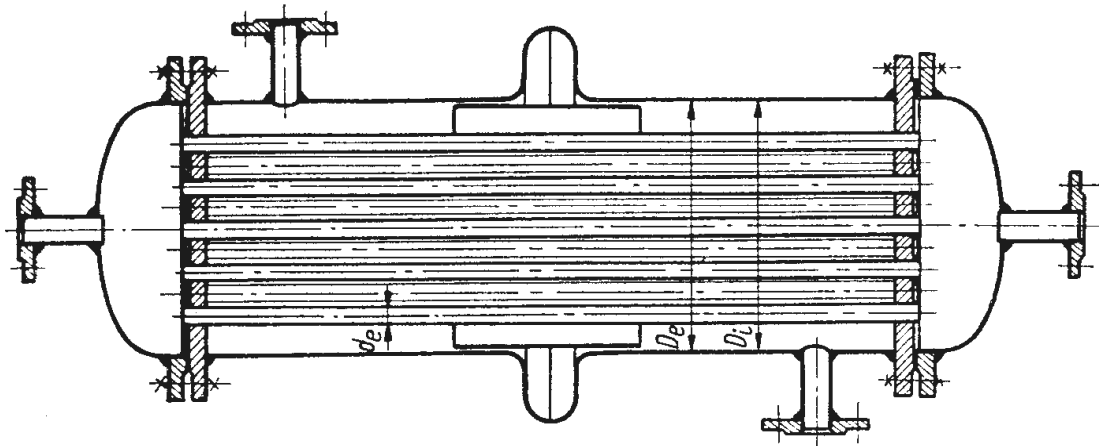


Fig.1.2. Schimbător de căldură cu compensator lenticular pe manta și plăci tubulare de capăt fixe.

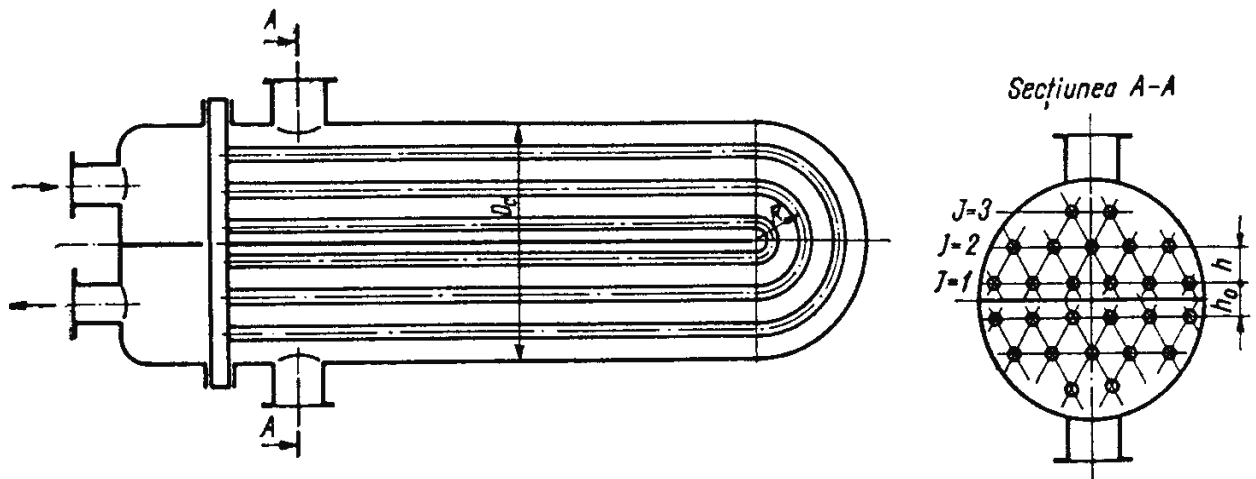


Fig. 1.3. Secțiune printr-un schimbător de căldură cu fascicul de țevi în forma de U în manta.

Schimbătoarele de căldură cu fascicul de țevi în forma de U (fig. 1.3) sunt de regulă prevăzute cu șicane (pereți despărțitori) în spațiul dintre țevi (fig.1.5 a, b, c), având următoarele funcții principale:

- uniformizarea transferului de căldură pentru fasciculul tubular,
- susținerea și rigidizarea sistemului tubular,
- intensificarea transferului de căldură pentru fluidul din exteriorul țevilor prin mărirea vitezei de curgere și creșterea turbulenței,
- obținerea unei diferențe medii de temperatură cât mai mari între cele două fluide.



Fig. 1.4. *Schimbător de căldură cu fascicul tubular în formă de U.*

În funcție de poziția lor față de fasciculul tubular, șicanele pot fi longitudinale, transversale sau combinații ale acestora, alegerea unui tip sau a altuia depinde de debitul de fluid, distribuția vitezelor, regimul de curgere, natura fluidului și de caracterul depunerilor (fig.1.5). Curgerea axială prin interstițiile dintre șicană și manta și dintre șicană și țevi poate permite unei cantități importante din fluidul care circulă în exteriorul țevilor să ocolească fasciculul tubular, modificând transferul de căldură și distribuția vitezei.

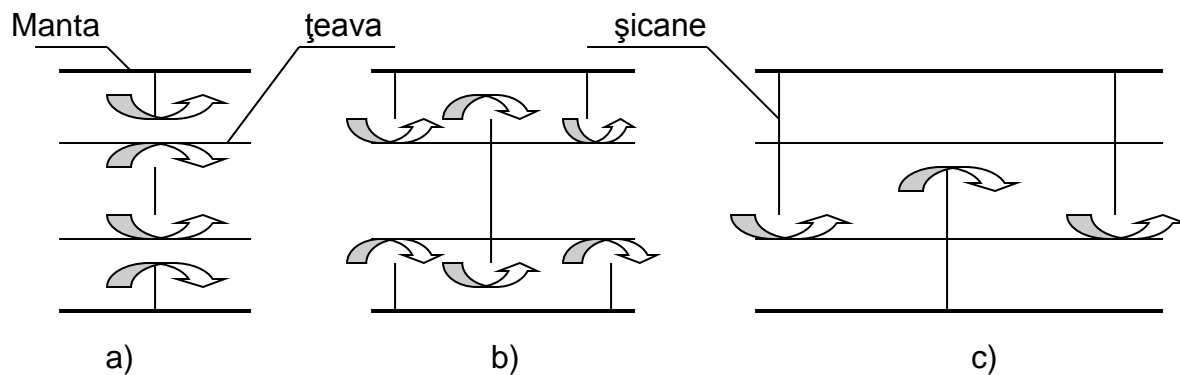


Fig. 1.5. Șicane transversale pentru schimbătoare de căldură tubulare:
a) șicană cu orificii; b) șicană cu disc și inel; c) șicană tip segment

Efectul acestui proces este de reducere sensibilă atât a coeficientului efectiv de schimb de căldură, cât și a pierderilor de presiune.

B. Schimbătoare de căldură compacte.

Schimbătoarele de căldură compacte sunt aparate la care raportul dintre suprafața de schimb de căldură și volumul aparatului are valori cu mult mai ridicate decât la aparatele convenționale (fig.1.6 a,b) [10,11].

Schimbătoarele de căldură compacte se realizează într-o gamă extrem de diversă de soluții constructive care folosesc multiple metode de intensificare a proceselor de schimb de căldură și/sau procedee de mărire a suprafeței de schimb de căldură pe unitatea de volum [10,11].

Schimbătoarele de căldură compacte pot fi:

- suprafețe tubulare: cu fascicule de țevi cu diametre mici cuprinse între 6-12mm (fig.1.6 a,b). Aceste țevi se folosesc atunci când nu este necesară curățirea aparatelor convenționale cu țevi și manta;

- suprafețe cu curgere normală peste fascicule de țevi nervurate: țevile netede sunt prevăzute cu nervuri continue sau cu nervuri cu un grad mare de extindere a suprafeței (fig.1.6. c) o atenție deosebită acordându-se reducerii rezistenței termice între nervuri și țeava suport.

Reducerea rezistenței termice la unele tipuri de aparate se poate realiza prin folosirea țevilor plate și asamblate (fig.1.6. a, b).

Țevile plate sunt executate din benzi, în mod asemănător fabricării prin sudură a țevilor circulare netede, dar cu pereți mult mai subțiri și asamblați prin lipire:

- suprafețe plane nervurate (fig. 1.6. e).
- suprafețe matrițate folosite la aparate regeneratoare de rotație, ca la preîncălzitoarele de gaze de ardere – aer pentru focare cu combustibili clasici.

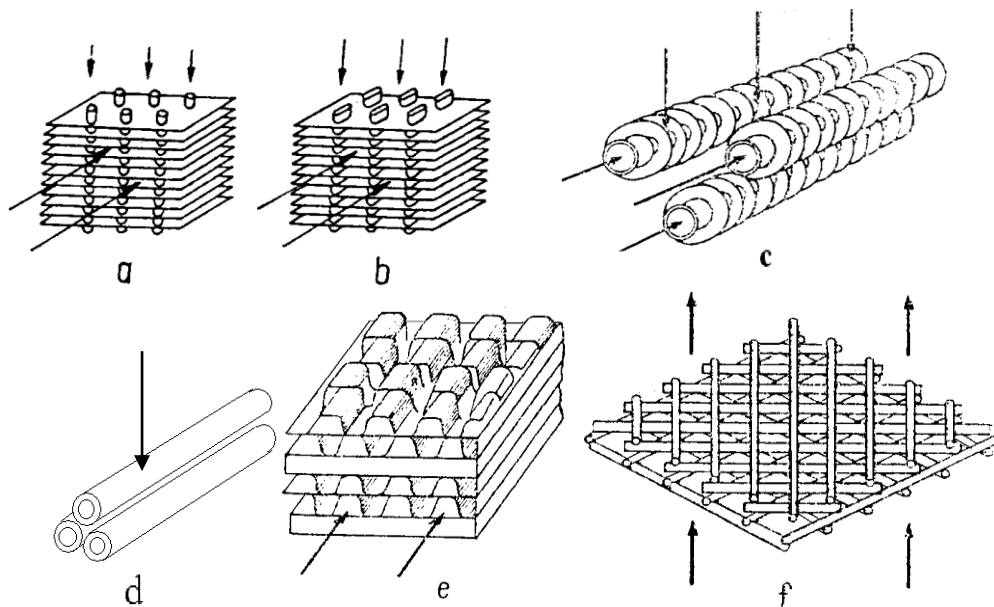


Fig. 1.6. *Exemple de alcătuire a suprafeței la schimbătoarele de căldură compacte:*

- a) *țevi rotunde cu nervuri continue;* b) *țevi aplatizate cu nervuri continue;*
c) *tub cilindric cu nervuri radiale sau axiale;* d) *tub cilindric;* e) *nervuri cu plăci ondulate;* f) *matrice cu bare încrucișate.*

Schimbătoarelor de căldură cu plăci sunt alcătuite din plăci individuale formând prin juxtapunere un set și asamblate într-un cadru metalic cu bare de susținere și ghidaj și cu șuruburi de strângere.

Plăcile sunt executate din foi metalice subțiri prevăzute cu ondulări în scopul măririi rigidității suprafeței de schimb de căldură.

Etanșarea între plăci împiedică amestecul agenților termici și scurgerea acestora spre exterior și se realizează prin garnituri executate din materiale compatibile cu agenții termici.

1.4. Indicii de performanță ai schimbătoarelor de căldură.

Un schimbător de căldură are trei categorii de pierderi [12]:

- pierderi exergetice în procesul de transfer de căldură datorită diferenței finite de temperatură între agenții termici;
- pierderi de căldură în mediul ambiant prin pereți sau prin izolația termică a aparatului;
- pierderi de presiune datorită învingerii rezistențelor hidraulice la curgerea agenților termici prin aparat.

Aceste pierderi care nu sunt dominante și nu pot fi eliminate complet, determină prin mărirea lor calitatea funcționării aparatului.

Aprecierea performanțelor aparatelor schimbătoare de căldură se face cu o serie de indici de calitate, dintre care cei mai importanți sunt [11,13]:

Randamentul termodinamic η_{td} : se definește prin relația, [13]:

$$\eta_{td} = \frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1} = \frac{\dot{m}_2 c_2 (t_2'' - t_2')}{\dot{m}_1 c_1 (t_1' - t_1'')} = \frac{\dot{m}_2 (i_2'' - i_2')}{\dot{m}_1 (i_1' - i_1'')} \quad (1.1)$$

Cu ajutorul randamentului termodinamic se evaluează gradul de utilizare a căldurii transportate de agentul cald.

Mărimile \dot{Q}_1 și \dot{Q}_2 se determină cu relațiile:

$$\dot{Q}_1 = \dot{m}_1 c_1 (t_1' - t_1'') = \dot{C}_1 (t_1' - t_1'') = \dot{C}_1 \delta t_1 \text{ sau } \dot{Q}_1 = \dot{C}_1 \dot{m}_1 (i_1' - i_1'') \quad [\text{W}] \quad (1.2)$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{m}_2 c_2 (t_2'' - t_2') = \dot{C}_2 (t_2'' - t_2') = \dot{C}_2 \delta t_2 \text{ sau } \dot{Q}_2 = \dot{C}_2 \dot{m}_2 (i_2'' - i_2') \quad [\text{W}] \quad (1.3)$$

$$\dot{C}_1 = \dot{m}_1 c_1 \quad \dot{C}_2 = \dot{m}_2 c_2 \quad [\text{W/K}] \quad (1.4)$$

$$\delta t_1 = t_1' - t_1'' \quad \delta t_2 = t_2'' - t_2' \quad [^\circ\text{C}] \quad (1.5)$$

unde:

\dot{Q}_1, \dot{Q}_2 [W] - reprezintă fluxul de căldură cedat de agentul cald, respectiv primit de agentul rece;

\dot{Q}_p [W] - fluxul de căldură pierdut de aparat în mediul ambiant;

\dot{m}_1, \dot{m}_2 [kg/s] - debitul masic de agent cald, respectiv rece ;

c_1, c_2 [J/kgK] - capacitatea termică masică a agentului cald și rece;

\dot{C}_1, \dot{C}_2 [W/K] - Fluxul capacității termice pentru agentul cald și rece;

i_1', i_1'' [J/Kg] - entalpia masică a agentului cald la intrarea și la ieșirea din schimbătorul de căldură;

i_2'', i_2' [J/Kg] - entalpia masică a agentului rece la intrarea și la ieșirea din schimbătorul de căldură;

t_1', t_1'' [°C] - temperatura agentului cald la intrarea, respectiv la ieșirea din schimbătorul de căldură;

t_2', t_2'' [°C] - temperatura agentului rece la intrarea, respectiv la ieșirea din schimbătorul de căldură;

$\delta t_1, \delta t_2$ [K] - variația de temperatură a agentului cald , respectiv rece .

Randamentul izolației termice η_i : reprezintă raportul dintre fluxul de căldură cedat de agentul cald minus fluxul de căldură pierdut în mediul ambiant și fluxul de căldură cedat de agentul cald Q_1 , dat de relația:

$$\eta_i = \frac{Q_1 - \dot{Q}_p}{Q_1} = 1 - \left(\frac{\dot{Q}_p}{Q_1} \right) \quad (1.6)$$

în care \dot{Q}_p [w] este fluxul de căldură pierdut în mediul ambiant.

Cu ajutorul coeficientului η_r se determină pierderile de căldură în mediul ambiant al unui aparat prin pereții sau izolația acestuia.

Eficiența termică ε : este raportul dintre căldura efectiv transmisă de aparat \dot{Q} și căldura Q_{id} care s-ar putea transmite în cazul unui răcitor ideal în contracurent [4]:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{id}} = \frac{\dot{C}_1 \phi(t_1' - t_1'')}{\dot{C}_1 (t_1' - t_2')} = \phi \quad (1.7)$$

În care s-a considerat că răcitorul ideal are temperatura de ieșire a fluidului t_1'' egală cu temperatura de intrare a fluidului rece t_2' ; unde funcția ϕ este unul din cele trei criterii de similitudine ale transmiterii energiei termice într-un schimbător de căldură [4]:

$$\phi = \frac{t_1' - t_1''}{t_1' - t_2'}; \chi = \frac{kA}{\dot{C}_1}; \mu = \frac{\dot{C}_1}{\dot{C}_2} \quad (1.8)$$

Eficiența termică ε exprimă gradul de apropiere a aparatului real de cel teoretic.

Pierderea specifică de presiune Δp_{sp} : se definește ca raportul dintre pierderea de presiune a fluidului cald sau rece și numărul de unități de transfer de căldură NTC pentru fluidul respectiv, [13]:

$$\Delta p_{sp1} = \frac{\Delta p_1}{NTC_1} = \frac{\Delta P_1}{\frac{kS}{\dot{C}_{p1}}} \text{ sau } \Delta p_{sp2} = \frac{\Delta p_2}{NTC_2} = \frac{\Delta P_2}{\frac{kS}{\dot{C}_{p2}}} \quad [\text{bar}] \quad (1.9)$$

Mărimea Δp_{sp} exprimă legătura dintre pierderea de presiune Δp_1 la curgerea unui fluid prin aparat și posibilitățile de transfer ale aparatului, NTC, raportate la fluidul respectiv.

Randamentul exergetic η_{ex} : reprezintă raportul dintre variația fluxului de exergie al fluidului rece ΔE_2 [w] și variația fluxului de exergie al fluidului cald ΔE_1 [w], [13]:

$$\eta_{ex} = \frac{\Delta E_{x2}}{\Delta E_{x1}} = \frac{E_{x2}'' - E_{x2}'}{E_{x1}' - E_{x1}''} = \frac{\dot{m}_2 (e_{x2}'' - e_{x2}')}{\dot{m}_1 (e_{x1}' - e_{x1}'')} = 1 - \frac{\Delta E_{xp}}{\Delta E_{x1}} \quad (1.10)$$

unde: E_{x1}' , E_{x1}'' [W] – reprezintă fluxul de exergie al agentului cald la intrarea, respectiv la ieșirea din aparat;

E_{x2}' , E_{x2}'' [W] – reprezintă fluxul de exergie al agentului rece la intrarea, respectiv la ieșirea din aparat;

\dot{m}_1 , \dot{m}_2 [kg/s] – reprezintă debitul masic de agent cald, respectiv rece;

e_{x1}' , e_{x1}'' [J/kg] – sunt exergiile specifice masice ale fluidului cald la intrarea, respectiv la ieșirea din aparat;

e_{x2}' , e_{x2}'' [J/kg] – sunt exergiile specifice masice ale fluidului rece la intrarea, respectiv ieșirea din aparat;

ΔE_{xp} [W] – reprezintă fluxul de exergie pierdut de aparat.

Corespunzător celor trei pierderi dintr-un schimbător de căldură, menționate anterior, fluxul de exergie pierdut de un aparat este :

$$\Delta E_{xp} = \Delta E_{xsch} + \Delta E_{x\Delta p} + \Delta E_{xmed} \quad [W] \quad (1.11)$$

unde: ΔE_{xsch} [W] – pierderea de exergie datorită ireversibilității schimbului de căldură la diferența finită de temperatură;

$\Delta E_{x\Delta p}$ [W] – pierderea de exergie corespunzătoare pierderii de presiune a agentului cald și rece în aparat;

ΔE_{xmed} [W] – pierderea de exergie produsă de pierderea de căldură a aparatului în mediul ambiant.

Cele trei pierderi de exergie din relația (1.10) se pot determina cu următoarele relații [3]:

$$\Delta E_{xsch} = \frac{T_0 \Delta T}{T_1 T_2} \dot{Q};$$

$$\Delta E_{x\Delta p} = \Delta E_{x\Delta p,1} + \Delta E_{x\Delta p,2} = \frac{T_0}{T_1} (P_1 + P_2); \quad [W] \quad (1.12)$$

$$\Delta E_{xmed} = \dot{Q}_p \left(1 - \frac{T_0}{T_1} \right)$$

unde: T_0 [K] – temperatura de referință a mediului ambiant;

T_1, T_2 [K] – temperaturile medii ale agentului cald, respectiv rece;

ΔT [K]– diferența medie de temperatura între agenții termici ($\Delta T = T_1 - T_2$);

\dot{Q} [W]– sarcina termică a aparatului;

\dot{Q}_p [W]– fluxul de căldură pierdut în mediul ambiant.

P_1, P_2 [W]–puterea de pompare a agentului cald respectiv rece.

Randamentul exergetic este un indice care caracterizează în mod complet funcționarea unui aparat schimbător de căldură și care ține seama de toate pierderile termo și hidrodinamice ale aparatului.

1.5. Condensatoare de abur.

1.5.1. Probleme generale.

Circuitul termic al unei instalații cu abur poate cuprinde o serie de aparate termice cu rol de preîncălzire și degazare apei de alimentare; condensarea aburului evacuat din turbină, producerea de abur tehnologic.

Acest circuit poate fi dotat cu [14,15,16]:

- expandoare,
- degazoare,
- condensatoare,
- preîncălzitoare de joasă și înaltă presiune.

Conform principiului al doilea al termodinamicii, energia termică a aburului nu poate fi transformată integral în lucru mecanic în turbină.

Cantitatea de energie netransformată este cedată în majoritatea cazurilor mediului ambiant în instalația de condensare a aburului.

Soluția adoptată pentru evacuarea energiei termice trebuie să îndeplinească următoarele condiții [14]:

- din punct de vedere termic trebuie să asigure o funcționare perfectă la orice sarcină și la orice temperatură a mediului ambiant;
- din punct de vedere economic trebuie să reprezinte o soluție rațională în sensul asigurării unor cheltuieli de investiție și exploatare ponderate;
- din punct de vedere al protecției mediului ambiant trebuie să evite poluarea biologică, climatică și acustică a mediului înconjurător.

Instalația de condensare a unei turbine cu abur cuprinde condensatorul propriu-zis și o serie de agregate auxiliare cum ar fi [14,15,16]:

- pompele de circulație a apei de răcire,
- pompele de condensat,

- instalația de vid,
- conductele de legătură și armăturile aferente.

Condensarea se realizează cu ajutorul apei de răcire prelevată din râuri în majoritatea cazurilor centralelor termoelectrice, care au posibilitatea să funcționeze atât în circuit mixt cât și în circuit închis. În cazul centralelor termoelectrice cu puteri mai mari de 250 MW avantajoasă este folosirea turnurilor cu tiraj natural (fig.1.7) [12,14]. Turnurile de răcire cu tiraj natural se construiesc din beton armat sub forma de hiperboloid de rotație. Turnul de răcire din fig. 1.7 este de tipul cu răcire în contracurent [16].

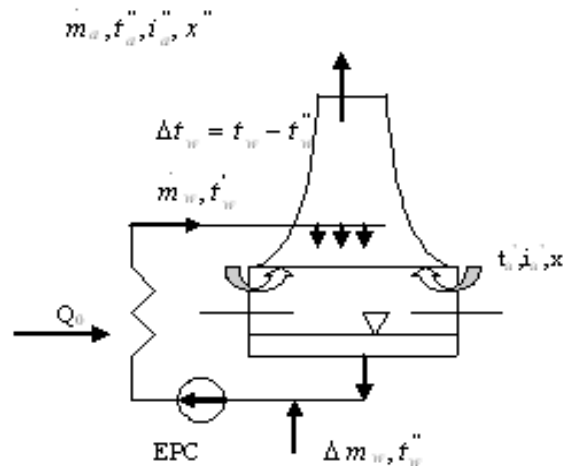


Fig. 1.7. Turn de răcire cu tiraj natural. Schema de principiu.

Apa de răcire este aspirată cu ajutorul pompelor de circulație (EPC) din bazinul turnului, trece prin condensatorul turbinei cu abur unde preia căldura Q_0 și se încălzește de la t_1 la t_2 [18,19].

Cu această temperatură, apa este adusă la turn și lăsată să cadă de sus în formă de picături pentru a se răci în contact cu aerul (fig.1.8). Partea din turn situată deasupra locului de introducere a apei are rol numai de coș de tiraj. Aerul circulă de jos în sus datorită tirajului natural produs de diferența dintre densitatea aerului la intrarea și ieșirea din turn.



Fig. 1.8. Schema de circulație a apei de răcire de la condensator la turn.

Diferența de densitate este cauzată de creșterea temperaturii aerului de la t'_a la t''_a cât și de creșterea conținutului de umiditate la trecerea aerului prin turn ca urmare a procesului de evaporare ($x'' > x'$). O parte din debitul de apă \dot{m}_w se evaporă. Cantitatea de apă evaporată $\Delta \dot{m}_w$ reprezintă 1,5-2,5% din \dot{m}_w și aceasta se completează cu apă proaspătă din râu [18,19].

Reprezentând în diagrama $i_{1+x} - x$, fig. 1.9, vom observa că, cu cât diferența $i_{as} - i_a$ este mai mică cu atât trebuie să crească suprafața de contact între apă și aer pentru a se obține același efect de răcire al apei care provine de la condensatorul de abur. Când temperatura aerului este mai mică decât temperatura apei de răcire $t_a < t_w$ fluxul de căldură transmis prin convecție $q_c = \alpha(t_w - t_a)$ are sensul de la apă către aer realizându-se astfel răcirea apei.

Atunci când temperatura aerului devine egală cu temperatura apei fluxul de căldură transmis prin convecție se anulează ($t_w = t_a$). Căldura de vaporizare este asigurată în acest caz în întregime de aerul care se răcește, iar temperatura apei rămâne constantă. S-a atins limita inferioară de răcire, temperatura apei de răcire coincide cu temperatura termometrului umed a aerului.

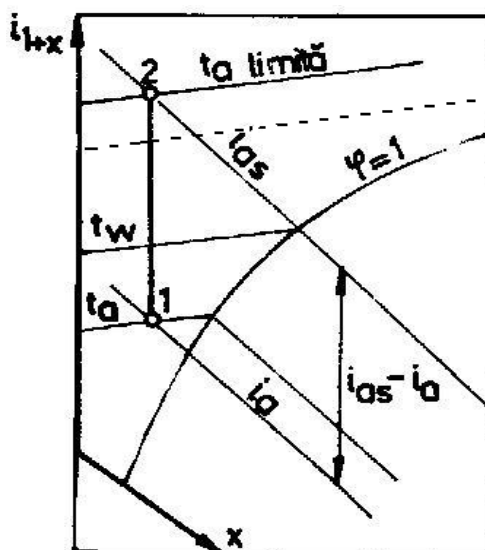


Fig. 1.9. Diagrama $i-x$ a diferenței de entalpii $i_{as}-i_a$.

Dacă temperatura aerului este foarte ridicată, mai ales vara, $t_a > t_w$, (linia punctată din fig. 1.9.), fluxul de căldură își schimbă direcția de la aer la apă astfel încât nu de puține ori sunt cazuri când vara, datorită temperaturilor ridicate ale aerului, la condensator ajunge apa de răcire cu temperatura de peste 30-40°C (situație înregistrată în funcționarea grupurilor de 330 MW în luna iulie și august 2003-2008 conform anexa 2) în loc de 15°C cât este temperatura teoretică de funcționare a acestuia. Circulația aerului prin turn este de o importanță deosebită pentru realizarea unei răcirii eficiente a apei calde provenită de la condensatorul de abur. Cu cât debitul specific de aer este mai mare, cu atât crește, după cum s-a arătat, zona de răcire și se apropie mai mult de temperatura termometrului umed.

Un alt dezavantaj funcțional îl constituie vânturile care influențează răcirea apei provenită de la condensatorul de abur, în turnurile de răcire cu tiraj natural, care la viteze de peste 5 m/s, s-a constatat că produc o creștere a temperaturii apei de răcire cu 1...2°C, iar la viteze de peste 10m/s produc o creștere a acesteia cu 4°C, [18,19].

Se impune prin urmare să fie luate toate măsurile posibile din punct de vedere economic, pentru ca turnul de răcire să funcționeze cu un debit specific de aer cât mai ridicat.

1.5.2. Caracteristici generale. Elemente constructive.

În toate ramurile industriale cum ar fi: energetică, chimică, metalurgică, în care se pune problema necesității de a se evacua mari cantități de căldură din instalațiile tehnologice, se folosește ca agent de răcire apa [14,15,16,20].

Regimul termic al aparatelor supuse răcirii cere de obicei pe lângă o temperatură destul de joasă a apei de răcire și limitarea încălzirii în sistem.

Aceasta are ca urmare folosirea a zeci de mii de metri cubi de apă pe oră cum este cazul centralelor electrice, uzinelor metalurgice, rafinărilor, etc.

Condițiile pe care trebuie să le îndeplinească apa de răcire, în ceea ce privește temperatura și calitatea, pot varia în funcție de destinație.

Pentru a avea o exploatare sigură și în condiții economice, apa trebuie să îndeplinească următoarele condiții care să asigure că pe țevile schimbătoare de căldură ale aparatelor de răcire nu se produc depuneri sau eroziuni și coroziuni, sau înfundări care să afecteze calitatea schimbului de căldură și etanșeitățile [20]:

- să nu conțină impurități plutitoare care ar înfunda țevile condensatoarelor,
- să nu conțină impurități în suspensie cu diametrul mai mare de 0,15mm,
- să nu conțină substanțe corozive care să atace țevile schimbătoare de căldură,
- să nu conțină substanțe organice, microorganisme și alge care ar înrăutăți mult coeficientul de transfer de căldură prin depunerea și formarea de pelicule pe suprafața țevelor,

- să aibă duritate temporară redusă pentru evitarea depunerilor de piatră.
- să nu conțină ulei în suspensie care se depune pe țevi și are ca efect micșorarea coeficientului de transfer de căldură.

Condensatoarele sunt schimbătoare de căldură de suprafață destinate condensării vaporilor diverselor substanțe.

Cea mai importantă utilizare a condensatoarelor este în centralele termoelectrice clasice și nucleare, fluidul rece fiind de regulă apa.

Rolul condensatoarelor în centralele termoelectrice și nucleare electrice constă în următoarele: condensează aburul evacuat din turbină sub un vid cât mai avansat, constituie o rezervă de condensat în circuitul regenerativ prin cantitatea de apă acumulată în rezervorul condensatorului, la pornire condensează aburul care ocolește turbina până la atingerea parametrilor admiși pentru introducerea aburului în turbină, aerisește o parte sau întreaga instalație de preîncălzire regenerativă [20, 21,22].

Coborârea presiunii din condensator atrage însă creșterea dimensiunilor și deci a secțiunilor ultimelor trepte ale unei turbine cu abur, precum și creșterea energiei necesare asigurării vidului înaintat ca și dificultăți în menținerea etanșeității.

Condensatoarele asigură recuperarea totală a condensatului și reintroducerea lui în circuit, micșorând cantitatea totală de apă proaspătă, ce trebuie completată.

Condițiile tehnice pentru instalația de condensare sunt următoarele [21]:

- menținerea unui grad ridicat de puritate a aburului care condensează;
- separarea completă și eficace a părții de abur de partea de apă de răcire;
- etanșarea construcției condensatorului pe partea de abur pentru menținerea corespunzătoare a vidului;

- reducerea subrăcirii condensatului pentru micșorarea pierderilor de căldură, valoarea recomandată a subrăcirii este de 3-5°C utilizându-se pentru aceasta circa 10% din suprafața de răcire a condensatorului;

- micșorarea conținutului de oxigen în condensat pentru reducerea sarcinii degazorului și a coroziunii preîncălzitoarelor de joasă presiune;

- răcirea intensă a amestecului aer-abur în zona de extragere a aerului din condensator pentru obținerea unui cost minim a operației de degazare.

Deoarece presiunea aburului la ieșirea din turbină este de 0,035-0,07 bar, masa specifică a aburului este foarte scăzută, iar debitul volumic este extrem de mare [21,22].



Fig.1.10. Zona de racordare a condensatorului cu turbina de abur.

Pentru reducerea pierderilor de presiune condensatorul este montat sub turbină și racordat de acesta printr-un racord scurt cu secțiune transversală de curgere mare (fig.1.10).

La acest tip de condensator aburul curge vertical descendent și trece transversal peste țevile dispuse orizontal între plăcile tubulare ale celor două camere de intrare și ieșire a apei de răcire.

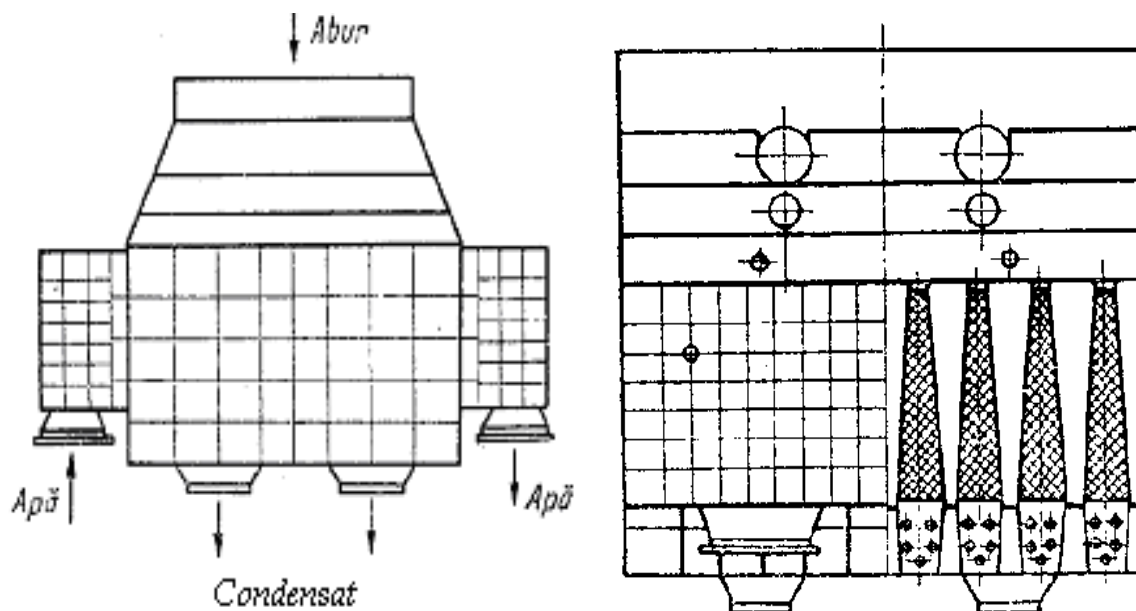


Fig.1.11. Secțiune prin condensatorul unei turbine de putere mare.

În fig. 1.11 este prezentat un condensator pentru o turbină de 330 MW.

Condițiile favorabile de schimb de căldură în condensator se obțin atunci când țevile de răcire sunt dispuse astfel încât aburul evacuat din turbină prin corpul de joasă presiune să intre prin racordul de abur și să ia contact direct cu cât mai multe țevi.

Totodată rezistența la curgere pe partea aburului trebuie să fie cât mai mică posibil, condensatul rezultat urmând să se scurgă peste cât mai puține țevi, din această cauză în plăcile intermediare se prevăd fante (fig. 1.12) .



*Fig.1.12. Modul de dispunere a fasciculului de țevi
în condensator.*

1.5.3. Clasificarea condensatoarelor de abur.

Condensatoarele sunt schimbătoare de căldură “de suprafață” cu o singură trecere pentru apa de răcire, echipat cu țevi orizontale, având ca scop condensarea aburului sau pot folosi condensarea numai pentru cedarea căldurii. Condensatoarele pot fi tubulare, cu serpentine sau combinate.

La condensatoarele verticale lungimea acestora este limitată de formarea unui film de condens de grosime mare, care înrăutățește schimbul de căldură, în scopul eliminării acestui neajuns se folosesc “căciuli” pentru îndepărtarea condensului de pe suprafața de schimb de căldură.

După modul de curgere al aburului în interiorul condensatorului distingem următoarele tipuri de condensatoare [14,15,16]:

- condensatoare cu curent de abur descendent; la care aburul intră în partea superioară a condensatorului, iar aspirația aerului se face cu ajutorul pompelor de vid pe la partea inferioară a acestuia.

Aceste tipuri sunt foarte vechi și prezintă următoarele dezavantaje: rezistență hidraulică mare datorită drumului foarte lung parcurs de abur până la locul de aspirație, subrăcire accentuată a condensatului, coeficientul de convecție pe partea aburului foarte mic datorită filmului gros de fluid format în timpul condensării.

- condensatoare cu curent de abur ascendent; fig.1.13.a), la aceste construcții aburul este condus central spre partea inferioară a fascicolului de țevi, iar amestecul aer-abur este aspirat în partea superioară. Față de tipurile anterioare se elimină dezavantajul subrăcirii condensatului, fiind asigurată încălzirea acestuia prin abur proaspăt.

Prezintă dezavantajul unui volum foarte mare datorită existenței canalului central de abur.

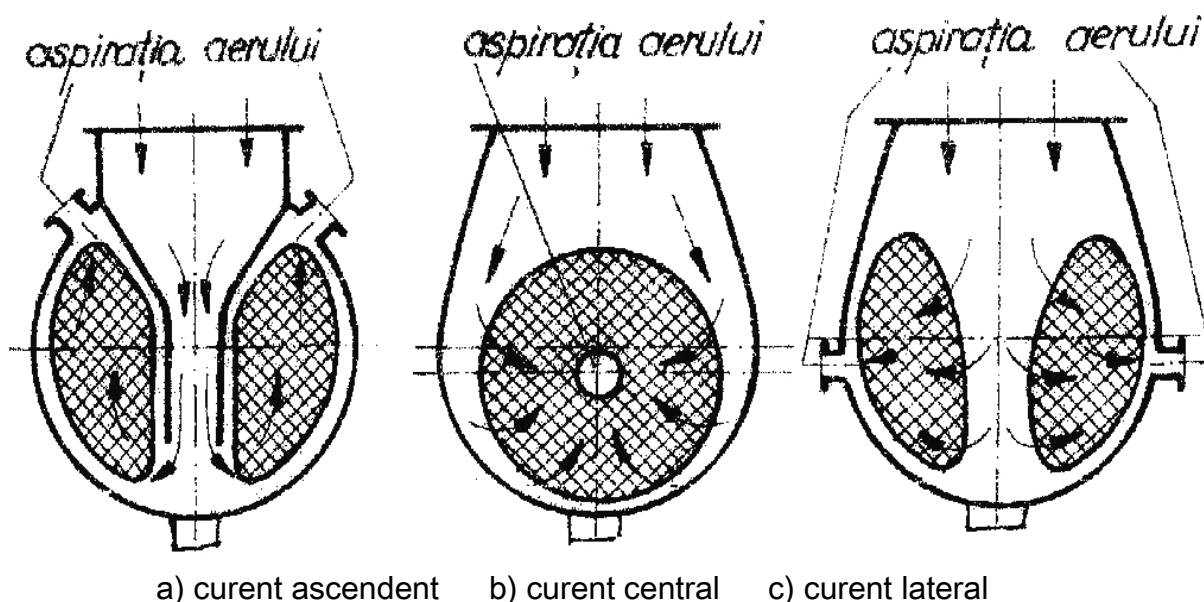


Fig. 1.13. *Tipuri de curgere a aburului în condensator.*

- condensatoare cu curent central de abur; (fig.1.13.b), la aceste tipuri de condensatoare aburul se răspândește pe întreaga circumferință a fascicolului de țevi și curge radial de la periferie spre centru unde este dispus ștuțul de aspirație a aerului.

Avantajele acestui tip de condensator sunt: evită subrăcirea condensatului, rezistența întâmpinată de curentul de abur nu este prea mare, secțiunea de curgere a aburului se micșorează în continuu odată cu condensarea acestuia și astfel viteza de circulație a acestuia se poate apropia de valoarea ei optimă.

- condensatoare cu curent lateral de abur; (fig.1.13.c) și la acest sistem condițiile impuse unui bun condensator sunt în bună parte satisfăcute.

Se poate asigura o mărire a perimetrului primului rând de țevi prin așezarea țevilor în fascicol în formă de meandru, situație în care se realizează și o cădere de presiune mică de partea aburului.

În cazul condensatoarelor orizontale așezarea țevilor se face în triunghi echilateral, cu înclinarea așezării denumită Ginabat.

1.6. Metode de îmbunătățire a performanțelor condensatoarelor de abur.

Metodele de îmbunătățire a performanțelor condensatoarelor de abur constau în mărirea suprafeței de schimb de căldură, dar cu creșterea costului echipamentului sau creșterea coeficientului de transfer de căldură k care depinde de diametrul interior și exterior al țevilor schimbătoare de căldură d_i , d_e , de conductivitatea termică λ a peretelui și de coeficienții de convecție pe partea interioară $\alpha_2 = \alpha_a$ (apa) și exterioară a tubului $\alpha_1 = \alpha_v$ (abur) [24,25].

Prin urmare k poate fi mărit prin mărirea coeficienților de convecție utilizându-se următoarele metode [24,25]:

- folosirea unor suprafețe de schimb de căldură de configurație specială, cu ajutorul cărora se realizează o reducere a grosimii stratului laminar;
- dispunerea unor generatoare de turbulență în calea fluidului;
- introducerea unor aditivi sub formă de particule solide în curentul de fluid.

Folosirea suprafețelor de schimb de căldură de configurație specială.

La utilizarea unor conducte cu suprafață rugoasă, s-a constatat o creștere a coeficientului de convecție termică în comparație cu valorile obținute la curgerea unui fluid prin conducte cu pereți netezi.

Cercetarea influenței rugozității naturale a conductelor asupra lui α a arătat că această influență este întâmplătoare și nu merită a fi luată în considerație [26]

Rugozitatea artificială în schimb, obținută prin realizarea pe cale mecanică a unor proeminențe sau adâncituri pe peretele în contact cu fluidul, poate conduce la mărirea substanțială a lui α [26].

La curgerea unui curent de fluid prin fante inelare s-au găsit mărimi ale coeficientului de convecție până la 75%, în cazul în care tubul interior avea

proeminențe inelare pe peretele exterior, raportul optim L/e fiind de data aceasta mai mic de 10; [27,28].

Având în vedere marea varietate de tipuri de suprafețe folosite pentru îmbunătățirea coeficientului de convecție este foarte greu să se găsească o expresie analitică pentru calculul coeficientului de convecție mai ales pe partea aburului în exteriorul țevilor schimbătoare de căldură.

Metoda tradițională pentru mărirea schimbului de căldură între un perete și un curent de fluid, este utilizarea unor suprafețe extinse prin aripioare [28].

Disponerea unor generatoare de turbulențe în calea fluidului [26,28].

Schimbul de căldură care are loc între un curent de fluid și un perete poate fi mărit prin turbionarea curentului.

Creșterea coeficientului de convecție este mai accentuată la viteze mari ale fluidului. O mărire considerabilă a coeficientului de convecție se obține și la curgerea unui fluid printr-o țeavă curbată.

Dacă în locul unor țevi drepte se folosesc țevi în formă de serpentină cu un raport între diametrul serpentinei și diametrul țevii în jur de 20, se obține o creștere a lui α cu peste 50%, fără ca rezistențele hidraulice să se modifice substanțial [26,27,28].

Cel mai răspândit mijloc de îmbunătățire a convecției termice, este cel de turbionare a curentului, cu ajutorul unei benzi metalice răsucite, introduse în canalul de curgere al fluidului. Banda poate fi strânsă față de perete, aderentă sau cu joc. Geometria benzii răsucite se caracterizează prin factorul y care reprezintă raportul dintre lungimea benzii pentru o răsucire de 180° și diametrul tubului.

Pentru obținerea unei răsuciri puternice uneori banda este răsucită în jurul unei vergele de diametru mic.

Introducerea unor aditivi sub formă de particule solide în curentul de fluid.

O metodă foarte simplă și eficace de mărire a convecției termice între curentul de fluid și perete, este aceea de a introduce în curentul de fluid mici adausuri de aditivi, care însă nu trebuie să schimbe proprietățile agentului termic de răcire [28].

Particulele solide măresc atât capacitatea calorică a curentului, cât și schimbul de căldură la perete.

Efectul de eroziune a unui astfel de curent este relativ mic. Cu suspensii de grafit de 0,15-2mm diametru, s-au obținut mărimi ale coeficientului de convecție termică până la 400 % față de gazul pur [28].

Coeficientul de convecție se îmbunătățește cu creșterea concentrației suspensiei și cu scăderea diametrului suspensie [28].

CAPITOLUL 2

STUDII TEORETICE PRIVIND PERFORMANȚELE CONDENSATOARELOR DE ABUR

2.1. Condensatorul principal al turbinei cu abur de 330 MW.

2.1.1. Descriere constructivă și funcționare.

Condensatorul de abur este de tipul “ de suprafață” cu o singură trecere pentru apa de răcire, echipat cu țevi orizontale (fig.2.1) [21,31].

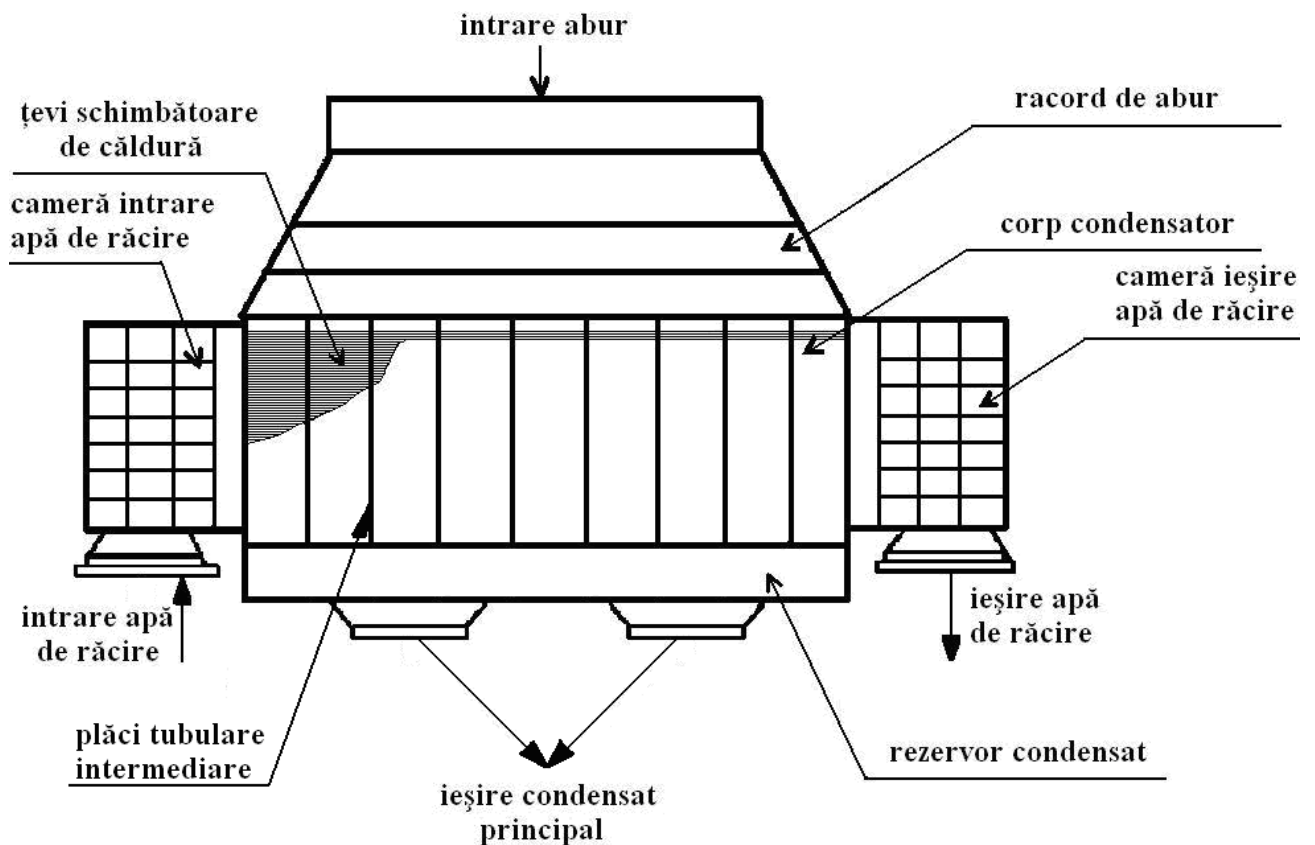


Fig. 2.1. Condensatorul principal al turbinei F1C 330 MW.

Principalele părți componente ale condensatorului de abur sunt [21,31]:

- racordul de abur ,
- corpul condensatorului,
- plăci tubulare intermediare,
- camera de ieșire apă de răcire,
- camera de intrare apă de răcire,
- țevile schimbătoare de căldură,
- rezervor condensat,
- plăci tubulare de capăt,
- fascicul de țevi .

Aburul iese din corpul de joasă presiune al turbinei și intră în condensator prin racordul de abur (fig. 1.10), unde condensează pe exteriorul fascicului tubular constituit din țevi din CuZn28Sn1 [21]. Racordul de abur este prevăzut cu patru nivele de bare de rigidizare (fig. 2.2),

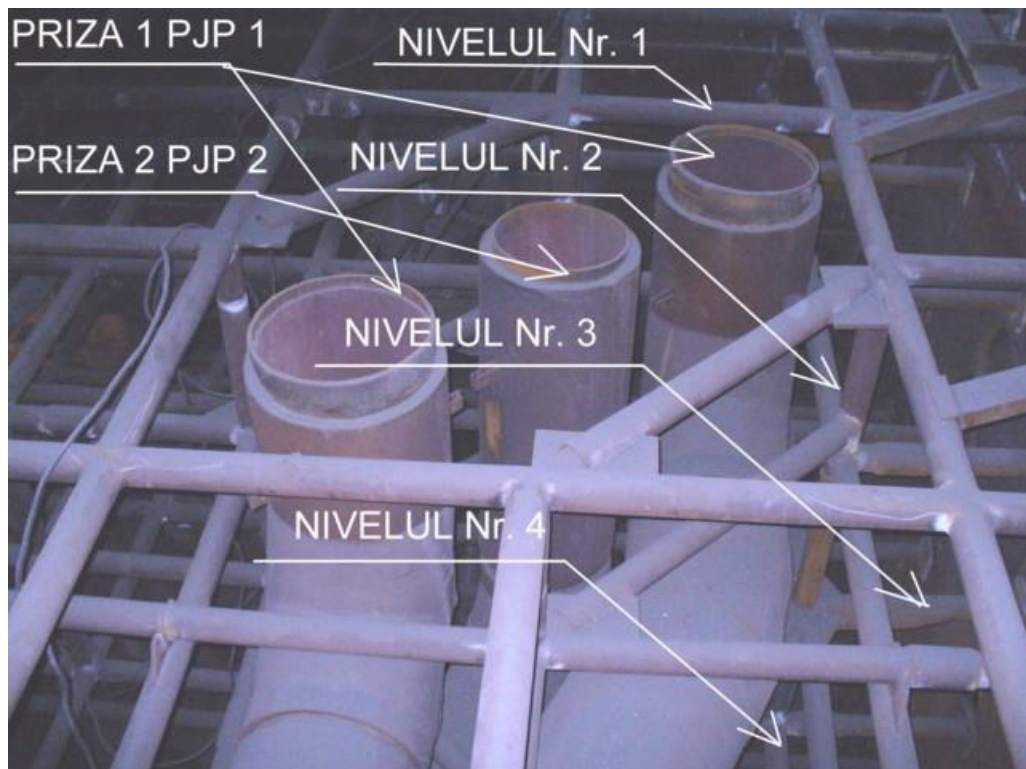


Fig. 2.2. Sistemul de rigidizare al racordului de abur.

În interiorul corpului sunt plasate conductele de abur de la prizele 1 și 2 spre preîncălzitoarele regenerative PJP 1 și PJP 2 (fig. 2.2).

Accesul în interiorul racordului de abur este realizat printr-o gură de vizitare plasată pe cota +10m prin corpul de joasa presiune.

Apa de răcire circulă prin interiorul fasciculului tubular traversând camerele de intrare și ieșire care sunt de formă paralelipipedică, împărțite în două semicamere printr-un perete vertical (fig.2.3).



Fig. 2.3. Camerele de intrare apă de răcire ale condensatorului.

Condensatorul de abur poate funcționa doar cu o semicameră prin care circulă apa de răcire, permițându-se astfel curățirea fasciculului de țevi în semicamera cealaltă. În acest caz funcționarea este însă de scurtă durată din cauza reducerii sarcinii turbinei.

Peretele posterior al camerei este constituit din placa tubulară de capăt în care se mandrinează țevile schimbătoare de căldură (fig. 2.4).

Mandrinarea se realizează cu mașini speciale, acestea sunt prevăzute cu bacuri care sub acțiunea unor forțe bine determinate și calculate produc o deformare plastică a peretelui țevii. Această deformare plastică a țevii nu trebuie să fie nici prea puternică deoarece se poate rupe materialul țevii în spatele plăci tubulare, dar nici prea ușoară deoarece pot să apară în funcționare datorită dilatărilor unele neetanșeități pe partea de apă de răcire ceea ce duce la impurificarea aburului.



Fig. 2.4. *Placa tubulară de capăt și dispunerea țevilor schimbătoare de căldură.*

Peretele anterior al camerei de intrare a apei de răcire este constituit din două uși rabatabile, care închid cele două semicamere.

În fig.2.5 se observă că una din uși este demontată cealaltă este nedemontată ci doar cu ușa de vizitare deschisă .

Rigidizarea ușilor este asigurată de un sistem de nervuri și bare metalice sudate de placa tubulară de capăt.

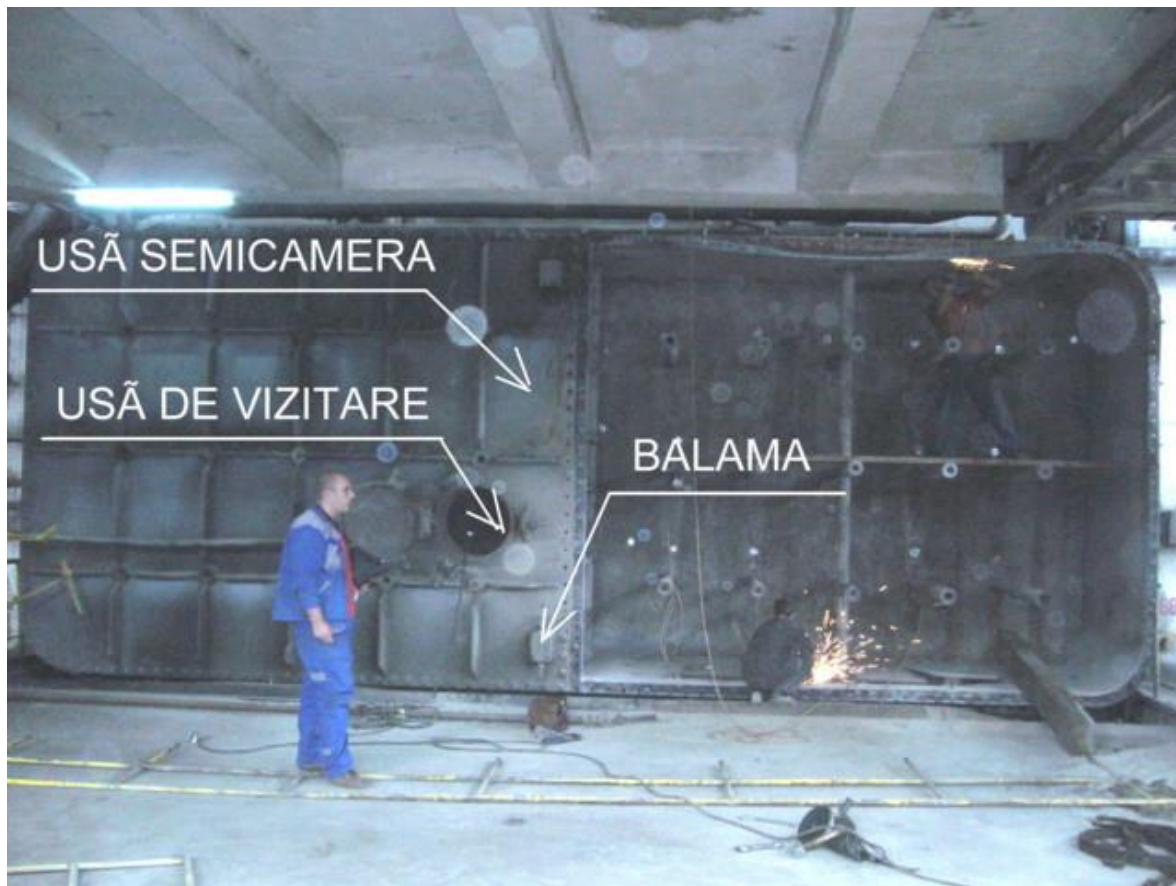


Fig. 2.5. *Vedere generală a camerelor de intrare apă de răcire ale condensatorului de abur.*

Accesul în camera de apă este asigurat de câte o gură de vizitare prevăzute pe fiecare semicameră.

Intrarea apei de răcire se face prin două ștuțuri aflate la partea inferioară a celor două camere (fig.2.6.).

Aceste ștuțuri sunt prevăzute cu grătare rabatabile cu găuri de diametrul mare aproximativ 20 mm care au rolul de a reține bucățile de lemn pungi și alte obiecte mari atunci când se face curățenie în cele două camere.

Nu au rol de filtru ci dimpotrivă în funcționare aceste grătare se rabat în poziția deschis și se blochează pentru a nu opune rezistențe hidraulice suplimentare în caz de deblocare și de acoperire a ștuțurilor.

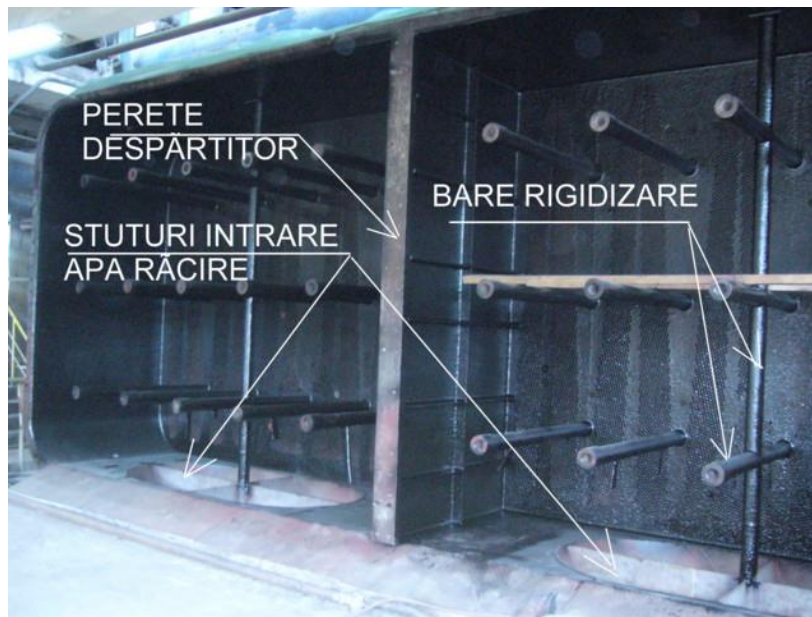


Fig. 2.6. Ștuțurile de intrare a apei de răcire și barele de rigidizare a ușilor rabatabile.

Principala parte a condensatorului unei turbine de putere mare este corpul condensatorului care conține fasciculul tubular, în el realizându-se condensarea aburului (fig.2.7).



Fig. 2.7. Corpul condensatorului de abur, vedere din exterior.

Corpul poate fi o construcție de formă cilindrică pentru turbinele de putere mică, condensator TPA (turbopompa de prealimentare a cazanului de abur) pentru turbina de abur de 12 MW, sau de formă paralelipipedică pentru cele de putere mare (330 MW), sudat la partea superioară cu racordul de abur, iar la părțile anterioară și posterioară cu camera de apă.

La partea inferioară corpul înglobează rezervorul de condensat de 70m³, deasupra căruia sunt prevăzute jgheaburi perforate pentru degazarea parțială a condensului [21]. Condensatorul de abur se sprijină pe fundație prin intermediul a 64 de resoarte dispuse câte 12 pe fiecare stâlp de beton dispus la cele patru colțuri și 8 arcuri pe alți doi stâlpi de beton dispuși la mijlocul celei mai lungi laturi, având posibilitate de reglare prin strângerea șuruburilor din placa metalică așezată pe stâlp (fig.2.8) [21].



Fig. 2.8. Așezarea condensatorului de abur pe fundație.

Accesul în rezervorul de condensat este asigurat printr-o gură de vizitare plasată pe fundul condensatorului. Pentru susținerea țevilor schimbătoare de căldură corpul este prevăzut cu opt plăci tubulare intermediare (fig.2.9).

Pentru colectarea unor eventuale scurgeri pe la mandrinări, la ambele

capete ale corpului, în vecinătatea plăcilor tubulare, sunt amenajate zone de separație.



Fig. 2.9. *Plăcile tubulare intermediare din racordul de abur.*

În interiorul corpului, la partea inferioară, sunt prevăzute două răcitoare de fluide necondensabile (aer) formate dintr-un fascicul de țevi dispuse în formă de triunghi (fig. 2.10).

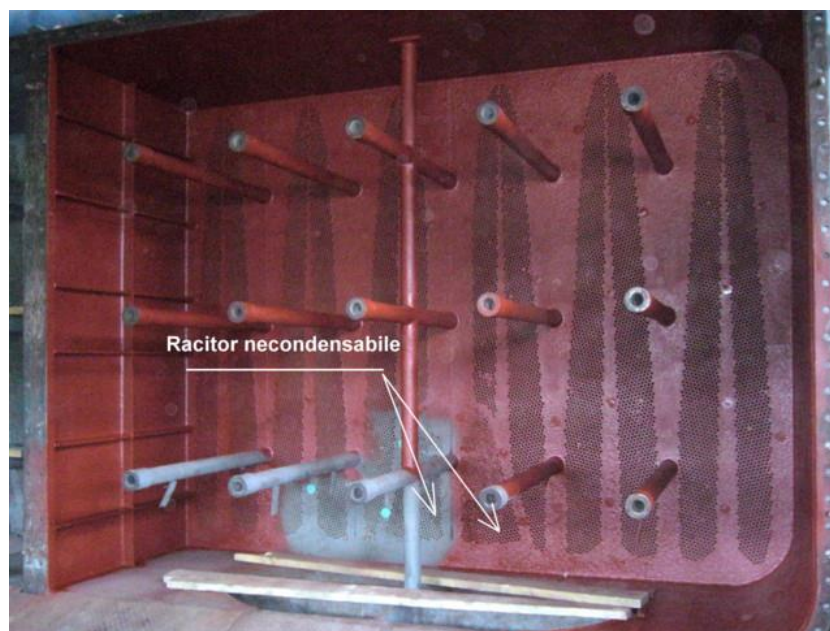


Fig. 2.10. *Răcitor de necondensabile.*

Camera de ieșire a apei este tot de formă paralelipipedică împărțită în două semicamere printr-un perete vertical.

Peretele posterior este constituit din placa tubulară, iar cel anterior este un perete plan sudat, rigidizat cu nervuri și bare metalice, nerabatabil ca în cazul camerei de intrare a apei de răcire.

Fasciculul tubular (fig. 2.11.) este amplasat în corpul condensatorului și este constituit din 26500 țevi din CuZn28Sn1 cu lungimea de 10484 mm, din care [21]:

- 25180 țevi de Φ 18x1,
- 1320 țevi de Φ 18x1,2 îngroșate pentru spargerea jetului de abur amplasate pe vârful fascicolului tubular.

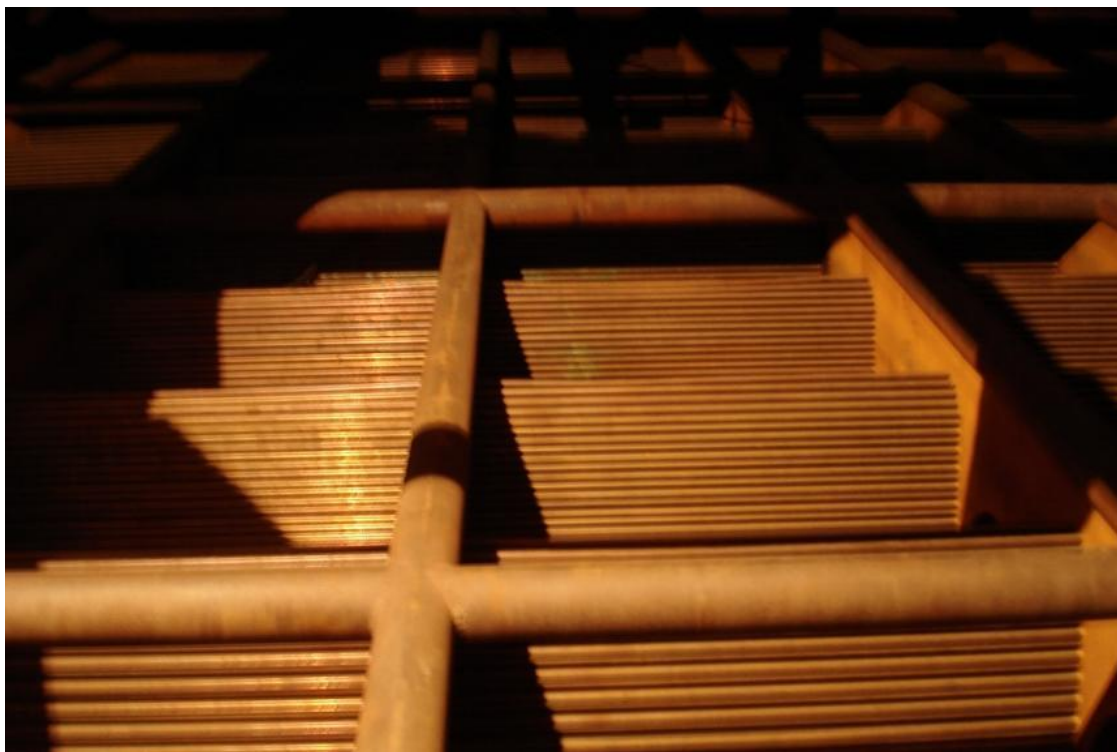


Fig. 2.11. Fascicul tubular de țevi schimbătoare de căldură.

La capete țevile sunt mandrinate în plăcile tubulare (fig. 2.12).



Fig. 2.12. Modul de dispunere și mandrinare al țevelor schimbătoare de căldură.

Pentru a avea o exploatare sigură, în condiții economice, apa de răcire trebuie să îndeplinească o serie de condiții de calitate, astfel încât pe suprafețele interioare ale țevelor să nu apăra depuneri ca în fig. 2.13, care să afecteze calitatea schimbului de căldură [32,33].



Fig. 2.13. Țevi de condensator cu depuneri la interior.

Grosimea acestor depuneri influențează negativ funcționarea condensatorului, a turbinei cu abur ceea ce duce implicit la un randament mai scăzut al grupului energetic [32,33].

În centralele electrice și termice, apa este utilizată atât ca materie primă pentru producerea aburului cât și ca agent de răcire sau încălzire (termoficare).

Datorită faptului că apa este unul din cei mai buni dizolvanți polari (moleculele polare ale apei sunt dipoli electrici), ea practic, nu este niciodată pură, ci conține cantități variabile de substanțe dizolvate, în suspensii sau în stare coloidală [32,33].

Apa brută (naturală) obținută din apele de suprafață (râuri, lacuri) sau din cele subterane (puțuri) conține particule în suspensii cu dimensiuni mai mari de 0,1 mm de natură minerală (silice, argilă, mâl, sulfuri, hidroxizi) sau de natură organică (uleiuri, grăsimi, microorganisme, resturi vegetale, fenoli, zaharuri, acizi humici). Prezența acestor substanțe în apă împiedică utilizarea apei brute pentru alimentarea generatoarelor de abur (cazane) sau a sistemelor de răcire datorită neajunsurilor provocate de depunerile interioare formate din aceste substanțe a căror caracteristică principală este conductivitatea termică foarte redusă conform tabelului nr. 1 [32,33].

Efectul provocat de depunerile interioare formate din aceste substanțe este transmiterea necorespunzătoare a căldurii prin[32]:

- înrăutățirea transferului termic,
- mărirea rezistenței hidraulice la curgerea fluidelor,
- supraîncălziri locale,
- coroziuni sub depunerile interioare (de regulă la vaporizatoare),
- impurificarea aburului.

Deci, depunerile influențează negativ performanțele utilajelor, perioadele de funcționare și revizie, energia de pompare, putând provoca avarii și chiar accidente, prin deteriorarea utilajelor.

Tabelul nr. 1. *Conductivitatea termică a materialului depunerilor.*

Materialul	Conductivitatea termica [W/mK]
Depuneri silicioase	0,0814 - 0,2326
Depuneri calcaroase	0,1511 – 2,326
Depuneri cu rigips	0,6978 – 2,326
Magnetita	2,7446 – 5,815 (funcție de densitate)
Hematita	8,7922

Astfel depunerile devin un factor economic important, care influențează direct investiția, costul exploatării și costul operațiilor de curățare a utilajelor.

Exploatarea eficientă, sigură, fără deficiențe și de lungă durată a centralelor electrice și termice nu este posibilă decât prin respectarea unui regim fizico-chimic al apei și aburului foarte sever.

Acest regim trebuie astfel organizat încât să nu permită avarierea sau reducerea eficienței în funcționare a utilajelor datorită depunerilor tari și moi în circuitele de apă-abur-condensat.

Fenomenul depunerilor pe suprafețele de schimb de căldură (cauzat de substanțe dizolvate, în suspensie sau sub formă coloidală, conținute în apa utilizată ca agent de răcire, încălzire sau termoficare), constituie una din problemele majore nerezolvate cu care se confruntă centralele electrice și termice. Existența depunerilor, presupune formarea lor în timp, în anumite situații și condiții, după mecanisme complexe.

Substanțele dizolvate în apa, cât și cele aflate în suspensii sau formă coloidală, în funcție de pH, de temperatură, de concentrație, de densitatea de flux termic, de presiunea de saturație, precipită sub formă de nămol sau se depun sub formă aderentă de crustă.

Procesul de formare a depunerilor parcurge următoarele etape [32,33]:

- etapa în care sărurile sunt complet dizolvate cu disociație electrolică între 90-99%,

- etapa în care apare disocierea electrolică parțială (pe lângă ioni se găsesc și molecule),

- etapa apariției saturației pentru sarea cea mai puțin disociată, Depunerile moi au de regulă un aspect gelatinos și o constituție afânată, cauzele care duc la formarea lor sunt:

- nămolul, nisipul, substanțe organice, microorganisme existente în apă,

- impurități din atmosferă (gaze, praf, fum),

- produsele de coroziune din circuite,

- reactivi de la pretratarea apei de adaos și de la condiționarea apei.

De cele mai multe ori aceste cauze acționează simultan în condițiile de funcționare a utilajelor (viteza fluidului, temperatura peretelui și a fluidului, presiunea de lucru). Depunerile tari se formează prin precipitarea pe pereți conductelor, circuitelor și a utilajelor, a unor compuși chimici conținuți în mod natural în apă, din excesul de reactivi de la pretratarea apei, din infiltrațiile mici de la condensatoare și de la boilerile de termoficare.

De regulă precipită sărurile de calciu și magneziu, care au o solubilitate relativ redusă, care scade cu creșterea temperaturii și în special în prezența unor anumiți ioni din soluție. Suspensiile solide din apă, de la procesul de coagulare și produsele coroziunii din circuit contribuie la formarea depunerilor tari.

Factorii principali care contribuie la formarea depunerilor tari sunt [32,33]:

- temperatura, care modifică pozitiv sau negativ solubilitatea substanțelor dizolvate în apă,

- pH-ul, o valoare mare a acestuia intensifică procesul formării depunerilor tari, iar scăderea acestuia provoacă tendința formării de depuneri a acelor substanțe care se dizolvă în acizi.

Pentru a preveni formarea depunerilor pe suprafețele de schimb de căldură trebuie realizate următoarele:

- eliminarea din apa brută cu ajutorul instalațiilor de tratare a apei de adaos a substanțelor în suspensie sau dizolvate până la valori admise pentru apa de alimentare,

- respectarea cu strictețe a regimului chimic al apei în centralele electrice și termice.

La apa de răcire pentru circuitele de condensare unde temperatura este de până la circa 50°C este periculos numai conținutul de H_2CO_3 și Ca^{2+} care dau naștere unor depuneri dure de $CaCO_3$ [33].

Pentru a asigura o exploatare sigură, fără deficiențe a instalațiilor termoenergetice industriale, centralele electrice și termice sunt dotate cu instalații de tratare a apei de adaos, instalații care constau în :

- instalații de prepararea apei de adaos,
- de tratare a condensatului de bază al turbinei,
- instalații de condiționare a apei de alimentare.

Acestea sunt astfel realizate încât să asigure menținerea indicilor fizico-chimici din circuitele de apă – abur - condensat în limitele permise de Prescripția Energetică - PE 218/1993.

Apa din circuitele de răcire ale condensatoarelor trebuie să îndeplinească următoarele condiții [33]:

- să nu conțină impurități plutitoare care să înfundă țevile,
- să nu conțină impurități aflate în suspensie,
- să nu conțină substanțe corozive care să atace țevile condensatorului,
- să fie lipsită de substanțe organice, microorganisme și alge,
- să aibă o duritate temporară cât mai redusă, pentru evitarea depunerilor calcaroase,
- să nu conțină uleiuri în suspensie care pot adera pe țevi.

2.1.2. Caracteristici tehnice constructive ale condensatorului de abur.

Condensatorul principal al turbinei cu abur de 330 MW are următoarele caracteristici constructive [21]:

• număr de țevi: - Φ 18x1	25180 buc
- Φ 18x1,2	1320 buc
Total	26500 buc
• material	CuZn28Sn1
• conductivitate termică a peretelui țevi	110 W/m K
• suprafața de schimb de căldură	15605m ²
• capacitatea rezervorului de condens	70m ³
• lungimea țevilor	10494 mm
• lungime condensator cu camere de apă	14130 mm
• lățime condensator	9792 mm
• înălțime condensator de la racord abur până la rezervor condensat	9940 mm
• masa condensator gol	317840 Kg
• debitul de apă de răcire	36400 m ³ /h
• gradul de curățire al țevilor	85%

2.2. Calculul termic general al condensatorului de abur.

Condensatoarele sunt utilaje termice integrate în instalațiile termoenergetice sau termochimice, care realizează condensarea substanțelor în stare de vapori pentru a le obține în stare lichidă. Procesul de condensare are loc obișnuit izobar [34].

La centralele termice, condensatoarele cu vid înaintat asigură un randament sporit blocului energetic micșorând temperatura sursei reci [34].

Coborârea presiunii din condensator atrage însă creșterea dimensiunilor și deci a secțiunilor ultimelor trepte ale unei turbine cu abur, precum și creșterea energiei necesare asigurării vidului înaintat ca și dificultăți în menținerea etanșeității. Condensatoarele asigură recuperarea totală a condensatului și reintroducerea lui în circuit, micșorând cantitatea totală de apă proaspătă ce trebuie completată.

Condensatorul este un agregat obligatoriu la instalațiile frigorifice cu vapori, unde funcționează cu presiuni ridicate, cu amestecuri de vapori solubili sau insolubili unii în alții. Ca agent de răcire se folosește apa, mai rar aerul, soluții organice sau anorganice [34].

Cu cât vidul din condensator este mai avansat, sunt necesare sporirea cheltuielilor de investiții pentru turbină și condensator, ca și consumurile serviciilor interne ale centralei. De aceea există o valoare optimă a acestui vid, valoare care este în funcție de regimul de funcționare al centralei și de prețul de cost al combustibilului.

Micșorarea vidului, măsură rațională din punct de vedere economic, este influențată de consumurile specifice, de puterea necesară pentru pompa suplimentară de circulație, de variația puterii turbinei funcție de valoarea vidului, de regimul de funcționare al centralei de bază.

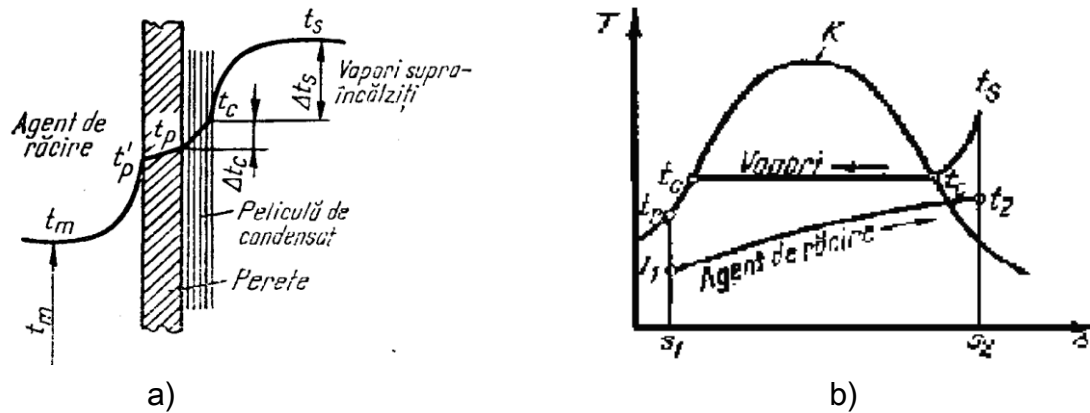


Fig. 2.14. Procesul global de transfer termic.

a) variația temperaturii în procesul de transfer global;

b) variația temperaturii fluidelor condensatorului.

În cazul condensatoarelor de suprafață, procesul global de transfer de căldură dintre vaporii care se condensează și agentul de răcire are variația de temperatură arătată în fig.2.14.a sau variația temperaturilor aburului și agentului de răcire într-o diagramă T-s evidențiată în fig.2.14.b.

În ipoteza unor pierderi nule de căldură spre mediul ambiant, calculul termic al condensatorului se bazează pe ecuația de bilanț termic și pe ecuația de transfer a căldurii [35].

Ecuația de bilanț termic a condensatorului:

$$\dot{Q} = \dot{m}_v (i_1 - i_c) = \dot{m}_a c_2 (t_2 - t_1) \quad [\text{W}] \quad (2.1)$$

unde: \dot{m}_v [kg/s] - debitul masic de vaporii;

i_c [J/kg] - entalpia condensatului;

i_1 [J/kg] - entalpia la intrare a vaporilor;

\dot{m}_a [kg/s] - debitul masic de apă de răcire;

c_2 [J/kg°C] - capacitatea termică masică a apei de răcire;

t_1, t_2 [°C] - temperatura de intrare, respectiv de ieșire a apei de răcire.

- Ecuația de transmitere a căldurii [35]:

$$\dot{Q} = k_s A \Delta t_{med} \quad [W] \quad (2.2)$$

unde: k_s [W/m²K] – coeficient global de transfer termic;

A [m²] – suprafața de transfer termic;

Δt_{med} [°C] – diferența medie logaritmică de temperatura.

Diferența medie logaritmică de temperatura Δt_{med} între abur și apa de răcire se calculează cu relația [34,35]:

$$\Delta t_{med} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \frac{t_c - t_1}{t_c - t_2}} \quad [^\circ C] \quad (2.3)$$

Coeficientul global de transfer termic dintre vapori și agentul de răcire pentru un perete de formă cilindrică este [34,35]:

$$\frac{1}{k_l} = \frac{1}{\pi d_s \alpha_2} + \frac{1}{2\pi \lambda_i} \ln \frac{d_i}{d_s} + \frac{1}{2\pi \lambda_p} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{1}{\pi d_e \alpha_1} \quad (2.4)$$

în care d_i și d_e reprezintă diametrul interior respectiv exterior al tubului cilindric, iar d_s diametrul interior al stratului de crustă.

Calculul termic al condensatorului întâmpină dificultăți în special asupra alegerii valorii coeficientului de transfer termic prin convecție de la abur la perete (α_v).

Condensatul format se prelinge pe fața peretelui sub formă peliculară sau sub formă de picături de diferite dimensiuni.

Procesul este influențat și de modul în care pelicula curge în lungul peretelui, laminar sau turbulent, de viteza vaporilor față de perete și de natura acestora, supraîncălziți sau saturați.

Rugozitatea peretelui ca și natura metalului peretelui influențează de asemenea forma depunerii condensatului.

Astfel pe suprafețe fine netede, eventual acoperite cu o peliculă fină de ulei, se realizează condensarea globulară, iar pe suprafețe rugoase se realizează condensarea peliculară.

În cazul stabilizării unei pelicule de condensat pe fața peretelui, aceasta joacă rolul unui strat izolator între vapori și perete, iar transferul de căldură este influențat de conductivitatea prin acest strat, de natura curgerii laminară sau turbulentă, de grosimea stratului.

Valorile coeficientului α_v depind de natura condensării vaporilor.

Pentru condensare peliculară a vaporilor saturați și o curgere laminară, Nusselt a admis ipoteza că temperatura peliculei de vapori este aceeași și egală cu temperatura t_c de condensare a vaporilor.

De asemenea s-a admis o valoare medie t_p a peretelui sub peliculă.

Expresia coeficientului de convecție pentru un perete plan vertical sau tub de înălțime H este [35]:

$$\alpha_v = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{\rho^2 g r \lambda^3}{4 \eta H (t_c - t_p)}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (2.5)$$

sau:

$$\alpha_v = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{\gamma^2 l_v \lambda^3}{4 \eta H (t_c - t_p)}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (2.6)$$

în care:

ρ [kg/m³] – masa specifică a fluidului condensat;

g [m²/s] – accelerația gravitațională;

l_v [J/kg] – căldura latentă de vaporizare a condensatului;

λ [W/mK] - conductivitatea termică a condensatului;

η [kg/ms] - viscozitatea dinamică a condensatului;

γ [kgf/m²] - greutatea specifică;

t_c , t_p [°C] – temperatura condensatului și temperatura peretelui țevi sub peliculă.

Valorile de mai sus se determină pentru temperatura medie a peliculei:

$$t_m = \frac{t_p + t_c}{2} \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.7)$$

Pentru tuburile orizontale de diametru exterior d se consideră că procesul are loc pe suprafețe compuse din mici elemente plane de diferite unghiuri de înclinare φ , față de orizontală, astfel încât ecuația coeficientului de convecție devine [35]:

$$\alpha_0 = 0,770 \left(\frac{\gamma^2 g l_v \lambda^3}{\eta d \Delta t_c} \right)^{1/4} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (2.8)$$

Țevile orizontale peste o anumită lungime sunt mai avantajoase decât cele verticale $\alpha_0 \gg \alpha_v$ [33].

Relațiile stabilite de Nusselt presupun o staționare a vaporilor sau o deplasare a acestora cu viteze mici. Aceste expresii sunt aplicate pentru curgerea vaporilor pe exteriorul țevilor, interiorul acestora sau curgerea pe pereții rezervoarelor. Pelicula de condensat are o grosime variabilă în lungul peretelui metalic și o suprafață ondulată.

Fenomenul ce se desfășoară în condensatoare este modificat din cauza următorilor factori suplimentari:

- ecuațiile de mai sus sunt valabile pentru viteze sub 10 m/s ale vaporilor de abur, [35,36].

Pentru viteze mai mari intervine frecarea cu pelicula de lichid.

- gradul de rugozitate al suprafeței peretelui la exterior duce la mărirea peliculei de condensat adică la micșorarea coeficientului de convecție α .

- în cazul în care vaporii conțin aer sau gaze necondensabile coeficientul de convecție α scade, deoarece pe peretele rece se lichefiază numai vaporii, iar aerul se acumulează lângă perete, împiedicând atingerea vaporilor de acesta.

- aranjamentul țevilor influențează de asemenea transmiterea căldurii.

Deoarece $\alpha \cong \lambda / \delta$, rezultă că pentru o îngroșare a peliculei de condensat, α scade.

Deși aranjamentul orizontal este mai avantajos, acest fapt este valabil pentru o singură țeavă, sau pentru rândul superior de țevi.

Dacă sunt mai multe țevi în fascicul, pe țevile inferioare va curge și condensatul țăvilor superioare crescând grosimea peliculei, adică scăzând pe α_0 atât în cazul aranjamentului în coridor (fig. 2.15.a) cât și pentru sistemul în șicană (fig. 2.15.b) .

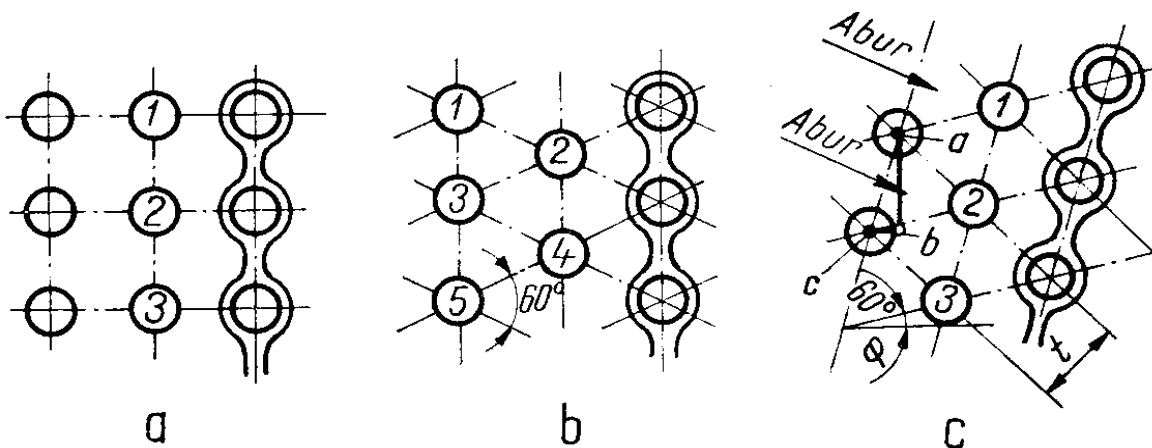


Fig. 2.15. Aranjamentul țăvilor orizontale ale condensatorului de abur.

O îmbunătățire a situației se face utilizând construcția Ginabat, (fig.2.15.c) la care țeava din fiecare linie este tangentă la filmul de condensat ce curge de pe țeava superioară [36].

Pentru așezarea din fig. 2.15.a și b coeficientul de schimb de căldură, în funcție de numărul de țevi se determină cu relația propusă de Tzitzig [35,36]:

$$\alpha_i = \alpha_0 \frac{1}{\sqrt[4]{z}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (2.9)$$

Pentru așezarea Ginabat :

$$\alpha_i = \alpha_0 \frac{1}{\sqrt[4]{m}} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (2.10)$$

unde m este un coeficient ce depinde de numărul de țevi tabelul nr.2 [36]:

Tabelul nr. 2. Valorile coeficientului m dependent de numărul de țevi.

i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m	1	1,15	1,25	1,31	1,37	1,41	1,45	1,47	1,50	1,52
i	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
m	1,55	1,56	1,57	1,58	1,59	1,61	1,62	1,62	1,63	1,63

Pentru un regim de curgere turbulent în peliculă procesul de transfer de căldură este intensificat, valorile lui α_v sunt mai mari decât în cazul curgerii laminare [35].

Valoarea criteriului Reynolds, la înălțimea x a peretelui este [37,38] :

$$R_e = \frac{w_{mx} \delta_x \rho}{\eta} = \frac{D_x}{\eta} \quad (2.11)$$

Valoarea critică a invariantului R_e ce desparte regimul laminar de cel turbulent este $R_e = 500$, peste această valoare curgerea este turbulentă [39].

Valorile criteriului Reynolds pentru cele două curgeri sunt [38,39]:

$$Re_{lam} = 0.943 \left(\frac{\lambda^{2/3} g^{1/3} x \Delta t_c}{\rho r^{5/3}} \right)^{3/4} \quad (2.12)$$

$$Re_{turb} = 0.03 \left(\frac{\lambda^{2/3} g^{1/3} x \Delta t_c}{r \eta^{5/3}} \right)^{3/2} \quad (2.13)$$

Coeficientul global de transfer de căldură fiind influențat de rezistențele termice prin peretele metalic și de la perete la agentul de răcire, care sunt cu mult mai mari ca rezistența de la vapori la tub, face ca această condensare globulară să nu fie practică prea mult.

Pe de altă parte prezența gazelor necondensabile scade valoarea coeficientului de convecție chiar și în cazul condensării globulare, motiv pentru care acest regim de condensare este mai puțin practicat.

Condensarea globulară este favorizată și condiționată de prezența unor substanțe care să acopere suprafața metalică a peretelui, substanțe care să aibă un punct de fierbere ridicat, o aderență mare la perete și să nu fie solubile în vaporii condensabili.

În condensatoarele turbinelor cu abur și la instalațiile chimice se găsesc gaze necondensabile (de exemplu aer) în vaporii de condensat, gaze care înrăutățesc transferul de căldură.

Presiunea parțială a gazelor necondensabile, adică concentrația lor, influențează în mare măsură micșorarea lui α_v . Încărcarea termică locală a tuburilor condensatorului variază pe traseul aburului.

Deoarece grosimea peliculei de condensat crește pe traseul peretelui, apoi gazele necondensabile cresc în concentrație, rezultă că primele elemente de suprafață atacate de jetul de abur, reprezintă suprafața de eficiență maximă, de aceea un număr sporit de țevi trebuie să vină în contact direct cu aburul intrat în condensator.

În expresia coeficientului global de schimb de căldură intervine și natura materialului peretelui prin valoarea coeficientului de conductibilitate λ , materialul trebuind să facă față atât acțiunilor corosive ale vaporilor de abur care condensează cât și acțiunilor fluidului de răcire.

Rezistența termică a peretelui este influențată în cea mai mare parte de grosimea stratului de piatră depus pe partea agentului de răcire, apoi de filmul de ulei depus pe partea vaporilor și apoi de grosimea și natura peretelui propriu-zis. Valorile lui α_v pentru condensarea peliculară sunt cuprinse între 10.000 și 16.000 W/m²K, iar pentru condensarea globulară între 34.000 și 116.000 W/m²K, [38]. Valorile uzuale pentru coeficientul de convecție α_v pentru condensatoarele turbinelor din CNE și CTE sunt cuprinse între 10.000-16.000 W/m²K, [38].

Condensarea în picături este greu de realizat și întreținut în instalațiile industriale de condensare.

Expresia invariantului Nusselt pentru procesul convectiv de la tub la apa de răcire este [38]:

$$N_u = 0,024 \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right] R_e^{0,8} P_r^{0,33} \quad (2.14)$$

unde d_i este diametrul interior al țevilor, iar L este lungimea acestora [m].

Rezultă expresia coeficientului de convecție pe partea de apă ca fiind:

$$\alpha_a = 0,024 \frac{\lambda_a}{d_i} \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{2/3} \right] R_e^{0,8} P_r^{0,33} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (2.15)$$

Relația (2.15) este aplicabilă pentru cazul când $L/d_i \geq 150$ adică $(d_i/L)^{2/3} \leq 0,0354$ [39].

Coeficientul α_a depinde de viteza apei în țevi ($1 < w_a < 2,5$ m/s) [37,38,39].

unde : d_i [m] – diametrul interior al țevii;

L [m]– lungimea țevilor;

λ_a [W/mK] – conductivitatea termică a apei;

R_e – criteriul Reynolds stabilit la viteze ale apei prin țevi cuprinse între 1,5 și 2m/s;

P_r – criteriul Prandtl.

Valorile criteriilor R_e și P_r sunt alese la temperatura medie t_m calculată cu relația [37,38,39]:

$$t_m = 0,5 \left(t_p + \frac{t_1 + t_2}{2} \right) \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.16)$$

Calculul termic de proiectare al unui condensator presupune cunoașterea debitului \dot{m}_v de vapori ce trebuie condensat. De asemenea prin datele de proiectare se alege fluidul de răcire, temperatura sa medie anuală.

Este util a se cunoaște temperatura de intrare, respectiv de ieșire t_1 , t_2 , exploatarea condensatorului fiind dependentă de valoarea temperaturii de intrare.

Temperatura de condensare t_c , care determină valoarea presiunii din condensator, este dată de relația [41,42]:

$$t_c = t_1 + \Delta t + \Delta t' \quad [^\circ\text{C}] \quad (2.17)$$

în care: - $\Delta t = t_2 - t_1$ este creșterea de temperatură a agentului de răcire care străbate condensatorul;

- $\Delta t'$ este căderea de temperatură necesară învingerii rezistențelor termice existente între vaporii de condensat și agentul de răcire.

Temperatura t_1 este influențată de sursa de apă de alimentare, de condițiile climaterice și de zona geografică a instalației, deci și temperatura t_c este variabilă în timp, mai ales că și valoarea $\Delta t'$ se modifică, fiind dependentă de gradul de depuneri pe suprafețele metalice ale condensatorului și de proporția de aer din amestecul aer-abur [41,42].

În perioadele reci ale anului t_1 și t_c scad și odată cu ele și presiunea din condensator p_c , scădere de presiune ce trebuie asigurată de construcția turbinei. Adică la scăderi ale presiunii din condensator sub limita de proiectare a turbinei, atunci crește volumul specific al aburului, viteza sa și pierderile interne.

Scăderea presiunii p_c sub valoarea proiectată duce și la creșterea umidității aburului, adică la sporirea efectului de eroziune și coroziune a ultimelor trepte de palete.

Variația $\Delta t = t_2 - t_1$ este influențată de debitul fluidului de răcire și de eficiența turnului de răcire, în cazul circuitului închis [41,42].

La calculul termic de proiectare după alegerea $t_{1\text{med}}$ se alege factorul, $m = \dot{m}_a / \dot{m}_v$, de răcire sau multiplul de apă de răcire cuprins obișnuit între

$50 < m < 75$, sau $m = 40 - 60$ pentru răcire în circuit deschis și $m = 30 - 50$ pentru răcire în circuit închis [41,42].

Valori mari ale lui m duc la suprafețe sporite ale țevilor condensatorului, la turnuri de răcire mai mari, precum și la puteri sporite ale agregatelor. Tot ca element de proiectare se alege și viteza de circulație a apei, cuprinsă între $1,0 < w_a < 3,0$ m/s [41,42].

În practica europeană condensatoarele se dimensionează având viteza apei de răcire cuprinsă între 1,5 – 2 m/s, [42].

În SUA se aleg valori ale vitezei apei de răcire între 1,5 – 2,1 m/s pentru ape sărate și reziduale, 2,1 – 2,4 m/s pentru ape curgătoare și țevi de alamă și 2,4 – 3 m/s pentru țevi din oțel inoxidabil [42].

Valori crescute ale vitezei apei de răcire duc la un consum sporit de energie de antrenare a pompelor, dar și un coeficient de schimb de căldură α_a mai mare, împiedicând formarea depunerilor pe țevi.

În calculele practice, coeficientul global de schimb de căldură din condensator k_s se determină pe cale analitică sau grafo-analitică cu metode bazate pe încercări experimentale și pe prelucrarea datelor de exploatare.

Coeficientul k_s se poate calcula și cu formula lui Berman [36]:

$$k_s = 4070 \beta \left(\frac{1,1w_a}{4\sqrt{d_i}} \right)^x \left[1 - \frac{0,42\sqrt{\beta}}{1000} (35 - t_1) \right] \Phi_z \Phi_q \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (2.18)$$

unde: β – este coeficientul care ia în considerare murdărirea suprafeței de schimb de căldură $\beta = 0,8 - 0,85$ pentru răcire în circuit deschis cu apă curată; $\beta = 0,75 - 0,8$ pentru răcire în circuit închis cu purjarea sau tratare chimică a apei; $\beta = 0,65 - 0,75$ pentru apă impură și formare posibilă de depuneri minerale sau organice);

w_a [m/s] – viteza apei în țevi;

d_i [mm] – diametrul interior al țevelor;

t_1 [°C] – temperatura apei de răcire la intrarea în condensator;

$$x=0,12\beta(1+0,15t_1)$$

Φ_z – coeficientul care ține seama de numărul de treceri z ale apei prin condensator ; pentru $z=2$ $\Phi_z=1$; pentru $z\neq 2$ acesta se calculează cu următoarea relație:

$$\Phi_z = 1 + \frac{z-2}{10} \left(1 - \frac{t_1}{35} \right) \quad (2.19)$$

Φ_q - coeficient care ține seama de influența încărcării cu abur a condensatorului; $\Phi_q=1$ pentru sarcină nominală și în intervalul de variație a sarcini specifice q_{sp} între valoarea nominală q_{sp}^{nom} valoarea limită $q_{sp}^{lim}=(0,9-0,12t_1) q_{sp}^{nom}$; pentru o sarcină $q_{sp} < q_{sp}^{lim}$, coeficientul Φ_q se determină cu relația:

$$\Phi_q = \delta(2-\delta) \quad (2.20)$$

unde: $\delta=q_{sp}/ q_{sp}^{lim}$, iar $q_{sp}=D_{ab}/S$, [kg/m²s] .

Relația lui Berman este valabilă pentru condensatoare cu țevi de alamă cu $t_1 < 35^\circ\text{C}$ și $w_a=0,9-3$ m/s [36].

O altă relație de calcul a coeficientului global de schimb de căldură a fost propusă de Heat Exchange Institute [43,44]:

$$k = \varphi_1 \varphi_2 \varphi_3 C \sqrt{w_a} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (2.21)$$

unde:

- φ_1 – factor de corecție dependent de materialul țevii tabelul nr. 3 [43];
- φ_2 – factor de corecție dependent de temperatura apei de răcire (fig.2.16),
- φ_3 – factor de corecție dependent de gradul de murdărire a țevelor, se recomandă valori între 0,8 – 0,85 la alamă și 0,9 la oțel inoxidabil [43];

Tabelul nr. 3 – Factorul de corecție φ_1 pentru coeficientul global de transfer de
 căldură în funcție de materialul țevii.

Grosimea peretelui țevii [mm]	0,56	0,71	0,89	1,24	1,65	2,11	2,77
CuZn28Sn							
Sb-Cu	1,06	1,04	1,02	1,00	0,96	0,92	0,87
Aluminiu							
CuZn20Al							
CuAl5As	1,09	1,02	1,00	0,97	0,94	0,9	0,84
Aliaj Müntz (Cupru - Zinc)							
CuNi10Fe	0,99	0,97	0,94	0,9	0,85	0,8	0,74
CuNi30Fe	0,93	0,9	0,87	0,82	0,77	0,71	0,64
Hotel carbon	1,00	0,98	0,95	0,91	0,86	0,8	0,74
X10Cr13	0,88	0,83	0,82	0,76	0,7	0,65	0,59
X5CrNiMo18 22	0,83	0,79	0,75	0,69	0,63	0,56	0,49
X8Cr17	0,78	0,76	0,74	0,69	0,65	0,6	0,54
Titan	0,85	0,81	0,77	0,71	-	-	-

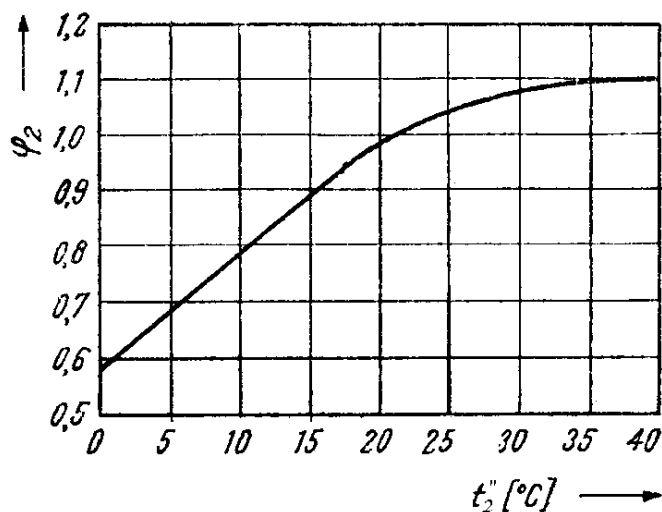


Fig.2.16. Factorul de corecție φ_2 în funcție de
 temperatura apei de răcire.

C [W/m^2K] – coeficient de schimb de căldură de referință dependent de diametrul exterior al țevii, pentru $d_i=16-19mm$ $C=2753 W/m^2K$, $d_i=22-25mm$ $C=2705 W/m^2K$, $d_i=28,6-31,8mm$ $C=2664 W/m^2K$ [43,44].

Toți acești factori de corecție precum și coeficientul de schimb de căldură de referință se determină din tabelul nr.1 sau din diagrame [43,44].

2.3. Calculul constructiv al condensatoarelor de abur.

Calculul constructiv al condensatoarelor de abur constă în stabilirea pe cale teoretică și prin analogie a formelor și dimensiunilor constructive principale ale aparatelor schimbătoare de căldură. Acest calcul pornește de la calculul termic și constituie elementul inițial, principal, de la care se pornește la efectuarea calculelor fluidodinamice și de rezistență ale acestor aparate.

Materializarea aparatului schimbător de căldură în forme și dimensiuni concrete, după anumite principii, pornind de la calculul termic efectuat anterior, duce însă de multe ori la imposibilitatea practică de respectare a unor cerințe ale acestui calcul de către aparatul conceput în prima sa formă.

În aceste cazuri, ca și în cazurile unor neconcordanțe între calculul constructiv și calculele hidrodinamice și de rezistență, sunt necesare reveniri, asupra calculelor termice respective până se ajunge la o corespondență completă. De multe ori, calculul constructiv se efectuează împreună cu cel termic, fapt care duce la mai puține reveniri ulterioare [45,46,47].

2.3.1. Datele inițiale ale calculului constructiv.

Calculul constructiv al schimbătoarelor de căldură se efectuează, în mod obișnuit, după calculul termic, însă înainte de calculele fluidodinamice și de rezistență. Astfel, calculul constructiv are datele inițiale, de pornire, rezultate în principal, din următoarele surse [45]:

- studiul general asupra variantei optime a întregii instalații;
- tema de proiectare cuprinzând în general: destinația și tipul aparatului ales; felul fluidelor, temperaturile de intrare și ieșire, presiunile, conținutul de umiditate și impurități, căderea de presiune admisă a celor doi agenți termici, precum și debitul agentului termic;

- calculul termic, cuprinzând și datele necesare calculului constructiv cum ar fi: suprafața și lungimea elementelor de transfer de căldură, vitezele celor doi agenți termici la temperatura medie și presiunea de lucru din aparat;

- tabele cu valorile proprietăților termice ale celor doi agenți la temperatura medie și la presiunea de lucru din aparat;

- dimensiunile principale și dispoziția probabilă a elementelor active de transfer de căldură.

Calculul constructiv al schimbătoarelor de căldură, constând în determinarea unor dimensiuni, secțiuni sau forme ale aparatului, depinde în primul rând de aparatul ales, felul determinărilor respective stabilindu-se pentru fiecare caz concret în parte, de către proiectant.

În mod obișnuit pentru condensatoarele de abur uzuale cu fascicul tubular se efectuează următoarele calcule și determinări constructive [45,46]:

- determinarea secțiunilor de circulație pentru cele două fluide de lucru;
- determinarea lungimii schimbătorului de căldură;
- determinarea numărului de treceri ale fluidelor, a dispoziției șicanelor și a dispoziției plăcilor intermediare;

- alegerea dispoziției elementelor active de transfer de căldură;
- calculul diametrului interior al corpului aparatului schimbător de căldură;
- calculul volumelor ocupate de cele două fluide de lucru;
- determinarea caracteristicilor geometrice ale elementelor active de transfer de căldură.

2.3.2. Conținutul calculului constructiv.

A. Determinarea secțiunilor libere de curgere a celor două fluide.

La condensatorul de abur, cele două fluide sunt despărțite de un element (perete) activ de transmitere a căldurii care poate fi de diverse forme.

Secțiunea de trecere necesară se calculează pornind de la ecuația de debit [46,47]:

$$S_{1,2} = \frac{m_{1,2}}{3600\rho_{1,2}w_{1,2}} \quad [\text{m}^2] \quad (2.22)$$

în care:

- $m_{1,2}$ [kg/s] este debitul masic al fluidului respectiv, $\rho_{1,2}$ [kg/m³] masa specifică la temperatura medie și presiunea de lucru a fluidului respectiv,
- $w_{1,2}$ [m/s] viteza medie a fluidului.

Indicii 1 și 2 se referă la unul din cele două fluide termice.

Secțiunea liberă de trecere este dependentă de lungimea schimbătorului de căldură care se alege constructiv pornind de obicei de la anumite rapoarte logice, convenabile, date între diametrul și lungimea aparatului.

Realizarea în aceste cazuri a vitezelor necesare, se face prin determinarea corespunzătoare a numărului de treceri ale fluidului, deci implicit a numărului și mărimii șicanelor și plăcilor intermediare necesare.

Secțiunea liberă de trecere prin spațiul intratubular se determină după stabilirea în cadrul calculului termic a mărimii suprafeței active de schimb necesare, a formei și dimensiunilor elementelor active de transfer de căldură.

Secțiunea unei treceri prin spațiul tubular se calculează cu relația [46,47]:

$$S_1 = \frac{\pi d_i^2}{4} n_z \quad [\text{m}^2] \quad (2.23)$$

în care: n_z numărul de țevi dintr-o trecere,

d_i [m] diametrul interior al țevilor.

Numărul de țevi corespunzător unei treceri, considerând cunoscută secțiunea S_1 este:

$$n_z = \frac{4S_1}{\pi d_i^2} \quad (2.24)$$

Pentru obținerea întregii suprafețe active de transfer de căldură calculate, sunt necesare z_1 treceri, numărul total de țevi din fascicul va fi [46,47]:

$$n = n_z z_1$$

iar perimetrul total este în acest caz [43]:

$$P_1 = n \pi d_i \quad [m] \quad (2.25)$$

Lungimea țevelor L rezultă, cunoscând suprafața de schimb de căldură necesară, S în m^2 , astfel [46,47]:

$$L = \frac{S}{n \pi d_i} = \frac{S}{z_1 n_z \pi d_i} \quad [m] \quad (2.26)$$

Direcțiile de curgere a fluidului din spațiul extratubular pot fi: longitudinale, transversale sau oblice. Curgerea fluidului după o direcție ce formează cu axele țevelor un unghi cuprins între $0-90^\circ$ apare în mod normal la întoarcerile fluidului prin intermediul șicanelor sau a pereților despărțitori, dispuși din necesitatea realizării vitezei sau a secțiunii de trecere necesare.

Secțiunea liberă de trecere prin spațiul extratubular la curgerea longitudinală, se poate determina cunoscând diametrele și dispoziția țevelor în placa tubulară. Țevile aparatelor schimbătoare de căldură se dispun în plăcile tubulare în eșichier sau în coridor.

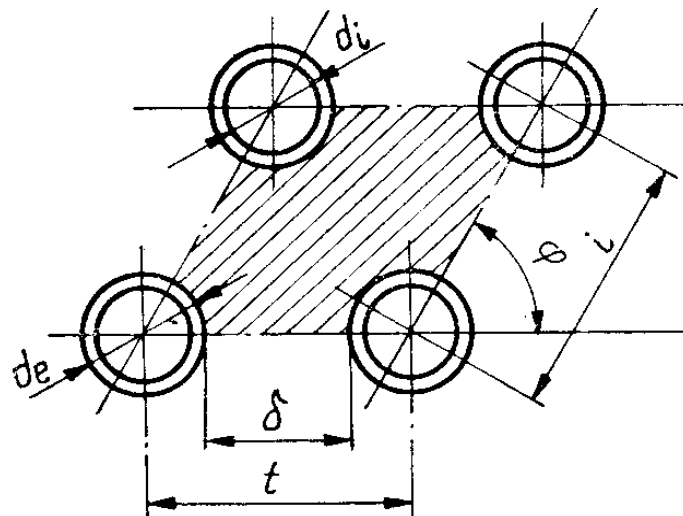


Fig. 2.17. Dispoziția țevelor într-un fascicul de țevi.

Secțiunea de curgere longitudinală printr-un canal cuprins de patru țevi dispuse ca în fig. 2.17 este [48]:

$$S'_{2l} = ti \sin \varphi - \frac{\pi d_e^2}{4} \quad [\text{m}^2] \quad (2.27)$$

Secțiunea liberă interioară completă a unui schimbător de căldură tubular cuprinde pe lângă n asemenea canale – n fiind numărul total de țevi – și porțiuni libere determinate de fâșiile marginale dintre corp și țevi precum și suprafețele suplimentare rezultate prin mărirea punților dintre țevi, în porțiunile de dispunere a șicanelor sau a pereților despărțitori în cazul aparatelor cu mai multe treceri.

Secțiunea totală interioară a corpului este [48,49]:

$$S'_c = n\left(ti \sin \varphi - \frac{\pi d_e^2}{4}\right) + n \frac{\pi d_e^2}{4} + S_s \quad [\text{m}^2] \quad (2.28)$$

Expresiile din relație reprezentând:

- secțiunea utilă liberă : $n\left(ti \sin \varphi - \frac{\pi d_e^2}{4}\right)$
- secțiunea utilă ocupată de țevi : $n \frac{\pi d_e^2}{4}$
- secțiunea suplimentară liberă: S_s
- secțiunea utilă totală: $S_u = n t i \sin \varphi$

Astfel relația devine [46]:

$$S_c = n t i \sin \varphi + S_s = S_u + S_s \quad [\text{m}^2] \quad (2.29)$$

Gradul de reducere se poate pune în evidență raportând secțiunea utilă la secțiunea totală, introducându-se coeficientul de acoperire al plăcii tubulare ψ , dat de relația [49,50]:

$$\psi = \frac{S_u}{S_c} = \frac{S_u}{S_u + S_s} \quad (2.30)$$

și deci:

$$\frac{\pi D_c^2}{4} = \frac{n t i \sin \varphi}{\psi} \quad (2.31)$$

unde D_c este diametrul corpului schimbătorului de căldură.

Secțiunea liberă de trecere, longitudinală, prin spațiul extratubular, A_2 , devine succesiv [49,50]:

$$S_{2l} = n \left(\frac{ti \sin \varphi}{\psi} - \frac{\pi d_e^2}{4} \right) \quad [\text{m}^2] \quad (2.32)$$

Coeficientul ψ are valori de 0,6-0,9, valorile mici corespunzând schimbătoarelor de căldură cu un număr mic de țevi și cu un număr mare de treceri [50].

În cazul în care țevile se dispun pe plăcile tubulare în hexagon coeficientul ψ este 0,8-0,9 pentru o singură trecere și 0,6-0,8 pentru mai multe treceri.

Dacă țevile sunt dispuse circular pe plăcile tubulare valorile lui ψ scad cu 0,05-0,10, iar dacă dispunerea se face în vârful unor pătrate valorile lui ψ scad cu 0,15 [50].

În vederea comparării secțiunilor libere de trecere din spațiul intratubular și extratubular, se face raportul dintre mărimea secțiunii libere extratubulare longitudinale și mărimea secțiunii libere intratubulare determinată anterior, pentru o singură trecere [50]:

$$\frac{S_{2l}}{S_1} = \frac{n \left(\frac{ti \sin \varphi}{\psi} - \frac{\pi d_e^2}{4} \right)}{n \frac{\pi d_i^2}{4}} = \frac{4}{\pi} \frac{ti \sin \varphi}{\psi} - d_e^2 \quad (2.33)$$

Dacă se admit ca valori medii : $t = 1,25 d_e$; $\sin \varphi = 0,866$; $\psi = 0,8$; $d_e/d_i = 1,1$ se obține: $S_{2l}/S_1 = 1,4$; [50].

Raportul vitezelor fluidelor din cele două spații este [50]:

$$\frac{w_2}{w_1} = \frac{m_2 \rho_1 A_1}{m_1 \rho_2 A_{2l}} = \frac{m_{v2} A_1}{m_{v1} A_{2l}} \quad (2.34)$$

sau:

$$w_2 = 0,7 \frac{m_2 \rho_1}{m_1 \rho_2} w_1 = 0,7 \frac{m_{v2}}{m_{v1}} w_1 \quad [\text{m/s}] \quad (2.35)$$

Secțiunea mai mare și viteza mai mică duc la înrăutățirea transferului de căldură și de aici necesitatea împărțirii spațiului extratubular în mai multe treceri longitudinale. Numărul de treceri longitudinale ale fluidului prin spațiul extratubular z_{2l} se determină cu relația [50]:

$$z_{2l} = \frac{\pi D_c^2}{4} (1-x) \frac{w_2}{m_{v2}} = \frac{\pi D_c^2}{4} (1-x) \frac{3600 \rho_2 w_2}{m_2} \quad (2.36)$$

Numărul de pereți despărțitori este [32]:

$$m_{2l} = z_{2l} - 1$$

B. Calculul diametrului interior al corpului condensatorului de abur cu fascicul tubular drept.

a) Calculul preliminar. Diametrul interior al corpului schimbătorului se determină plecând de la relația coeficientului ψ [50]:

$$\frac{\pi D_c^2}{4} = \frac{n t_i \sin \varphi}{\psi}, \quad \psi = \frac{S_u}{S_c} \quad (2.37)$$

sau:

$$D_i = \sqrt{\frac{4}{\pi} d_e} \sqrt{\beta_1 \beta_2 \frac{n}{\psi} \sin \varphi} \quad [\text{m}] \quad (2.38)$$

Dacă se ține cont de relația suprafeței totale active $A = n \pi d_e L$ [m²], atunci se obține relația diametrului interior al corpului D_c [50]:

$$D_c = 0,635 \sqrt{\frac{A d_e}{L \psi} \beta_1 \beta_2 \sin \varphi} \quad [\text{m}] \quad (2.39)$$

Pentru obținerea unui aparat schimbător de căldură cât mai compact și cu pereți mai subțiri este necesară micșorarea diametrului interior, aceasta realizându-se prin:

- folosirea unor țevi cu diametrul d_e cât mai mic;
- dispunerea țevilor în plăcile tubulare în vârful unor triunghiuri echilaterale, reducându-se astfel unghiul φ ;

- micșorarea punțiilor dintre țevi prin reducerea la minim a valorilor lui β_1 și β_2 fără a reduce mărimea punțiilor dintre țevi sub 5 mm ;
- mărirea pe cât posibil a lungimii țevelor;
- reducerea la minim a suprafețelor libere suplimentare pentru realizarea unui coeficient de acoperire a plăcii tubulare, ψ , cât mai mare.

b) Stabilirea exactă a diametrului interior al corpului.

Diametrul interior al corpului se stabilește definitiv fie prin executarea unui desen al plăcii tubulare , fie prin folosirea unor aranjamente tip ale țevelor .

Prima variantă este utilizată cel mai des, metoda constând în stabilirea pe cale grafică, sau prin calcule simple, a diametrului minim interior care poate cuprinde fasciculul tubular ales. Jocul dintre peretele țevii extreme și corpul aparatului se ia practic minim 6 mm [46].

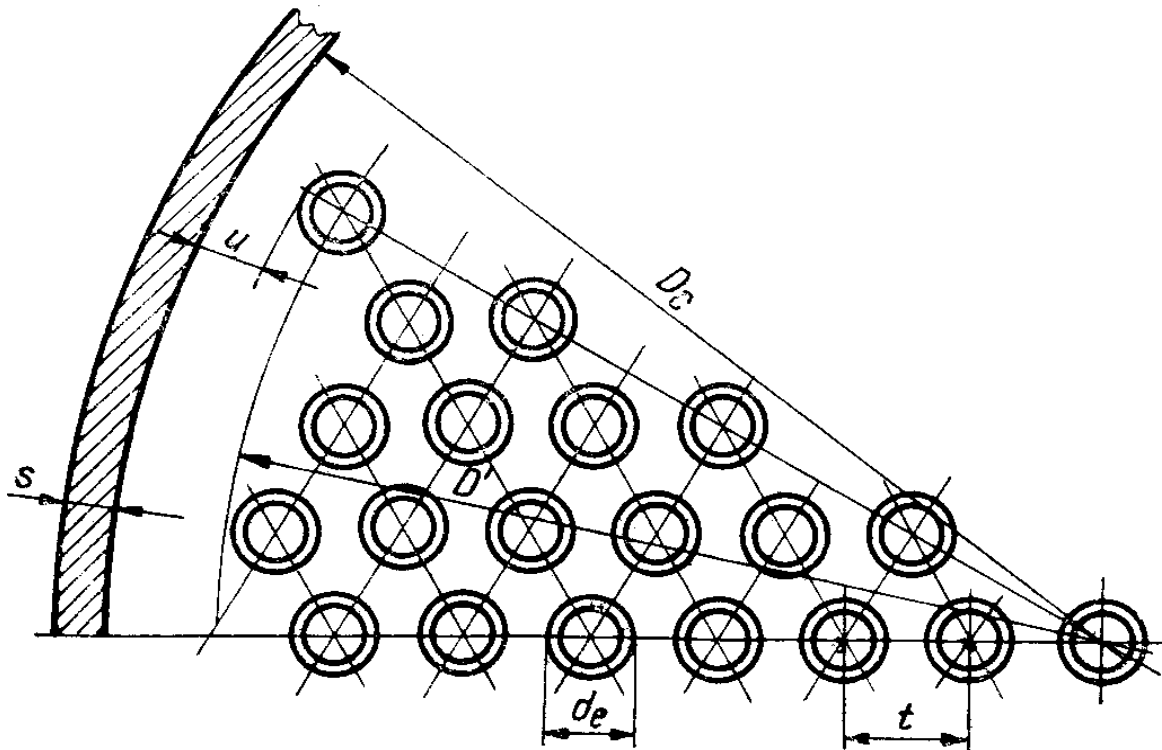


Fig. 2.18. Dimensiunile corpurilor schimbătoarelor de căldură.

La schimbătoarele de căldură cu o singură trecere [46] :

$$D_c = D' + d_e + 2u \quad [m] \quad (2.39)$$

unde notațiile corespund celei din fig. 2.18.

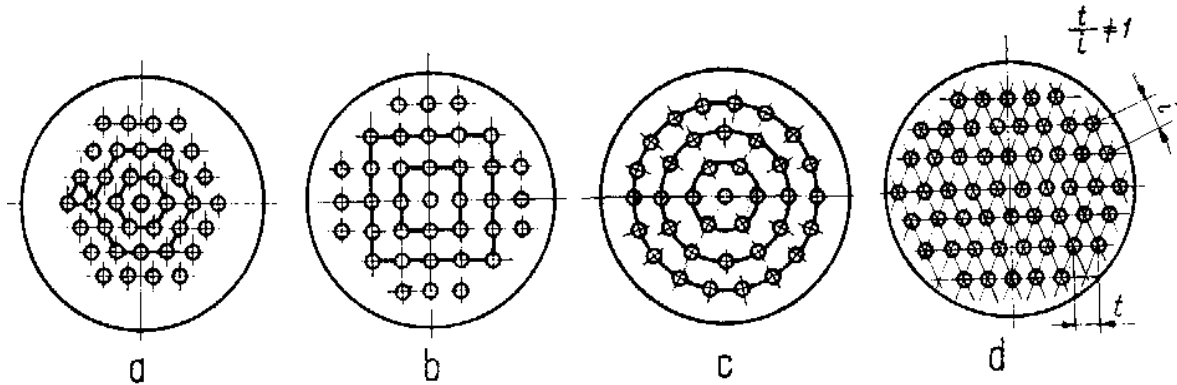


Fig. 2.19. Dispozițiile țevilor în plăcile tubulare:

a) hexagon; b) pătrat; c) concentric; d) triunghi isoscel.

Alegerea unor aranjamente tip (fig. 2.19) și determinarea diametrului prin alegerea unei variante date care să îndeplinească condițiile stabilite inițial la calculul termic, este o metodă operativă și economică

C. Dispoziția țevilor în plăcile tubulare.

a) Pasul de așezare al țevilor în placa tubulară [48,49,50].

Pasul de așezare se stabilește încă de la efectuarea calculului termic.

De felul așezării țevilor, a distanței dintre ele, a diametrului țevii, și a direcției curentului de fluid, depind valorile coeficienților superficiali de transfer de căldură .

Condițiile de rezistență a plăcii tubulare și a îmbinării țevă – placă sunt determinate de pasul dintre țevi și de procedeul de îmbinare folosit.

Pentru țevi mandrinate în plăci de oțel se poate folosi relația [48]:

$$t/d_e = 1,37 \dots 1,22 \quad (2.40)$$

cu condiția ca $t \geq d_e + (3 \dots 4)s$, [50].

$$\text{Rezultă că :} \quad \delta = t - d_e = (5 \dots 13) \quad [\text{mm}] \quad (2.41)$$

Pentru țevi cu pereți din cupru sau alamă pasul se calculează cu următoarea relație [50]:

$$t = 1,2 d \quad [\text{mm}] \quad (2.42)$$

Criteriile de alegere și apreciere a tipului de dispoziție a țevilor în plăcile tubulare sunt următoarele [49,50]:

- realizarea unei dispoziții cât mai compacte care duce la reducerea diametrului interior al corpului;
- obținerea unei rezistențe optime a plăcilor tubulare și a unei fixări etanșe și rezistente a țevilor în plăci;
- întreținere și execuție cât mai ușoară.

b) Modurile de dispoziție a țevilor în plăcile tubulare.

Cele mai des utilizate dispoziții sunt:

- dispoziția după poligoane regulate;
- dispoziția după cercuri concentrice;
- dispoziția după triunghiuri isoscele.

Dacă dispunem țevile în hexagoane regulate și se notează cu a numărul de țevi așezate pe latura celui mai mare dintre hexagoane, numărul total de țevi din fascicul n_0 este [49,50]:

$$n_0 = 3a(a - 1) + 1 \quad (2.43)$$

Pe diagonala celui mai mare dintre hexagoane se așează un număr b de țevi [50]:

$$b = 2a - 1 \quad (2.44)$$

Cunoscând numărul de țevi de pe diagonala celui mai mare hexagon b , din relația anterioară rezultă [50]:

$$n_0 = \frac{3}{4}(b^2 - 1) + 1 \quad (2.45)$$

Așezarea hexagonală duce la nefolosirea completă, în cazul plăcilor rotunde, a întregii suprafețe disponibile, deci la reducerea coeficientului de utilizare ψ . În locurile necompletate se introduc țevi suplimentare dispuse în linii paralele cu laturile celui mai mare dintre hexagoane (fig. 2.20) [48,49].

Datele anterioare privind dispoziția țevilor în plăcile tubulare sunt valabile numai la schimbătoarele de căldură cu o singură trecere și la cele la care poziția pereților despărțitori, dispuși pentru realizarea numărului necesar de treceri, nu a afectat cu nimic distanțele și așezarea țevilor [48].

La aparatele cu mai multe treceri, pereții despărțitori vor fi dispuși corespunzător, pentru obținerea numărului de treceri și a numărului de țevi dintr-o trecere, modificând dispunerea țevilor în plăcile tubulare.

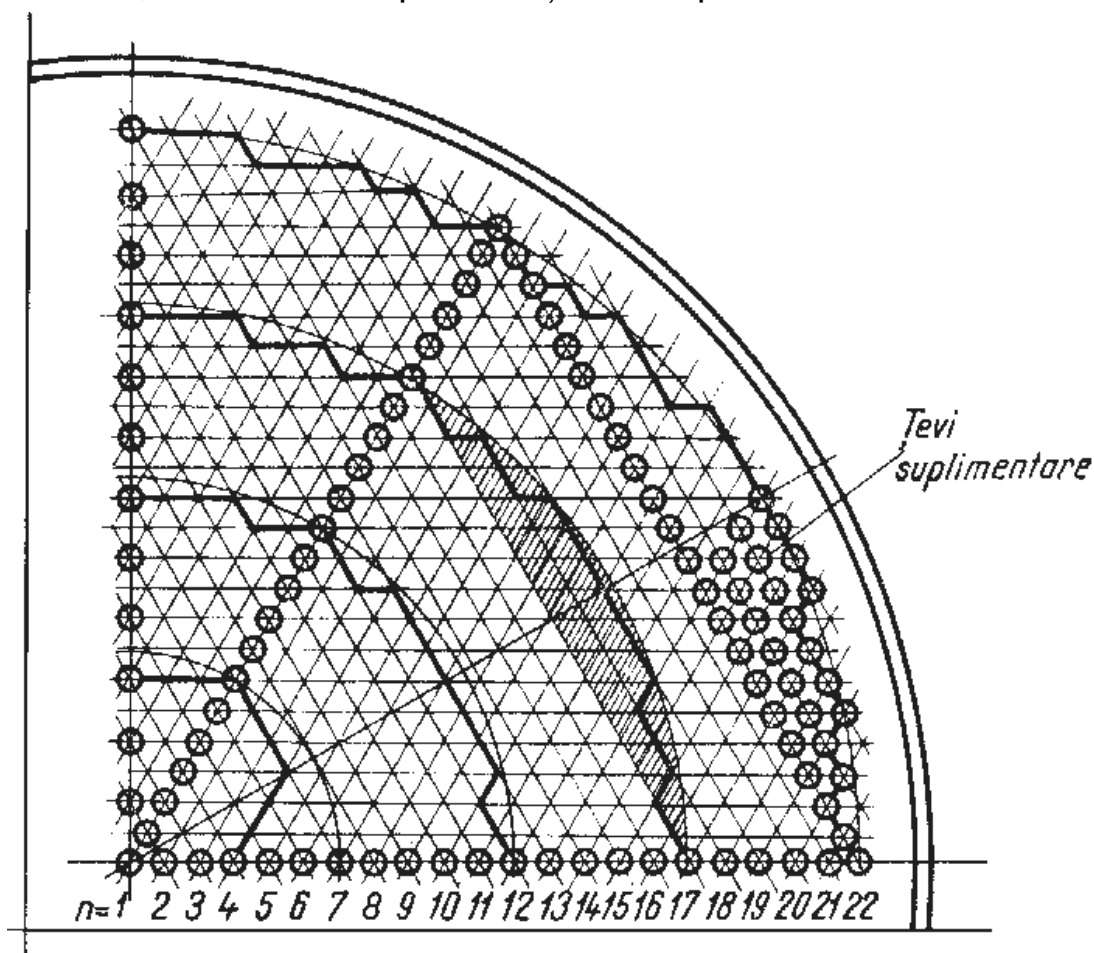


Fig. 2.20. Așezarea țevilor suplimentare.

În acest caz se recurge la stabilirea unei noi dispunerii a țevilor, eventual se modifică dimensiunile și se execută un desen sumar executat la scară a plăcii tubulare.

D. Gradul de compactizare a fasciculului tubular al condensatorului.

Se definește ca grad de compactizare a fasciculului tubular, suprafața activă de transfer de căldură corespunzătoare la un metru cub de volum a aparatului schimbător de căldură [51]:

$$\psi = \frac{A}{V_c} \quad [\text{m}^2/\text{m}^3] \quad (2.46)$$

în care:- ψ este gradul de compactizare [m^2/m^3];

- A este suprafața activă de transmitere a căldurii [m^2];

- V_c este volumul corpului aparatului [m^3].

În cazul schimbătoarelor de căldură cu fascicul tubular drept [51] :

$$\psi = \frac{\pi \cdot d \cdot n \cdot l}{n \cdot t \cdot i \cdot \sin \varphi \cdot L} = \frac{\pi \cdot \psi \cdot d}{t \cdot i \cdot \sin \varphi} \quad [\text{m}^2/\text{m}^3] \quad (2.47)$$

Comparând în condiții identice, compactizările ce se obțin la folosirea unor dispoziții a țevilor în hexagon ($\varphi=60^\circ$) și în pătrat ($\varphi=90^\circ$) notate cu ψ_6 și respectiv ψ_4 , se observă că la așezarea în hexagon a țevilor, compactizarea crește cu 11,5% față de așezarea în pătrat, [51].

$$\psi_6 / \psi_4 = \sin 90^\circ / \sin 60^\circ = 1/0,866 = 1,155 \quad (2.48)$$

Ca suprafață de schimb de căldură se admite, de cele mai multe ori suprafața exterioară a tuburilor, adică aceea care vine în contact cu aburul.

Cu această ipoteză suprafață de schimb de căldură este [51]:

$$A = \frac{Q}{k_s \Delta t_{med}} \quad [\text{m}^2] \quad (2.49)$$

Țevile se adoptă ca material și secțiune rezultând numărul lor [51,52] :

$$N = \frac{m_a}{w_a} \frac{4}{\pi d_i^2 \rho} \quad (2.50)$$

Lungimea de calcul a țevilor condensatorului , egală cu distanța între plăcile tubulare, se calculează cu formula, [52,53]:

$$L = \frac{Ad_i^2 w_a}{4d_e \dot{V}_a z} \quad [\text{m}] \quad (2.51)$$

unde: A [m²] – este suprafața de răcire;

d_i, d_e [m] – diametrul interior, respectiv exterior al țevilor;

\dot{V}_a [m³/s] – debitul volumic de apă de răcire;

w_a [m/s] – viteza apei de răcire în țevi;

z – numărul de treceri ale apei de răcire.

Numărul total de țevi din condensator este [52,53]:

$$N = \frac{A}{\pi d_e L} \quad (2.52)$$

2.4. Calculul hidraulic.

Calculul fluido-dinamic al schimbătoarelor de căldură are drept scop determinarea pierderilor de sarcină pe traseele interioare ale agenților termici între punctele de intrare și ieșire din aparat [54,55].

La proiectarea aparatelor cunoașterea pierderilor de presiune este importantă pentru dimensionarea corectă a instalației de vehiculare a fluidelor sau pentru cunoașterea puterii consumate de agregatul de bază, cum ar fi pompe, motoare etc. Fluidele care străbat schimbătorul de căldură pierd o parte din energia lor prin frecarea cu pereții, nervurile etc., care alcătuiesc aparatul. Această frecare cu pereții interiori se datorează interacțiunii suprafeței peretelui cu vâna de fluid aflată în curgere [54].

Totodată apar pierderi de energie datorate mișcării dezordonate a moleculelor de fluid ale căror direcții nu se suprapun peste direcția de curgere principală, producând turbionarea. Turbionarea pe de altă parte este dorită deoarece crește procesul de transfer termic prin micșorarea stratului limită hidraulic și termic.

Astfel se poate scrie pierderea totală de presiune ca fiind [54,55]:

$$\Delta p = \sum_{i=1}^n \Delta p_{fi} + \sum_{i=1}^m \Delta p_{li} + \sum_{i=1}^r \Delta p_{ni} + \sum_{i=1}^s \Delta p_{ai} \quad [\text{N/m}^2] \quad (2.53)$$

unde:

Δp_f – pierderile de presiune datorate frecărilor liniare la curgerea prin țevi și se determină cu relația [54]:

$$\Delta p_f = \lambda \frac{L}{d_i} \frac{w^2}{2} \rho \quad [\text{N/m}^2] \quad (2.54)$$

în care: λ – coeficient de pierdere liniară,

ρ [kg/m³] – masa specifică a fluidului;

w [m/s] – viteza medie a fluidului,

L [m] – lungimea de curgere considerată,

d [m] – diametrul interior al țevii.

Δp_l – pierderi locale de sarcină se calculează cu relația [54]:

$$\Delta p_l = \xi \frac{w^2}{2} \rho \quad [\text{N/m}^2] \quad (2.55)$$

în care: ξ – este coeficientul de pierdere locală ($\xi_2=1$ la prinderea țevilor prin mandrinare la ambele capete; $\xi_2=1,5$ la prinderea țevilor cu presetupă la ambele capete; $\xi_2=1,25$ la prindere combinată a țevilor) [54];

Δp_n – pierderile de presiune datorate forțelor ascensionale [54,55]:

$$\Delta p_n = \pm(\rho_1 - \rho_2)hg \quad [\text{N/m}^2] \quad (2.56)$$

Aceste pierderi de presiune apar datorită diferenței ce există pe verticala „ h ” între masa specifică a fluidului de exemplu la schimbătoarele de căldură aer-gaze. În multe cazuri această diferență este suficientă pentru învingerea rezistențelor interioare ale schimbătoarelor de căldură, fiind inutilă și neeconomică folosirea unui aparat de vehiculare a fluidului.

Pierderile de presiune pe partea de abur depind de construcția fasciculului tubular, viteza aburului în spațiul dintre țevi. Pentru condensatoarele turbinelor actuale $P=(160...1200 \text{ MW})$, pierderea de presiune a aburului este de $(270-410) \times 10^{-5} \text{ bar}$, [55].

Δp_a – pierderi de presiune datorate schimbării vitezei de curgere a fluidelor se determină cu relația [55,56]:

$$\Delta p_a = \frac{1}{2}(\rho_2 w_2^2 - \rho_1 w_1^2) \quad [\text{N/m}^2] \quad (2.57)$$

2.5. Comportarea în exploatare a condensatorului.

2.5.1. Analiza funcționării condensatoarelor turbinelor cu abur.

Aprecierea performanțelor tehnice ale condensatoarelor turbinelor cu abur se face de regulă cu ajutorul coeficientului global de schimb de căldură, a cărui valoare este determinată de coeficienții de convecție ai celor doi agenți termici, precum și de conductivitatea termică și grosimea peretelui despărțitor, însă în exploatare această apreciere se face prin urmărirea câtorva parametrii caracteristici de funcționare care pot suferi mai mult sau mai puțin modificări importante.

Parametrii caracteristici funcționării condensatorului sunt [20]:

- vidul;
- temperatura de condensare;
- temperatura condensatului;
- temperatura apei de răcire la intrarea și ieșirea din condensator;
- diferența de temperatură dintre temperatura apei la intrarea și ieșirea din condensator;
- diferența de temperatură dintre temperatura condensatului și temperatura apei de răcire la ieșirea din condensator.

Prin modificarea singulară sau simultană a acestor parametri caracteristici se poate face o apreciere asupra funcționării necorespunzătoare a condensatorului astfel [20]:

1. Scăderea vidului și creșterea temperaturii de condensare : este cauzată fie de pătrunderi mari de aer prin neetanșeitățile condensatorului sau a circuitului pus sub vid, fie prin funcționarea necorespunzătoare a pompelor de vid.

Remedierea se face prin etanșizarea condensatorului și a circuitelor puse sub vid și funcționarea corespunzătoare a pompelor de vid;

2. Creșterea diferenței de temperatură între temperatura de saturație și temperatura apei de răcire la ieșirea din condensator: această creștere este cauzată de murdărirea suprafeței de schimb de căldură.

Remedierea se face prin curățirea țevilor la interior prin diverse metode (cea mai des utilizată fiind curățirea mecanică cu ajutorul unei vergele);

3. Creșterea diferenței de temperatură între intrarea și ieșirea apei de răcire are drept cauză scăderea debitului de apă de răcire, ceea ce înseamnă o funcționare necorespunzătoare a pompelor de circulație sau o rezistență hidraulică mărită pe partea de apă a condensatorului, adică o înfundare a țevilor schimbătoare de căldură. Remedierea se face prin desfundarea țevilor schimbătoare de căldură, dacă acest lucru nu este posibil acestea se dopeză. În exploatare este permisă funcționarea condensatorului cu un număr maxim de 100 de țevi înfundate dintr-un total de 26500 de țevi; peste acest număr este necesară înlocuirea acestora [20] (fig. 2.21).



Fig. 2.21. Țevi înfundate cu dopuri.

Încercările de îmbunătățire a performanțelor funcționale vizează atât aspecte constructive, cât și tehnologice și de exploatare. Buna funcționare a condensatorului asigură obținerea puterii scontate a turbinei pentru anumite condiții de răcire (debit de apă de răcire, temperatura apei de răcire etc.) și pentru o anumită cantitate de abur intrată în turbină.

Exploatarea modernă și economică a CTE, CNE, pune instalației de condensare anumite condiții [59]:

- gradul de puritate a aburului să se regăsească și în condensat, pentru aceasta fiind necesară o separare totală între abur și apa de răcire;

- construcția condensatorului și buna funcționare a instalației de vid trebuie să facă posibilă realizarea vidului în condensator;

- temperatura condensatului nu trebuie să coboare sub temperatura de saturație a aburului care intră în condensator, adică să nu aibă loc subrăcirea condensatului, fenomen care conduce la pierderea suplimentară de căldură și la creșterea concentrației de oxigen din condensat.

Dacă acest fenomen se produce, diferența de temperatură trebuie să fie cuprinsă între 3-5 °C [59].

- aerul care intră în condensator trebuie să fie subrăcit într-o zonă specială împreună cu aburul cu care se află în amestec.

În funcționarea condensatoarelor pot apare o serie de modificări ale unor mărimi față de valorile folosite la proiectare, în condiții nominale.

Mărimile care se pot modifica în timpul funcționării sunt [59]:

- debitul de apă de răcire;

- temperatura apei de răcire la intrarea în condensator;

- sarcina termică (cantitatea de căldură evacuată);

2.5.2. Cercetări prezentate în literatura de specialitate.

În literatura de specialitate [20,59] sunt prezentate comportările condensatoarelor cu abur la abateri de la condițiile de dimensionare cu influențe directe asupra puterii grupului termoeenergetic, precum și o serie de modele matematice ale variației sarcinii cu debitul și temperatura apei de răcire, impactul depunerilor și influența debitului apei de răcire asupra vidului pe baza cărora s-au ridicat curbe caracteristice de performanță ale condensatoarelor.

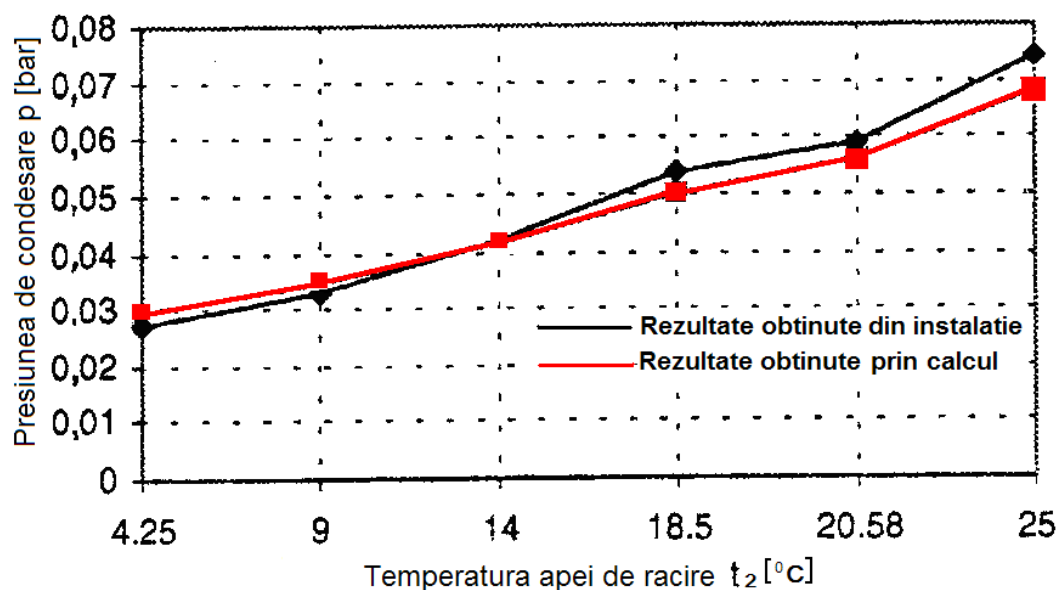


Fig. 2.22. *Variația presiunii de condensare în funcție de temperatura apei.*

În fig. 2.22 autorii lucrării prezintă variația presiunii în condensator în funcție de temperatura apei de răcire, în care se poate observa că rezultatele obținute prin calcul sunt foarte apropiate de cele înregistrate în instalație [59].

În acest caz [59]:

- debitul de abur la intrarea în condensator nu a fost măsurat ci determinat în funcție de debitul de abur la intrarea în turbină;

- temperatura condensatului secundar s-a considerat mai mare cu $6,5^{\circ}\text{C}$ decât cea a condensatului principal;

- în condensator se descărcă și alte debite de abur ce nu pot fi măsurate individual;

Pe baza unor relații obținute prin calcul a fost întocmit pentru condensatorul unei turbine de 330 MW diferite programe pe calculator care au permis ridicarea unor diagrame [59]:.

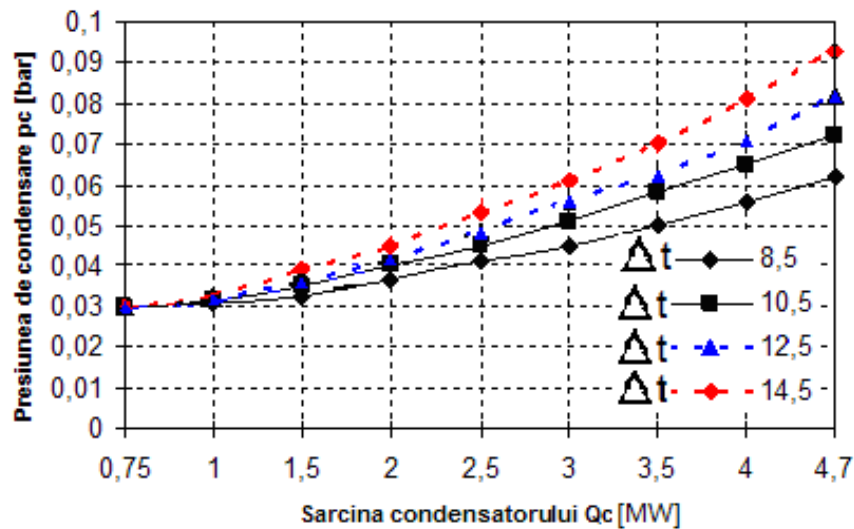


Fig. 2.23. Variația presiunii de condensare în funcție de fluxul termic al condensatorului de abur.

Diagrama din fig. 2.23 a fost realizată pentru diferite valori ale debitului apei de răcire și implicit pentru patru valori diferite ale diferenței de temperatură Δt .

Se constată că odată cu creșterea presiunii de condensare (implicit a temperaturii de saturație) crește fluxul termic al condensatorului de abur.

Dacă se modifică temperatura apei la intrare, atunci se modifică atât coeficientul global de transfer termic cât și diferența Δt .

Diagrama din fig.2.24 a fost construită pentru debitul maxim de apă de răcire [59].

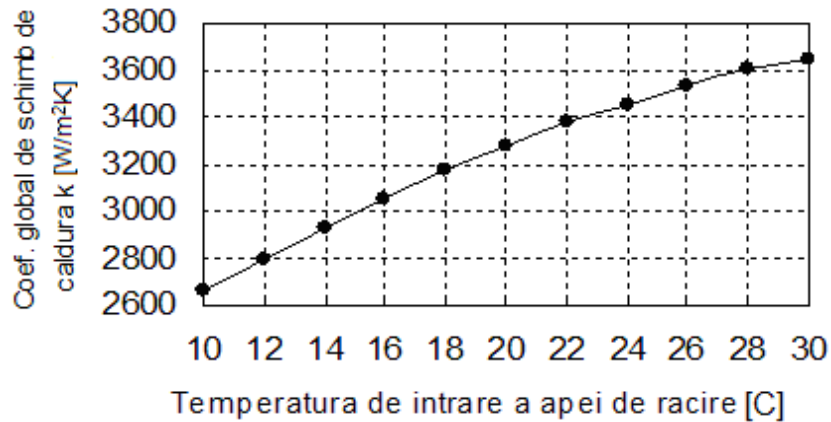


Fig. 2.24. *Variația coeficientului global de schimb de căldură în funcție de variația temperaturii apei de răcire.*

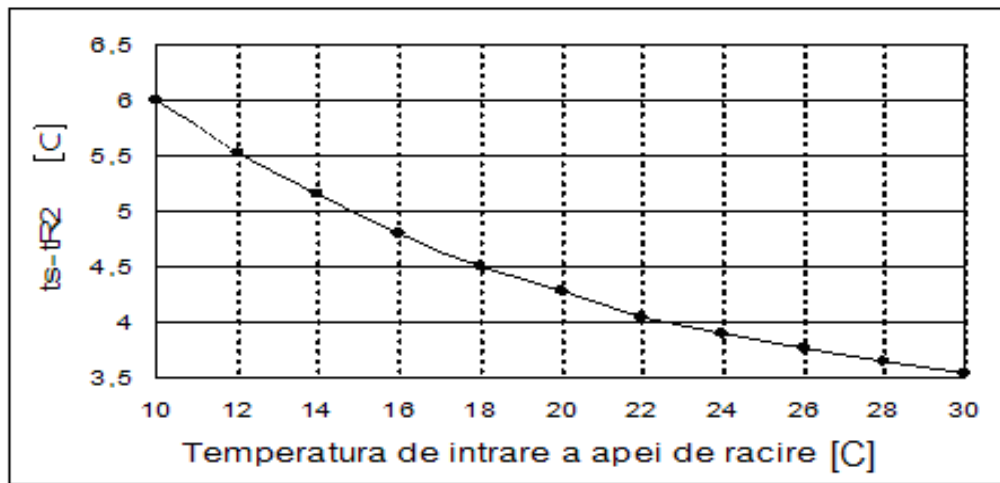


Fig. 2.25. *Variația diferenței de temperatură $\delta t = t_s - t_{R2}$ în funcție de temperatura apei de răcire.*

Modificând temperatura apei de răcire (creșterea acesteia) va rezulta o creștere a temperaturii, respectiv a presiunii aburului în condensator .

Modul de variație al presiunii de condensare este necesar a fi cunoscut pentru a putea afla puterea disponibilă a turbinei.

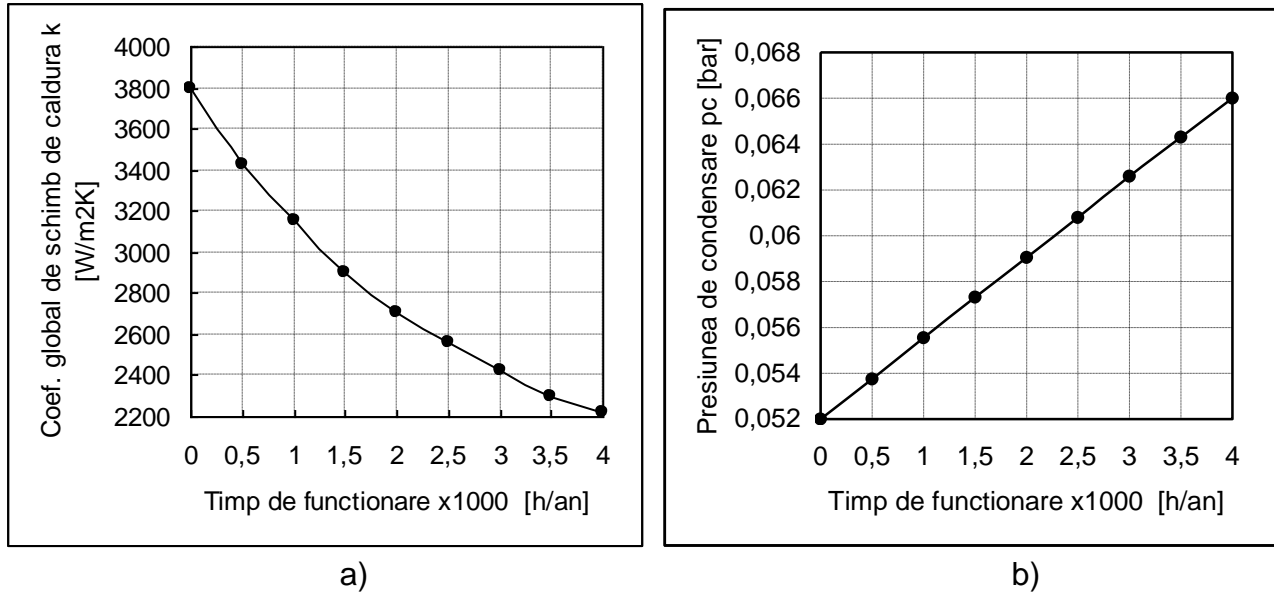


Fig. 2.26. Variația coeficientului global de schimb de căldură a) și a presiunii de condensare b) în funcție de numărul de ore de funcționare.

Diagramele din fig.2.26 au fost obținute pe baza unui model fizico-matematic folosit pentru aprecierea în timp a depunerilor de și pentru o viteză a apei de răcire de 1,9 m/s, [59].

CAPITOLUL 3

CONTRIBUȚII PRIVIND STUDIUL CONDENSATORULUI DE ABUR AL TURBINEI DE 330 MW

3.1. Programul CPCA de calcul al mărimilor caracteristice ale condensatorului de bur.

Pentru studiul performanțelor condensatorului de abur al turbinei de 330 MW s-a realizat în limbajul de programare Visual Fortran 6.0 un program de calcul numit „Calculul Performanțelor Condensatorului de Abur” (CPCA) [60,61,62,63,64,65,66]. Schema logică a programului se găsește în anexa 3.

În programul de calcul au fost introduse următoarele mărimi, ca date de intrare, măsurate în instalație și existente în instrucțiunile de exploatare a turbinei F1C330 MW [20]:

- debitul masic de abur la intrarea în turbină: $m_{1t} = 255,6 \text{ kg/s}$
- presiunea aburului la intrarea în turbina: $p_0 = 176 \text{ bar}$
- temperatura aburului la intrarea în turbina: $t_0 = 526 \text{ }^\circ\text{C}$
- debitul masic al aburului la intrarea în condensator: $m_1 = 163,9 \text{ kg/s}$
- viteza apei de răcire în ștuțurile de intrare și ieșire: $w_{as} = 3,2 \text{ m/s}$
- diametrul țevii la interior: $d_i = 16 \text{ mm}$
- diametrul țevii la exterior: $d_e = 18 \text{ mm}$
- debitul masic maxim de apă de răcire: $m_{\max} = 10111,11 \text{ kg/s}$
- rezistența termică pe partea aburului : $R_1 = 0 \text{ m}^2\text{K /W}$
- conductivitatea termică a peretelui țevii: $\lambda_p = 110 \text{ W/mK}$
- lungimea țevelor condensatorului: $L = 10494 \text{ mm}$
- titlul aburului umed: $x = 0,9$

- gradul de curățire al țevilor 85%

Mărimile introduse în program ca variabile sunt [62,63]:

- rezistența termică pe partea apei de răcire : $R_2=0,000-0,0024 \text{ m}^2\text{K} / \text{W}$

- temperatura apei de răcire la intrarea în condensator: $t_2' = 7-35 \text{ }^\circ\text{C}$

- debitul masic de apă de răcire: $m_2 = 50-100\%m_{\max} \text{ kg/s}$

- numărul de țevi: N

Principalele mărimi calculate cu programul CPCA sunt [62,63]:

a) pentru apă:

- temperatura medie a apei de răcire: $t_{2\text{med}} [^\circ\text{C}]$

- temperatura apei de răcire la ieșire din condensator: $t_2'' [^\circ\text{C}]$

- capacitatea termică masică a agentului rece la $t_{2\text{med}}$: $c_2 [\text{J/kgK}]$

- conductivitatea termică a apei la $t_{2\text{med}}$: $\lambda_2 [\text{W/mK}]$

- viscozitatea dinamică la $t_{2\text{med}}$: $\eta_2 [\text{Ns/m}^2]$

- masa specifică a apei la $t_{2\text{med}}$: $\rho_2 [\text{kg/m}^3]$

- coeficient de convecție pe partea apei: $\alpha_2 [\text{W/m}^2\text{K}]$

- viteza de curgere a fluidului rece prin țevi: $w_2 [\text{m/s}]$

b) pentru abur:

- presiunea de condensare : $p_{\text{cond}} [\text{bar}]$

- temperatura de condensare : $t_{\text{cond}} [^\circ\text{C}]$

- căldura latentă de vaporizare: $r_1 [\text{kJ/kg}]$

- masa specifică a aburului : $\rho_1 [\text{kg/m}^3]$

- coeficient de convecție pe partea aburului: $\alpha_1 [\text{W/m}^2 \text{ K}]$

c) pentru condensat:

- masa specifică condensatului: $\rho_{\text{cond}} [\text{kg/m}^3]$

- viscozitatea dinamică a condensatului: $\eta_{\text{cond}} [\text{Ns/m}^2]$

- conductivitatea termică a condensatului: $\lambda_{\text{cond}} [\text{W/m K}]$

d) alte mărimi caracteristice constructive:

- coeficientul global de transfer termic total: k_T [W/m² K]
- diferența de temperatură medie logaritmică: Δt_{med} [°C]
- suprafața de schimb de căldură: S [m²]
- fluxul de căldură al condensatorului: \dot{Q} [kW]
- puterea termică a turbinei: P [kW]
- căderea de presiune totală pe partea apei de răcire: Δp [bar]

Programul CPCA permite studiul următoarelor variații [66]:

- variația presiunii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire la intrarea în condensatorul de abur $p_c=f(t_2')$ (fig. 3.3, fig. 3.4)
- variația temperaturii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire la intrarea în condensatorul de abur $t_c= f(t_2')$ (fig. 3.6, fig. 3.7)
- variația coeficientului global de transfer termic în funcție de presiunea de condensare $k=f(p_c)$ (fig. 3.8, fig. 3.9, fig. 3.10)
- variația fluxului termic al condensatorului de abur în funcție de temperatura apei de răcire la intrarea în condensatorul de abur $Q=f(t_2')$ (fig. 3.11 si 3.12).
- variația coeficientului de convecție pe partea aburului în funcție de temperatura apei de răcire $\alpha_1= f(t_2')$ (fig.3.14 si 3.15),
- variația căderii totale de presiune în funcție de temperatura apei de răcire la intrarea în condensatorul de abur la diferite debite ale apei de răcire $\Delta p= f(t_2')$ (fig.3.17 si 3.18).
- Variația temperaturii și a presiunii de condensare în funcție de numărul de țevi la diferite temperaturi ale apei de răcire $t_c, p_c=f(N)$, (fig.3.20, 3.21).
- Variația fluxului termic al condensatorului în funcție de numărul de țevi la diferite temperaturi ale apei de răcire $Q=f(N)$, (fig.3.22).

3.2. Proprietățile termofizice ale agenților termici folosiți.

Proprietățile termofizice ale agenților termici s-au calculat cu următoarele relații [67,68,69,70,71,72]:

- Apă (în funcție de temperatura medie t_{2med}):

Masa specifică:

$$\rho_2 = 999,78 - 0,01275 \cdot t_{2med}^{1,75} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (3.1)$$

Capacitatea termică masică:

$$c_2 = 4231 - 2,085 \cdot t_{2med} + 0,0177 \cdot t_{2med}^2 \quad [\text{J/kgK}] \quad (3.2)$$

Vâscozitate dinamică:

$$\eta_2 = 1,9398 \cdot 10^{-5} \cdot e^{\frac{544,27}{t_{2med}^{0,96} + 120,2}} \quad [\text{Ns/m}^2] \quad (3.3)$$

Conductivitatea termică:

$$\lambda_2 = 0,561 + 0,002967 t_{2med}^{0,9} - 0,0000178 t_{2med}^{1,8} \quad [\text{W/mK}] \quad (3.4)$$

- Abur (în funcție de presiunea de condensare):

Căldura latentă de vaporizare:

$$r_1 = 2177,78 + 104,67 \cdot e^{\frac{-P_{cond}}{0,05433}} + 215,91 \cdot e^{\frac{-P_{cond}}{0,98578}} \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.5)$$

Entalpia aburului la presiunea de condensare:

$$i' = 416,83 + 210,69 \cdot \log(p_{cond}) \quad [\text{kJ/kg}] \quad (3.6)$$

Temperatura de condensare:

$$t_{cond} = 99,442 + 50,243 \cdot \log(p_{cond}) \quad [^\circ\text{C}] \quad (3.7)$$

Masa specifică a aburului saturat:

$$\rho_g = 0,00605 + 0,61226 \cdot p_{cond} - 0,02648 \cdot p_{cond}^2 \quad [\text{kg/m}^3] \quad (3.8)$$

- Condensat (în funcție de temperatura de condensare):

Masă specifică:

$$\rho_{cond} = 999,78 - 0,01275 \cdot t_{cond}^{1,75} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (3.9)$$

Conductivitatea termică:

$$\lambda_{cond} = 0,561 + 0,002967 \cdot t_{cond}^{0,9} - 0,0000178 \cdot t_{cond}^{1,8} \quad [\text{W/mK}] \quad (3.10)$$

Vâscozitatea dinamică:

$$\eta_{cond} = 1,9398 \cdot 10^{-5} \cdot e^{\frac{544,27}{t_{cond}^{0,96} + 120,2}} \quad [\text{Ns/m}^2] \quad (3.11)$$

3.3. Relații matematice ale mărimilor calculate cu programul CPCA.

Fluxul de căldură al condensatorului se determină din bilanțul termic [65]:

$$\dot{Q} = \dot{m}_1 (i_{ab} - i_c) = \dot{m}_2 c_2 (t_2'' - t_2') \quad [\text{W}] \quad (3.12)$$

unde:

\dot{m}_1 [kg/s], debitul masic de vapori

\dot{m}_2 [kg/s], debitul masic de apa de răcire

i_{ab} [J/kg], entalpia aburului la intrare

i_c [J/kg], entalpia condensatului la p_{cond}

Rezultă temperatura apei la ieșire din condensator:

$$t_2'' = t_2' + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_2 \cdot c_2} \quad [^\circ\text{C}] \quad (3.13)$$

Temperatura medie a apei de răcire [65]:

$$t_{2\text{med}} = \frac{t_2' + t_2''}{2} \quad [^\circ\text{C}] \quad (3.14)$$

Criteriul Reynolds de partea apei se determină cu relația [64,65]:

$$\text{Re}_2 = \frac{w_2 \cdot d_i \cdot \rho_2}{\eta_2} \quad (3.15)$$

Pentru regimul turbulent de curgere criteriul Nusselt se calculează cu autorul relației [64]:

$$\text{Nu}_2 = 0.024 \left[1 + \left(\frac{d_i}{L} \right)^{\frac{2}{3}} \right] \cdot \text{Re}_2^{0.8} \cdot \text{Pr}_2^{0.33} \quad (3.16)$$

De unde rezultă coeficientul de convecție de partea apei:

$$\alpha_2 = \text{Nu}_2 \cdot \frac{\lambda_2}{d_i} \quad [\text{W}/\text{m}^2\text{K}] \quad (3.17)$$

Coeficientul de convecție de partea aburului, se calculează relația [64]:

$$\alpha_1 = 0.728 \cdot \left(\frac{\lambda_{cond}^3 \cdot \rho_{cond} (\rho_{cond} - \rho_g) \cdot g \cdot r_1}{\eta_{cond} \cdot d_e \cdot (t_{cond} - t_p)} \right)^{1/4} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (3.18)$$

Notațiile mărimilor din relația (3.18) corespund celor de la capitolul 3.2.

Coeficientul global de transfer de căldură pentru țevi, ținând cont de grosimea stratului de depuneri δ_d [mm], se calculează cu relația [64,65] :

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{d_e}{2 \cdot \lambda_p} \ln \frac{d_e}{d_i} + \frac{d_i}{2 \lambda_d} \ln \frac{d_i}{d_d} + \frac{d_e}{d_i} \left(\frac{1}{\alpha_2} + R_2 \right) + R_1 \quad (3.19)$$

unde: - $d_d = d_i - 2\delta_d$ [m] diametrul stratului de depuneri la interior.

- λ_d [W/m K] conductivitatea termică a depunerilor.

Se ține cont de murdăria țevelor în timpul exploatării prin introducerea factorului de corecție $\varphi = 0.85$ [65].

Astfel coeficientul real de transmitere a căldurii devine:

$$k_T = \varphi \cdot k \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad (3.20)$$

Diferența de temperatură medie logaritmică (fig.3.1) [65]:

$$\Delta t_m = \frac{(t_1' - t_2') - (t_1'' - t_2'')}{\ln \frac{t_1' - t_2'}{t_1'' - t_2''}} = \frac{t_2'' - t_2'}{\ln \frac{t_{cond} - t_2'}{t_{cond} - t_2''}} \quad [^\circ\text{C}] \quad (3.21)$$

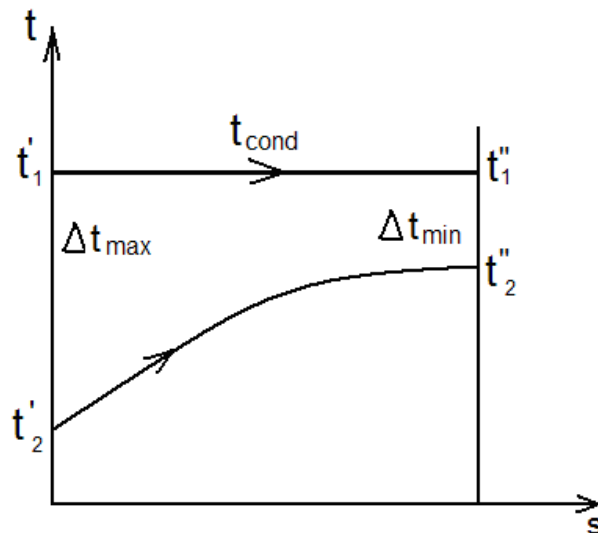


Fig. 3.1. Diagrama de temperatură a condensatorului de abur.

Suprafața de transfer termic va fi [65]:

$$A = \frac{\dot{Q}}{k_T \cdot \Delta t_m} \quad [\text{m}^2] \quad (3.22)$$

Secțiunea de trecere necesară apei de răcire [64]:

$$S = \frac{m_2}{\rho_2 \cdot w_2} \quad [\text{m}^2] \quad (3.23)$$

Căderea de presiune la intrare datorită efectelor de intrare și ieșire din țevă [64,65]:

$$\Delta p_1 = 1.815 \cdot \frac{w_2^2}{2} \cdot \rho_2 \quad [\text{bar}] \quad (3.24)$$

Căderea de presiune la curgerea prin țevi sau pierderile liniare [43,45]:

$$\Delta p_2 = \zeta \cdot \frac{L}{d_i} \cdot \frac{w_2^2}{2} \cdot \rho_2 \quad [\text{bar}] \quad (3.25)$$

Căderea de presiune la intrare și ieșire din camerele colectoare, precum și la întoarcerea curentului cu 90° [64,65]:

$$\Delta p_3 = 2 \cdot 1.5 \cdot \frac{w_2^2}{2} \cdot \rho_2 \quad [\text{bar}] \quad (3.26)$$

Căderea de presiune totală este:

$$\Delta p = \Delta p_1 + \Delta p_2 + \Delta p_3 \quad [\text{bar}] \quad (3.27)$$

3.4. Rezultate obținute prin rularea programului CPCA.

3.4.1. *Variația presiunii și a temperaturii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire.*

Mărimile obținute prin calcul cu programul CPCA sunt trecute în tabelul nr. 4, iar o parte din aceste mărimi au valorile trecute în tabelul 6-11 [73,74].

Tabelul nr. 4. Principalele mărimi calculate cu programul CPCA.

Nr. Crt.	Mărimi	Simbol	U.M.
1	temperatura medie a apei de răcire	t_{2med}	[°C]
2	temperatura apei de răcire la ieșire din condensator	t_2''	[°C]
3	coeficient de convecție pe partea apei	α_2	[W/m ² K]
4	viteza de curgere a fluidului rece prin țevi	w_2	[m/s]
5	presiunea de condensare	p_{cond}	[bar]
6	temperatura de condensare	t_{cond}	[°C]
7	coeficient de convecție pe partea aburului	α_1	[W/m ² K]
8	coeficientul global de transfer de căldură total	k	[W/m ² K]
9	diferența de temperatură medie logaritmică	Δt_{med}	[°C]
10	suprafața de schimb de căldură	S	[m ²]
11	puterea termică a turbinei	P	[kW]
12	căderea de presiune totală pe partea apei de răcire	Δp	[bar]

În fig.3.2 s-a trasat diagrama 3D a variației presiunii de condensare pentru un debit al apei de răcire variabil între 50% și 100% din debitul maxim, o variație a temperaturii apei de răcire la intrarea în condensator cuprinsă în intervalul 7-35°C și o rezistență termică pe partea apei $R_2=0$ m²K/W. (fig.3.2).

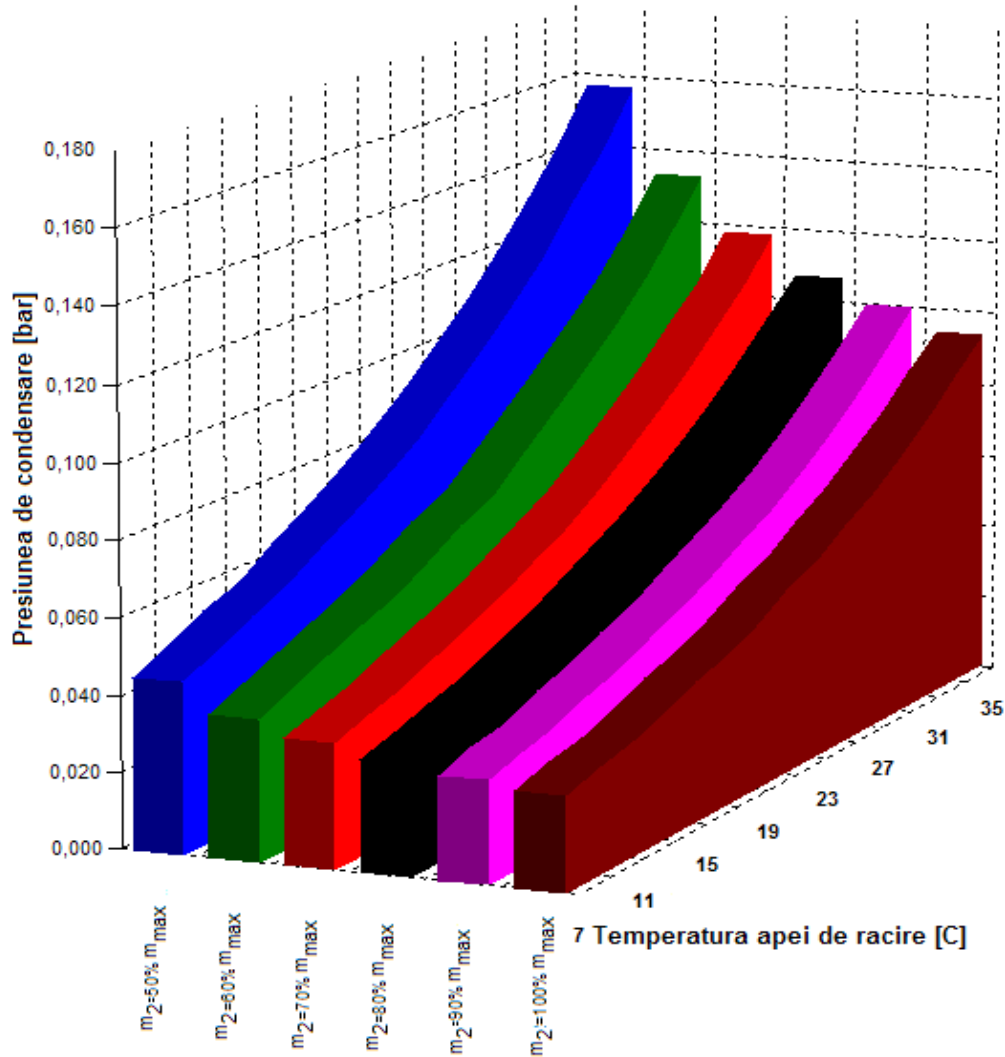


Fig. 3.2. Diagrama 3D a variației presiunii de condensare.

În fig.3.3 și 3.4 s-au trasat curbele de variație ale presiunii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire la diferite debite ale acesteia în care s-au considerat două situații: prima situație (cazul teoretic fig.3.3) în care nu există depuneri pe interiorul sau exteriorul suprafeței de schimb de căldură și că există posibilitatea de reglare a debitului apei de răcire, a doua situație (cazul practic fig.3.4) când pe partea apei de răcire apar rezistențe termice și debitul apei de răcire nu poate lua valori decât 50% sau 100% din debitul maxim, adică apa de răcire poate fi trimisă la condensator doar cu o pompă printr-o semicameră sau cu cele două pompe prin ambele semicamere.

Pe partea aburului rezistența termică se consideră ca fiind nulă.

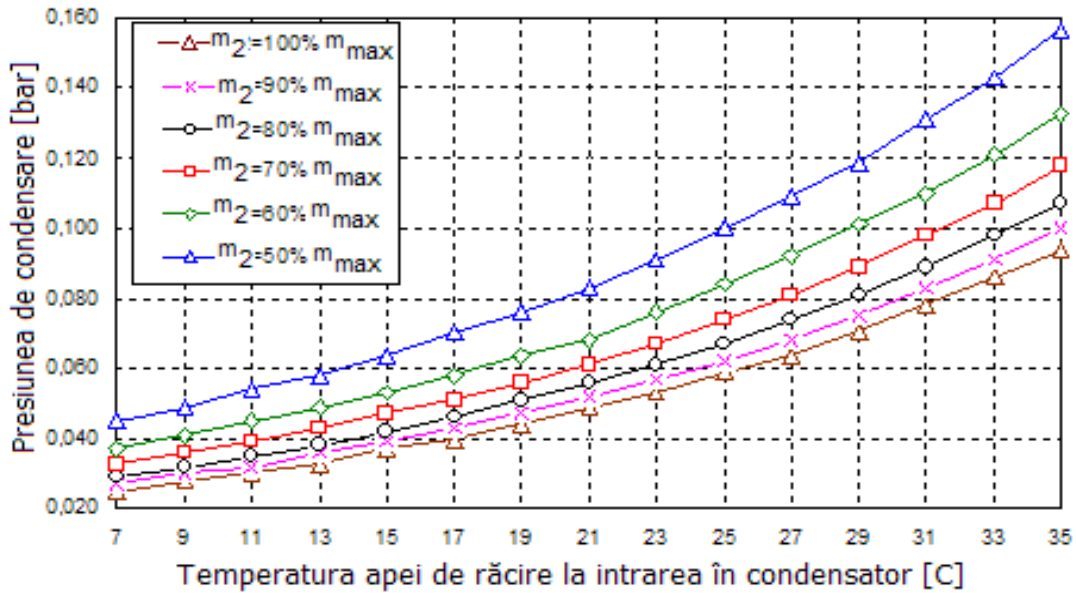


Fig. 3.3. Variația presiunii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire la diferite debite ale apei de răcire m_2 și $R_2=0 \text{ m}^2\text{K/W}$.

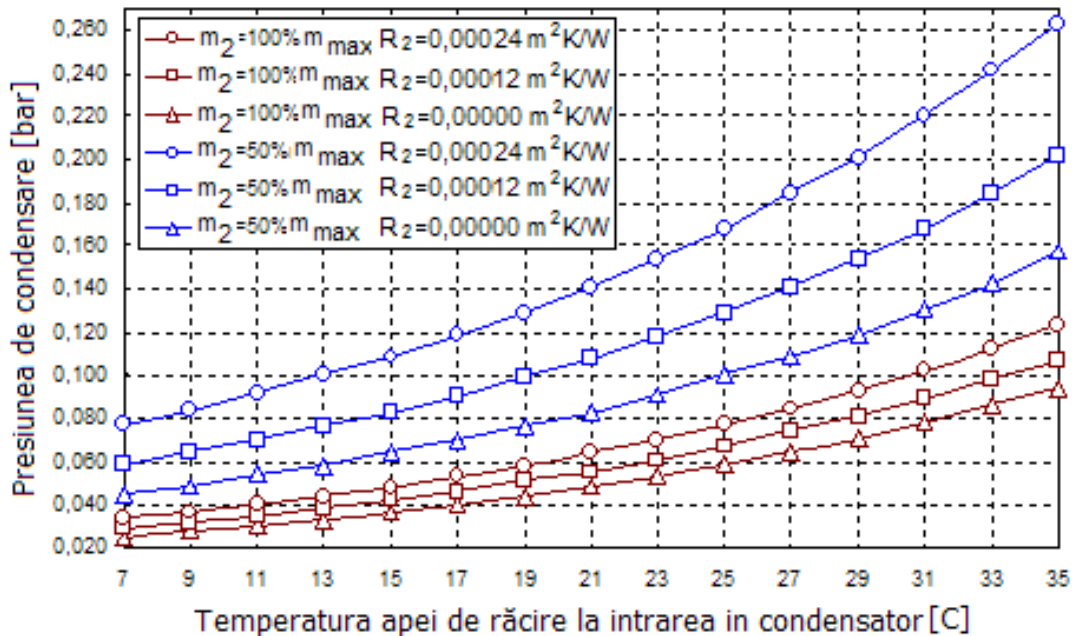


Fig. 3.4. Variația presiunii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire la debitul apei de răcire $m_2=100\% m_{\max}$ și la $m_2=50\% m_{\max}$ cu o rezistență termică de $R_2 = 0 - 0,00024 \text{ m}^2\text{K/W}$.

Se constată că în cazul teoretic în care rezistența termică pe partea apei de răcire este nulă odată cu creșterea temperaturii apei de răcire la intrarea în condensator are loc o creștere a presiunii de condensare ceea ce înseamnă o înrăutățire a vidului din condensator (fig.3.3). Creșterea presiunii de condensare este cu atât mai mare cu cât scade debitul apei de răcire.

Dacă debitul apei de răcire scade cu 50% din debitul maxim, presiunea de condensare se dublează luând valori în intervalul 0,042 - 0,160 bar față de 0,022 – 0,09 bar pentru un debit al apei de 100% din debitul maxim (fig.3.3).

La schimbătoarele de căldură depunerile înrăutățesc transmiterea căldurii ca urmare a apariției unor rezistențe termice suplimentare față de aparatul curat, reducând astfel eficiența schimbătorului de căldură.

Rezistența termică a depunerilor are valori stabilite prin norme interne și internaționale, ea reprezentând pentru anumite cazuri 40-70% din rezistența termică totală a aparatului, astfel devenind mărimea care controlează proiectarea și funcționarea utilajelor [32].

Pentru apă de râu decantată și viteza apei $v > 1,2$ m/s, iar $t < 38^{\circ}\text{C}$, rezultă $R_2 = 0,00009 - 0,00026$ m²K/W tabelul nr. 5 [32].

În cazul în care se ia în considerare rezistența termică pe partea apei de răcire (fig.3.4), pentru același debit al apei de răcire de 100% din debitul maxim și același interval de variație al temperaturii apei de răcire la intrarea în condensator 7-35 °C, se observă că la creșterea rezistenței termice pe partea apei de răcire la valoarea $R_2 = 0,00024$ m²K/W are loc o creștere a presiunii de condensare în intervalul 0,037-0,120 bar.

Pentru o scădere a debitului apei de răcire cu 50% din debitul maxim și pentru aceleași valori ale rezistenței termice pe partea apei de răcire, se observă practic o creștere cu aproximativ 100% a presiunii de condensare,

adică ia valori în intervalul 0,08-0,270 bar pentru $m_2=50\%m_{\max}$ și $R_2=0,00024\text{m}^2\text{K/W}$.

Tabelul nr. 5: Rezistența termică a depunerilor pentru diferiți agenți termici.

Agentul termic	Viteza	Intervalul de temperaturi	
	[m/s]	<38°C	>38°C
Apă de turn tratată	<0,9	0,00018	0,00035
	>0,9	0,00018	0,00035
Apă de turn netratată	<0,9	0,00052	0,00086
	>0,9	0,00052	0,00070
Apă potabilă din rețeaua urbană		0,00018	0,00035
Apă de mare până la max. 52°C	<1,2	0,00035	0,00053
	>1,2	0,00026	0,00035
Apă de râu decantată	<0,6	0,00035	0,00035- 0,00053
	>1,2	0,00009- 0,00026	0,00018- 0,00044

În fig. 3.5 s-a reprezentat diagrama 3D a variației temperaturii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire la intrarea în condensatorul de abur pentru un debit al apei de răcire variabil între 50% și 100% din debitul maxim.

De asemenea s-a considerat o variație a temperaturii apei de răcire la intrarea în condensator cuprinsă în intervalul 7-35°C și o rezistență termică pe partea apei $R_2=0\text{ m}^2\text{K/W}$ (fig.3.5).

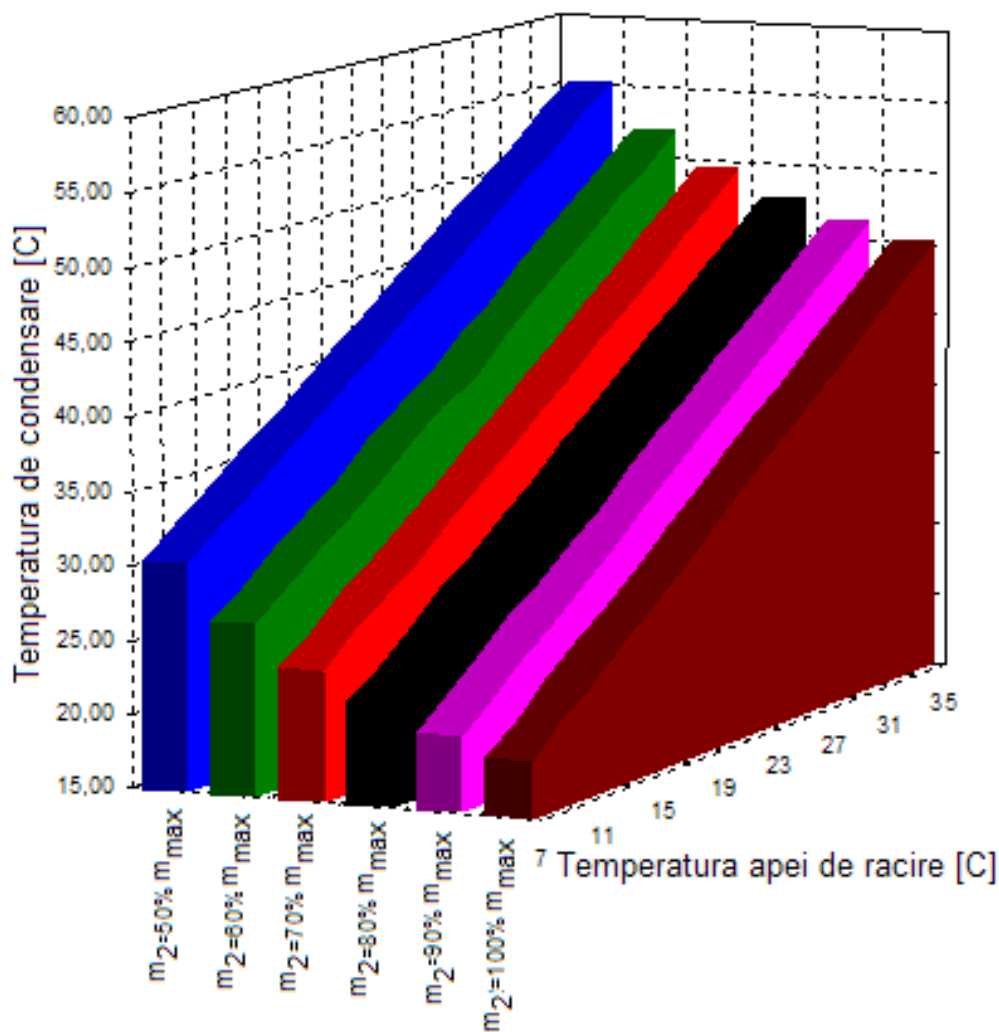


Fig. 3.5. Diagrama 3D a variației temperaturii de condensare.

În fig.3.6 și 3.7 s-a trasat variația temperaturii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire la debite între 50% și 100% din debitul maxim al apei de răcire. La fel ca în cazul variației presiunii de condensare, s-au considerat cele două situații: prima situație cazul teoretic din fig.3.6 în care nu există depuneri pe interiorul sau exteriorul suprafeței de schimb de căldură și că există posibilitatea de reglare a debitului apei de răcire și cea de-a doua situație din fig.3.7 în care pe partea apei de răcire apar rezistențe termice $R_2=0-0,00024\text{m}^2\text{K/W}$. Pe partea aburului rezistența termică fiind nulă.

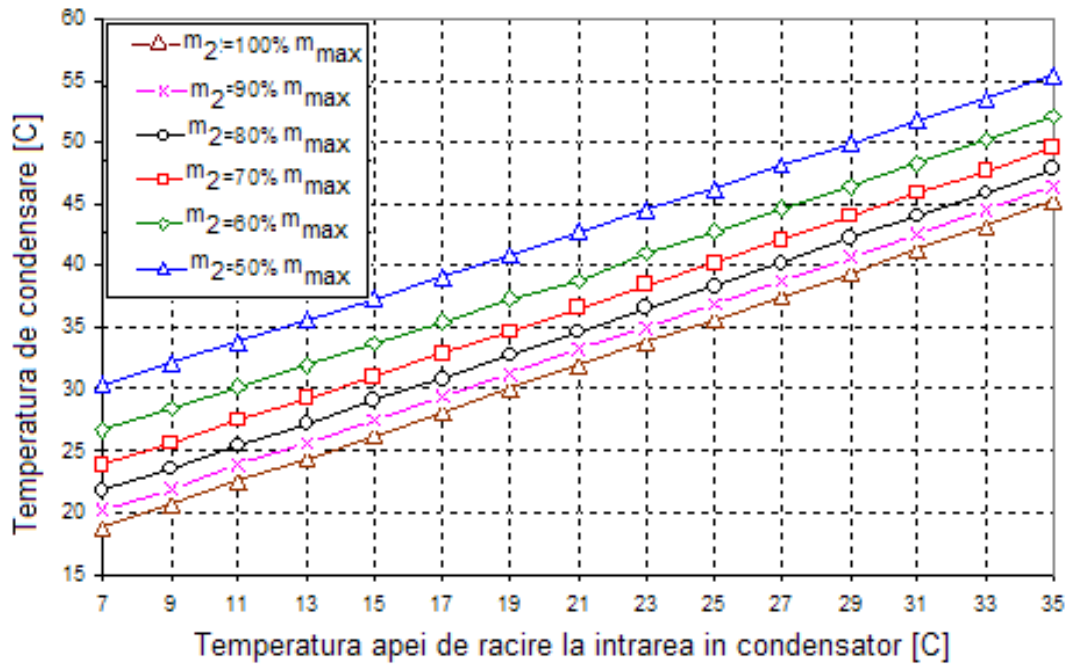


Fig. 3.6. Variația temperaturii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire la diferite debite ale apei de răcire m_2 și $R_2=0$ m²K/W.

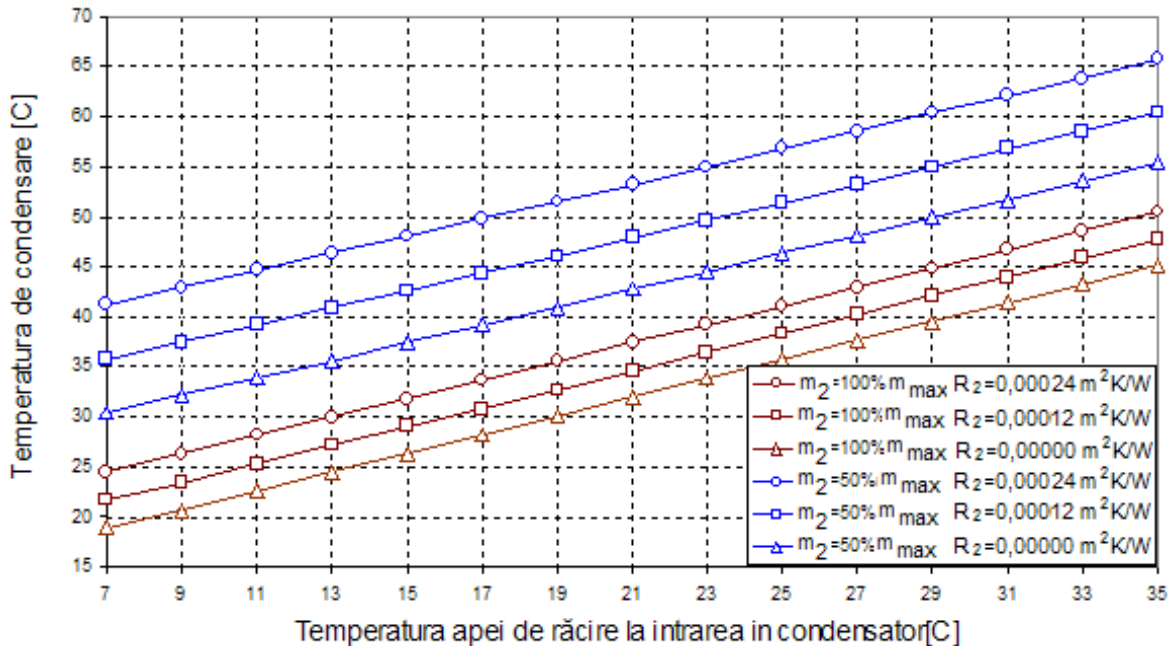


Fig. 3.7. Variația temperaturii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire la debitul apei de răcire $m_2=100\%m_{max}$ și la $m_2=50\%m_{max}$ cu rezistența termică de $R_2 =0 - 0,00024$ m²K/W.

Se constată că are loc o creștere a temperaturii de condensare la variația debitului și a temperaturii apei de răcire astfel: în fig.3.6 la creșterea temperaturii apei de răcire în intervalul 7-35 °C și la scăderea debitului apei de răcire de la de 100% la 50% din debitul maxim al apei de răcire are loc o creștere a temperaturii de condensare cu aproximativ 43% pentru valori mici ale temperaturii apei de răcire și cu aproximativ 20% pentru valori de peste 30°C ale temperaturii apei de răcire, temperatura de condensare luând valori în intervalul 17-45°C pentru $m_2=100\%m_{\max}$ și 30-55°C pentru $m_2=50\%m_{\max}$ cu $R_2=0 \text{ m}^2\text{K/W}$.

Odată cu creșterea temperaturii apei de răcire la intrarea în condensator și pentru o scădere a debitului de apă de răcire de la 100% la 50% din debitul maxim, are loc o creștere a temperaturii de condensare, luând valori în intervalul 24-50 °C pentru $m_2=100\%m_{\max}$ și 42-67°C pentru $m_2=50\%m_{\max}$ la $R_2=0,00024 \text{ m}^2\text{K/W}$ (fig. 3.7).

3.4.2. Variația coeficientului global de transfer termic în funcție de presiunea de condensare.

În fig. 3.8 s-a reprezentat variația coeficientului global de transfer termic în funcție de presiunea de condensare la diferite debite ale apei de răcire.

Se constată că la o scădere a debitului apei de răcire de la $m_2=100\%$ la 50% din debitul maxim are loc o scădere a coeficientului global de transfer termic scade de la aproximativ 4620 W/m²K la 4500 W/m²K odată cu creșterea presiunii de condensare în intervalul 0,095-0,155 bar pentru situația teoretică unde $R_2=0 \text{ m}^2\text{K/W}$.

Datorită depunerilor incrustate și de nămol din interiorul țevilor are loc o creștere a rezistenței termice pe partea apei de răcire, o creștere a presiunii de condensare și o scădere a coeficientului global de transfer termic.

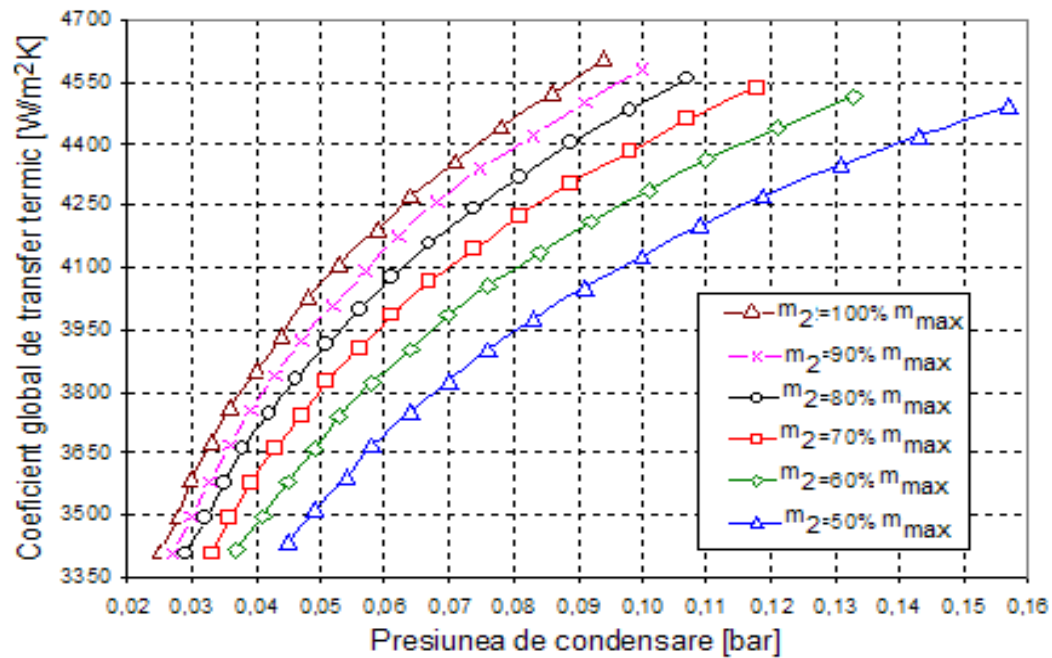


Fig. 3.8. Variația coeficientului global de transfer termic în funcție de presiunea de condensare la diferite debite ale apei de răcire și $R_2=0 \text{ m}^2\text{K/W}$.

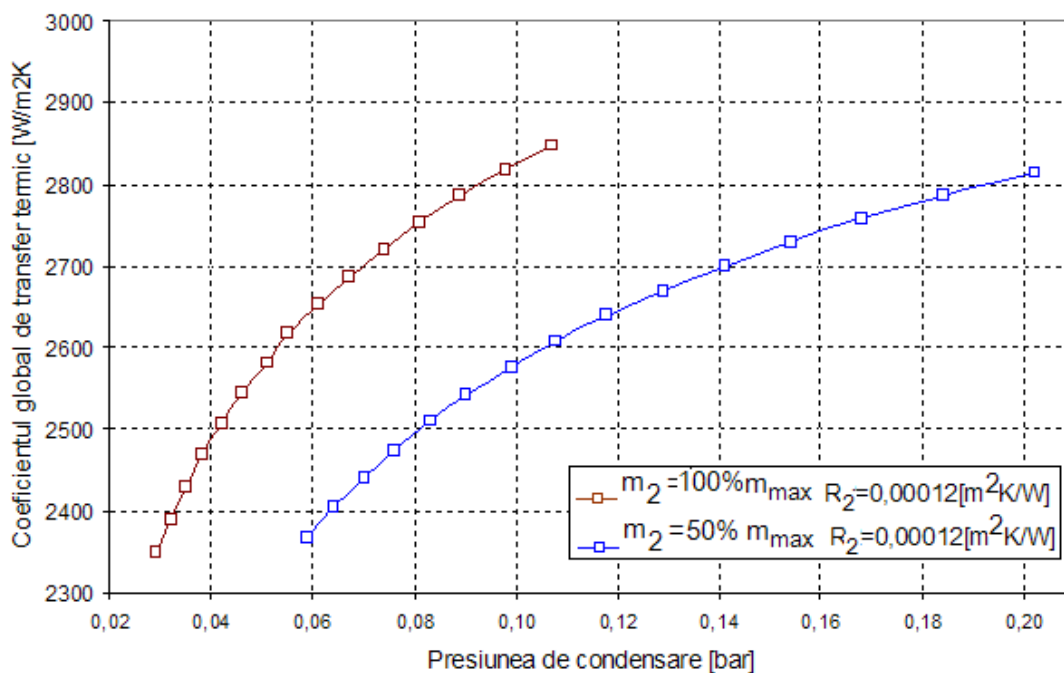


Fig. 3.9. Variația coeficientului global de transfer termic în funcție de presiunea de condensare la debitul apei de răcire $m_2=100\% m_{\max}$ și la $m_2=50\% m_{\max}$ cu rezistența termică de $R_2 = 0,00012 \text{ m}^2\text{K/W}$.

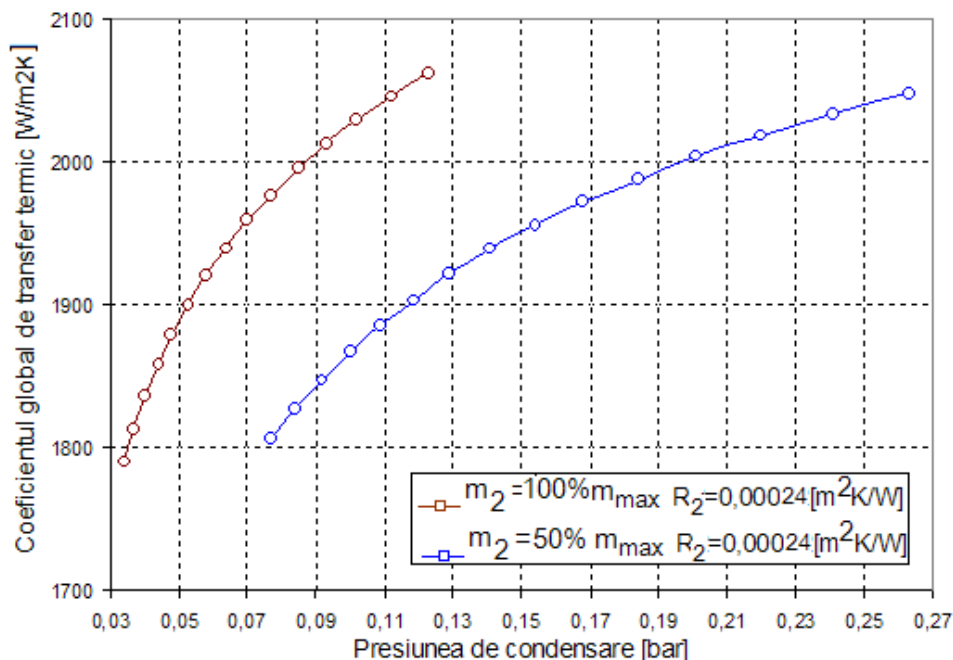


Fig. 3.10. *Variația coeficientului global transfer termic în funcție de presiunea de condensare la debitul apei de răcire $m_2=100\%m_{max}$ și la $m_2=50\%m_{max}$ cu rezistența termică de $R_2=0,00024 m^2K/W$.*

Se constată că față de situația teoretică în care $R_2 = 0 m^2K/W$ (fig. 3.8), în situația în care la interiorul țevilor se produc depuneri încrustate, crește rezistența termică pe partea apei de răcire, iar coeficientul global de transfer termic scade cu aproximativ 100% pentru $R_2=0,00024 m^2K/W$ cu valori în intervalul 1750-2100 W/m²K pentru debit de 100% din debitul maxim al apei (fig. 3.10), față de $R_2=0 m^2K/W$ unde se regăsește în intervalul 3350-4650W/m²K pentru același debit (fig.3.8), iar presiunea de condensare practic se dublează pentru $R_2=0,00024m^2K/W$.

3.4.3. *Variația fluxului termic Q în funcție de temperatura apei de răcire.*

În fig.3.11 și 3.12 s-a trasat variația fluxului termic în funcție de temperatura apei de răcire la debite între 50% și 100% din debitul maxim al apei de răcire.

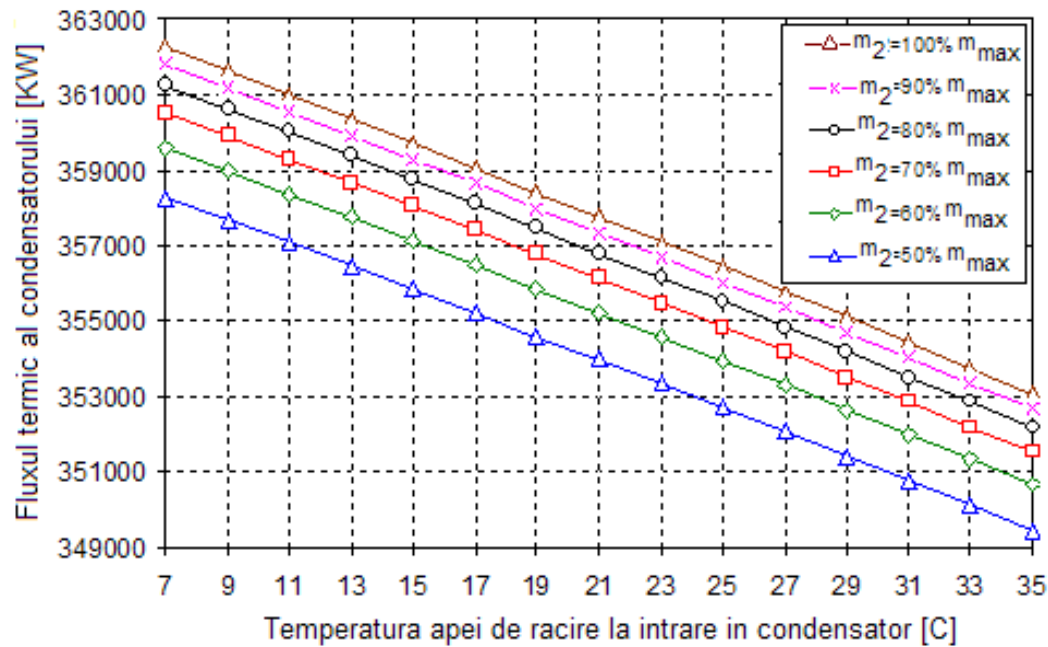


Fig. 3.11. Variația fluxului termic în funcție de temperatura apei de răcire la diferite debite ale apei de răcire cu $R_2=0 \text{ m}^2\text{K/W}$.

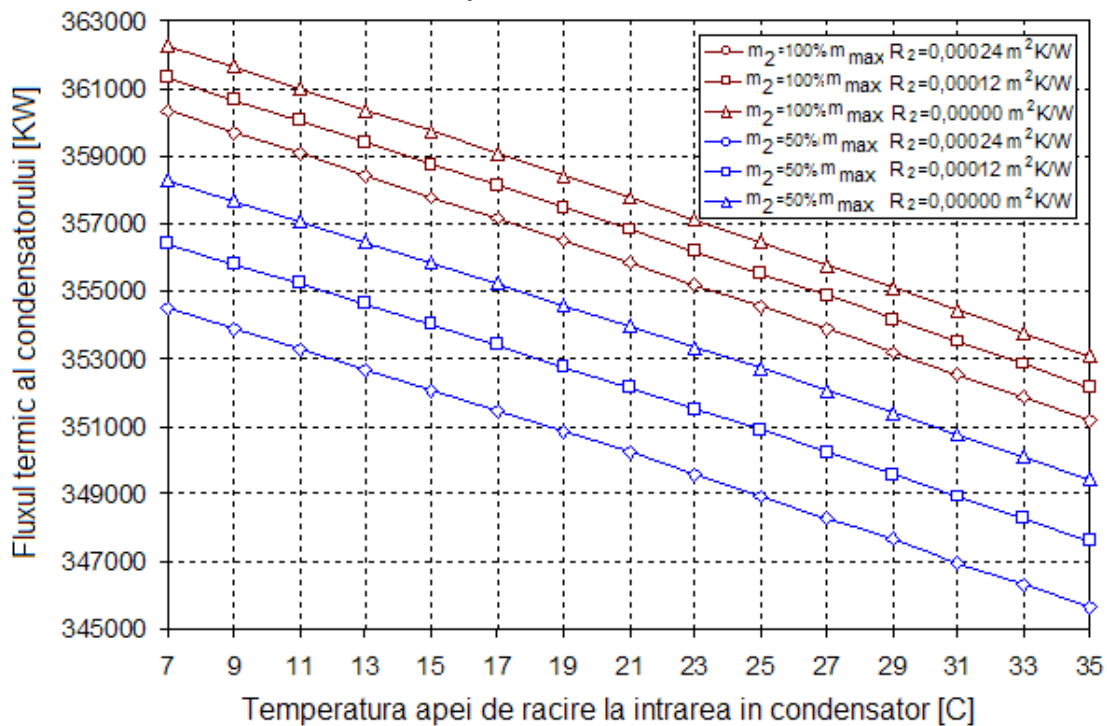


Fig. 3.12. Variația fluxului termic al condensatorului în funcție de temperatura apei de răcire la debitul apei $m_2=100\% m_{max}$ și la $m_2=50\% m_{max}$ cu rezistența termică de $R_2 = 0 - 0,00024 \text{ m}^2\text{K/W}$.

Creșterea temperaturii apei de răcire are ca efect scăderea sarcinii condensatorului. În fig. 3.11 se consideră că nu există depuneri pe interiorul sau exteriorul suprafeței de schimb de căldură și că există posibilitatea de reglare a debitului apei de răcire, iar în fig.3.12 se consideră că pe partea apei de răcire apar rezistențe termice $R_2=0-0,00024\text{m}^2\text{K/W}$. Pe partea aburului rezistența termică este nulă. Se constată că la un debit al apei de răcire de 100% din debitul maxim, și la variația temperaturii apei de răcire în intervalul 7-35 °C cu $R_2=0\text{ m}^2\text{K/W}$ fluxul termic al condensatorului scade cu aproximativ 2,4 % având valori în intervalul 362-353 MW (fig. 3.11).

Dacă s-ar funcționa cu un debit al apei de răcire de 50% (cu o singură pompă de circulație), odată cu creșterea rezistenței termice pe partea apei de răcire și la aceeași variație a temperaturii apei de răcire, fluxul termic al condensatorului scade cu aproximativ 1,3% de la 362 MW la 358 MW pentru o temperatură a apei de răcire de 7°C și cu aproximativ 0,8% pentru temperatura apei de 35 °C luând valori în intervalul 353-350 MW (fig.3.12). S-a considerat o scădere a debitului apei de răcire cu aproximativ 10% față de debitul de apă maxim, scădere care se poate explica prin faptul ca țevile schimbătoare de căldură fie se sparg în funcționare și trebuie înfundate, fie se înfundă cu diverse obiecte.

În exploatare scăderea debitului apei de răcire nu este permisă sub 99% ceea ce corespunde unui număr maxim de 130 de țevi dopate din 26500 [19]; dacă se produce o scădere mai mare a debitului apei de răcire atunci se procedează la schimbarea țevilor înfundate.

În cazul depunerilor cu $R_2 =0-0,00024\text{ m}^2\text{K/W}$ și la variația temperaturii apei de răcire în intervalul 7-35 °C scăderea fluxului termic este de 2,5% la temperatura apei răcire de 7°C și debit de 100% din debitul maxim, cu valori în intervalul 360-351 MW (fig.3.12).

În fig. 3.13 s-a trasat diagrama 3D a variației fluxului termic în funcție de temperatura apei de răcire pentru un debit al apei variabil între 50% și 100% din debitul maxim, o variație a temperaturii apei de răcire la intrarea în condensator cuprinsă în intervalul 7-35°C și o rezistență termică pe partea apei $R_2=0 \text{ m}^2\text{K/W}$ (fig.3.13).

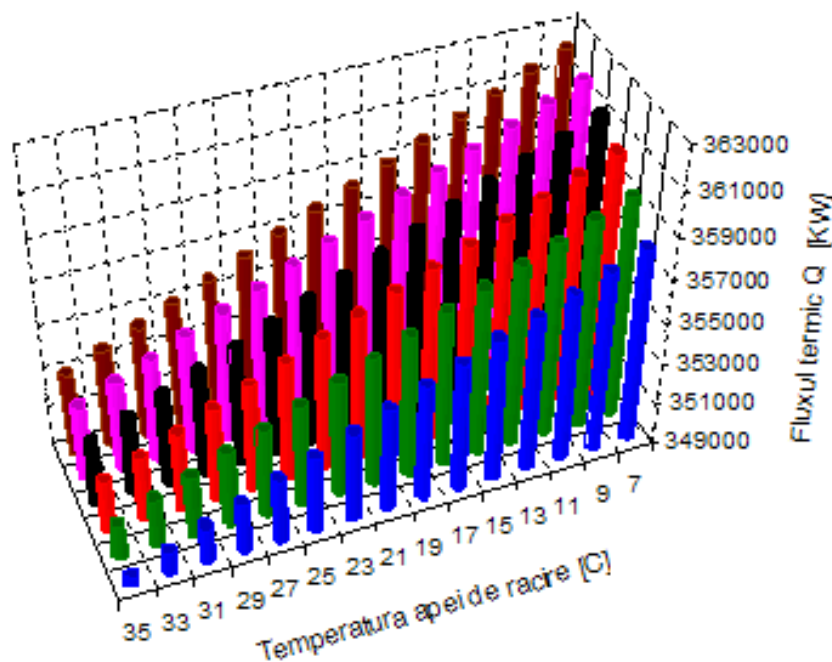


Fig. 3.13. Diagrama 3D a variației fluxului termic al condensatorului.

3.4.4. Variația coeficientului de convecție pe partea aburului în funcție de temperatura apei de răcire.

În fig.3.14 și 3.15 s-a trasat variația coeficientului de convecție pe partea aburului în funcție de temperatura apei de răcire la debite între 50% și 100% din debitul maxim al acesteia. S-au considerat cele două situații: prima situație cazul teoretic din fig.3.14 în care nu există depuneri pe interiorul sau exteriorul suprafeței de schimb de căldură și că există posibilitatea de reglare a debitului apei de răcire și cea de-a doua situație din fig.3.15 în care pe partea apei de răcire apar rezistențe termice $R_2=0-0,00024\text{m}^2\text{K/W}$.

Pe partea aburului rezistența termică fiind nulă.

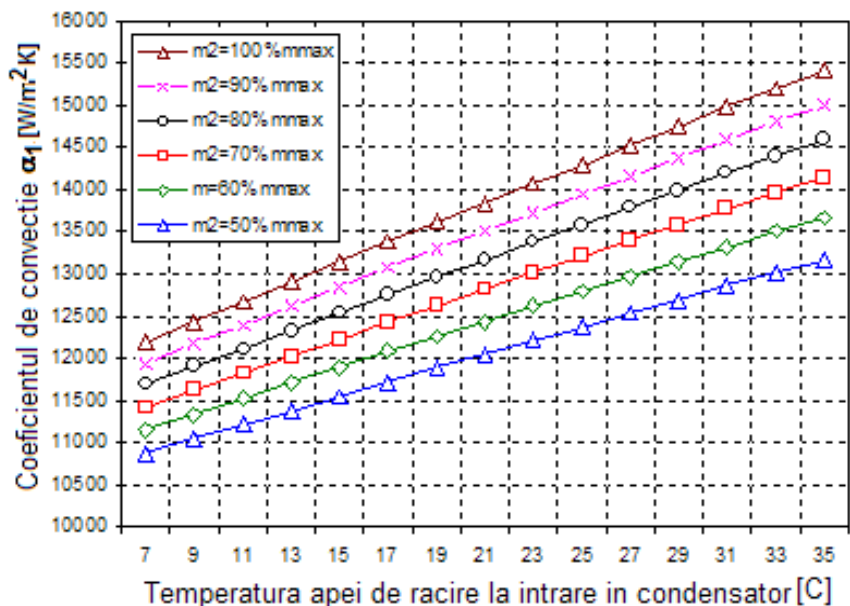


Fig. 3.14. Variația coeficientului de convecție pe partea aburului în funcție de temperatura apei de răcire la diferite debite ale acesteia cu rezistența termică $R_2 = 0 \text{ m}^2\text{K/W}$.

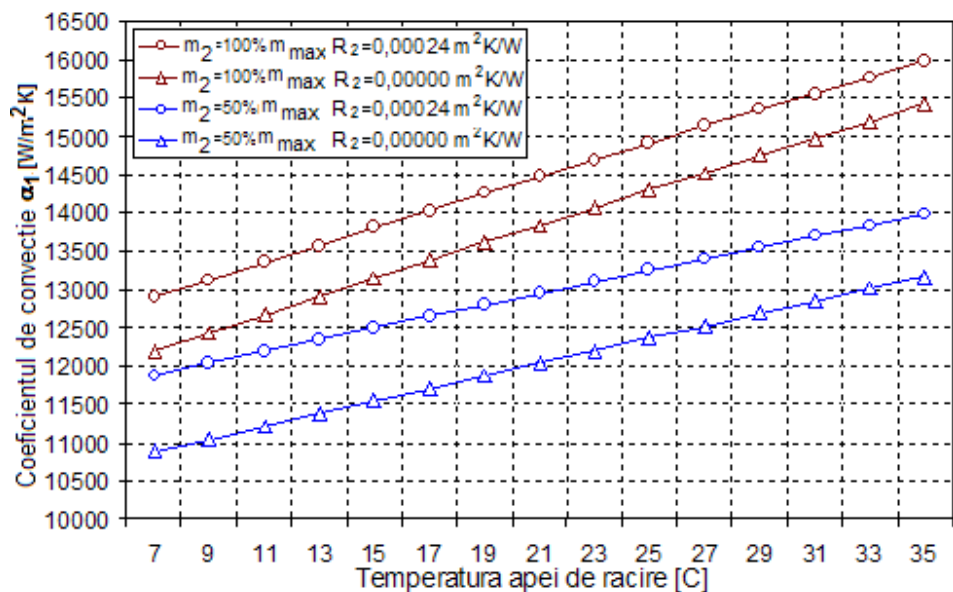


Fig. 3.15. Variația coeficientului de convecție pe partea aburului în funcție de temperatura apei la debitul $m_2=100\%m_{max}$ și la $m_2=50\%m_{max}$ cu rezistența termică $R_2 = 0-0,00024 \text{ m}^2\text{K/W}$.

Scăderea debitului apei de răcire de la 100% până la 50% din debitul maxim duce la o scădere a coeficientului de convecție pe partea apei de răcire cu 11,7%, având valori în intervalul 12200-10800 W/m²K la o temperatura a apei de 7 °C și rezistență termică pe partea apei $R_2=0$ m²K/W (fig.3.14), crescând temperatura apei de la 7 °C la 35 °C pentru aceeași rezistență termică pe partea apei se constată o scădere mai accentuată a coeficientului de convecție cu 15,21% 15450-13100 W/m²K.

Luând în calcul rezistența termică pe partea apei de răcire ca fiind $R_2=0,00024$ m²K/W se constată ca la o temperatură a apei de 7 °C coeficientul de convecție scade cu 5,42% luând valori în intervalul 12900-12200 W/m²K, însă la același debit al apei de răcire de 100% din debitul maxim (fig.3.15).

În fig. 3.16 s-a trasat diagrama 3D a variației coeficientului de convecție pe partea aburului în funcție de temperatura apei de răcire pentru un debit al apei variabil între 50% și 100% din debitul maxim, o variație a temperaturii apei de răcire la intrarea în condensator cuprinsă în intervalul 7-35°C și o rezistență termică pe partea apei $R_2=0$ m²K/W.

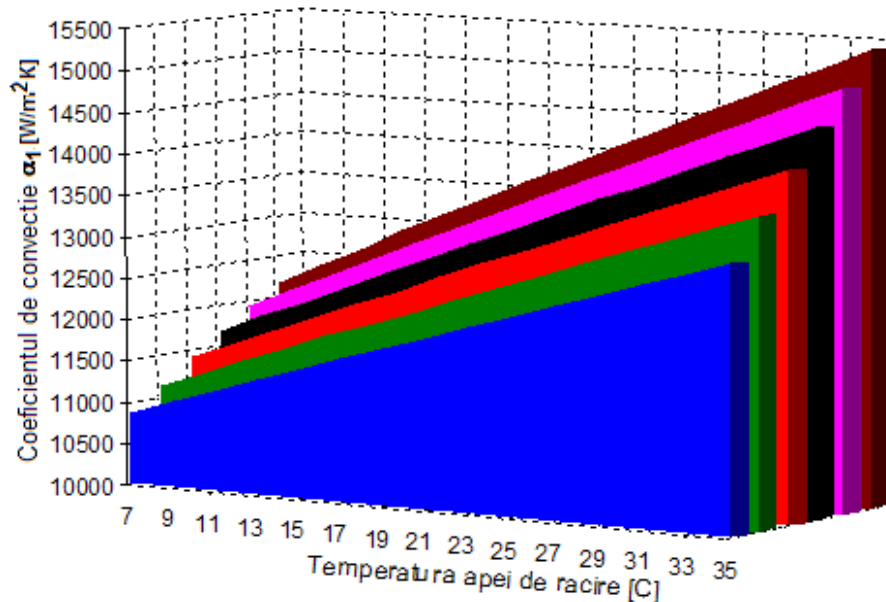


Fig. 3.16. Diagrama 3D a variației coeficientului de convecție.

3.4.5. Variația căderii de presiune totale pe partea apei de răcire la diferite debite ale apei de răcire.

În fig.3.17 și 3.18 s-a trasat variația căderii totale de presiune pe partea apei de răcire în funcție de temperatura acesteia și la debite de 50% și 100% din debitul maxim.

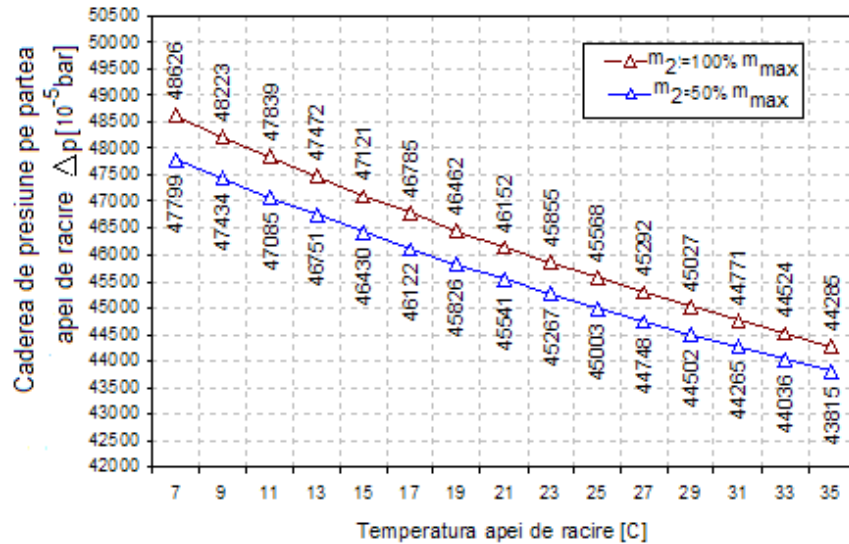


Fig. 3.17. Căderea de presiune totală în funcție de temperatura apei de răcire la diferite debite ale acesteia cu rezistența termică $R_2 = 0 \text{ m}^2\text{K/W}$.

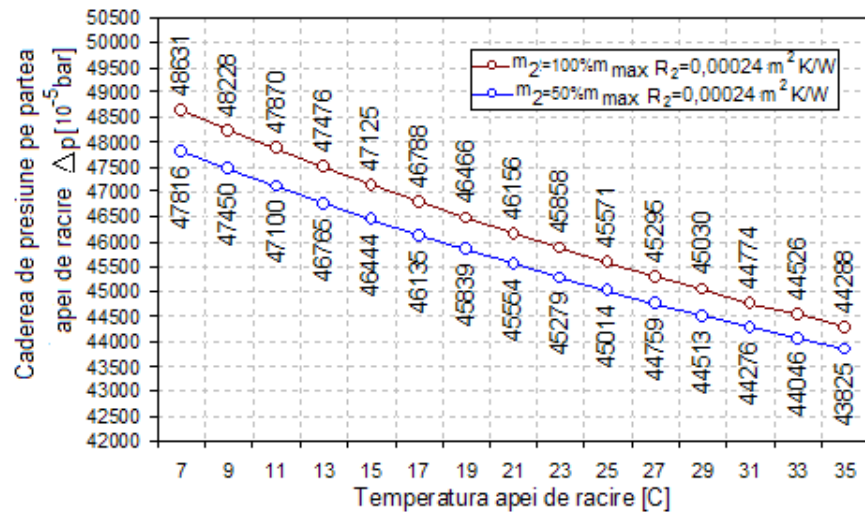


Fig. 3.18. Căderea de presiune în funcție de temperatura apei la debitul $m_2 = 100\% m_{max}$ și la $m_2 = 50\% m_{max}$ cu rezistența termică $R_2 = 0-0,00024 \text{ m}^2\text{K/W}$.

Căderea totală a pierderilor de presiune în interiorul țevilor scade la variația debitului apei de răcire de la 100% la 50% din debitul maxim cu 2%, luând valori în intervalul 0,486-0,477 bar pentru o temperatură a apei de răcire de 7 °C și rezistență termică pe partea apei $R_2=0\text{m}^2\text{K/W}$, (fig. 3.17).

La creșterea temperaturii apei de răcire de la 7 °C la 35 °C și cu o rezistență termică pe partea apei de $R_2=0,00024\text{ m}^2\text{K/W}$ se constată că pierderile totale de presiune scad cu 8,2% luând valori în intervalul 0,486-0,443 bar pentru un debit constant al apei de răcire de 100% din debitul maxim, și cu 8,4% cu valori în intervalul 0,478-0,438 bar pentru un debit al apei de 50% (fig.3.18).

În fig. 3.19 s-a trasat diagrama 3D a variației căderii de presiune totale pe partea apei de răcire în funcție de temperatura apei pentru un debit al apei variabil între 50% și 100% din debitul maxim, o variație a temperaturii apei de răcire la intrarea în condensator cuprinsă în intervalul 7-35 °C și o rezistență termică pe partea apei $R_2=0\text{ m}^2\text{K/W}$.

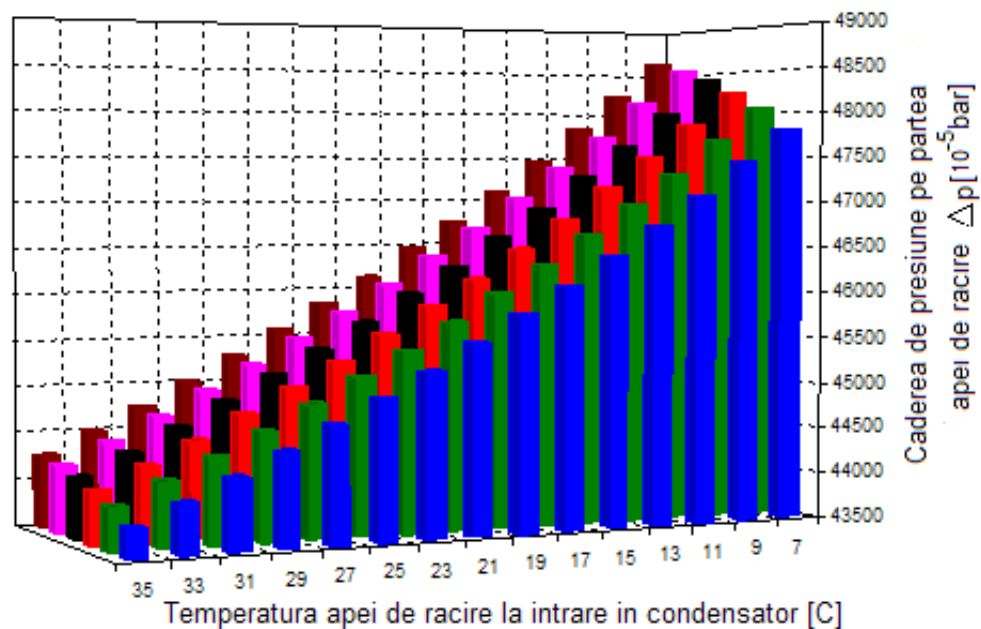


Fig. 3.19. Diagrama 3D a variației căderii de presiune totale în țevi.

3.4.6. Variația temperaturii și a presiunii de condensare în funcție de numărul de țevi la diferite temperaturi și debite ale apei de răcire.

În fig. 3.20 și 3.21 s-a reprezentat variația temperaturii și presiunii de condensare în funcție de numărul de țevi la diferite temperaturi ale apei de răcire în intervalul 7-35 °C . Numărul de țevi poate varia datorită înfundării acestora cu diferite obiecte (pietricele din canalele de aducțiune a apei de răcire, bucăți de lemn, pungi de plastic sau depuneri de nămol), provenite din apa brută din râuri folosită la răcirea condensatoarelor de abur.

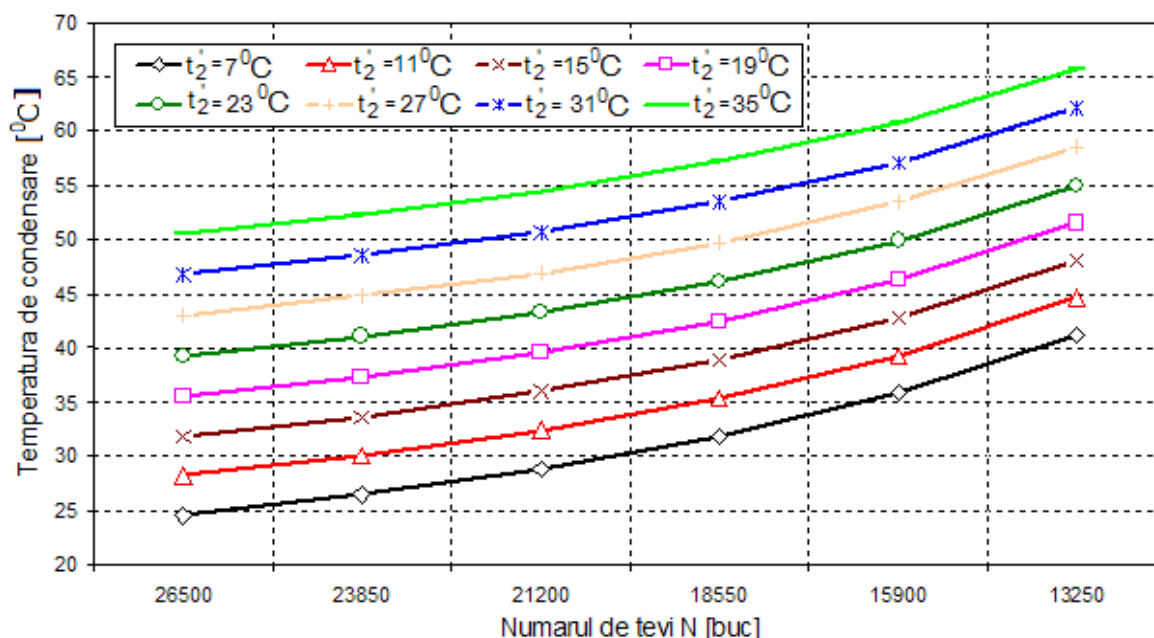


Fig.3.20. *Variația temperaturii de condensare în funcție de numărul de țevi la diferite temperaturi ale apei de răcire.*

Se constată că la un număr de țevi de 26500 buc și la o creștere a temperaturii apei de răcire în intervalul 7-35 °C are loc o creștere a temperaturii de condensare cu 51,5% luând valori în intervalul 24,5-50,5°C.

La reducerea numărului de țevi la 13250 buc, creșterea temperaturii de condensare este de 36,9% cu valori în intervalul 41,4-65,7°C (fig.3.20).

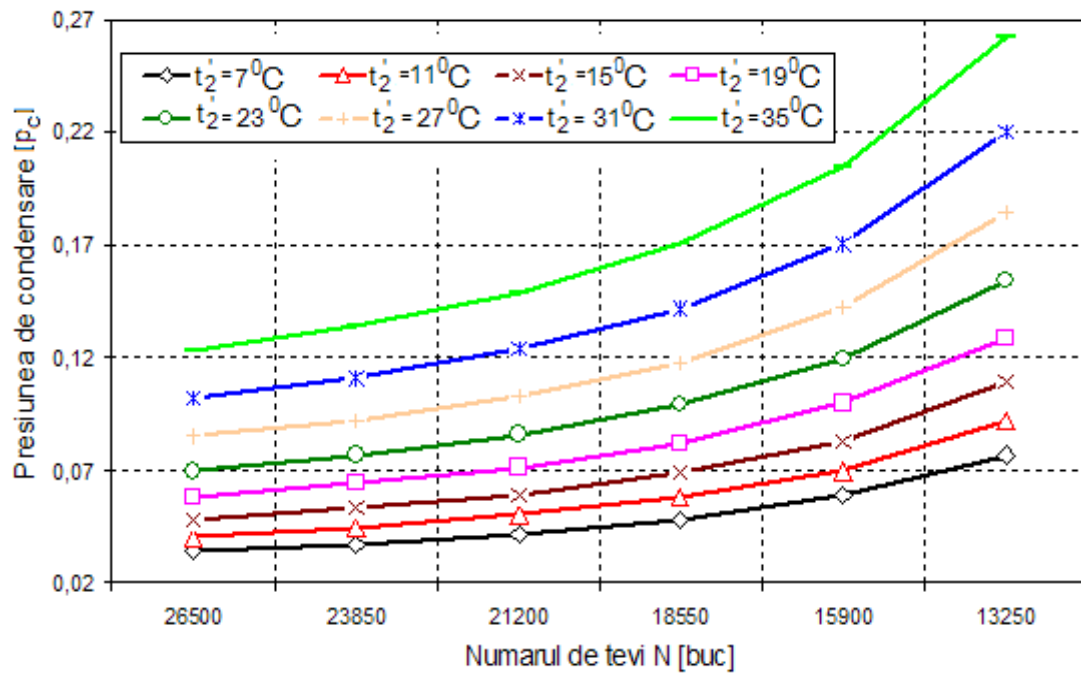


Fig.3.21. Variația presiunii de condensare în funcție de numărul de țevi la diferite temperaturi ale apei de răcire.

De asemenea are loc o creștere a presiunii de condensare cu 72,35% cu valori în intervalul 0,034-0,123 bar pentru un număr de țevi de 26500 și la o creștere a temperaturii apei de răcire în intervalul 7-35°C.

Dacă numărul de țevi se reduce la 13250 de bucăți, simultan cu creșterea temperaturii apei de răcire în intervalul 7-35°C, are loc o creștere cu 70,7% a presiunii de condensare, cu valori în intervalul 0,077-0,263 bar (fig.3.21).

3.4.7. Variația fluxului termic al condensatorului în funcție de numărul de țevi la diferite temperaturi și debite ale apei de răcire.

În fig.3.22 s-a reprezentat variația fluxului termic al condensatorului în funcție de numărul de țevi la diferite temperaturi ale apei de răcire cuprinse în intervalul 7-35 °C .

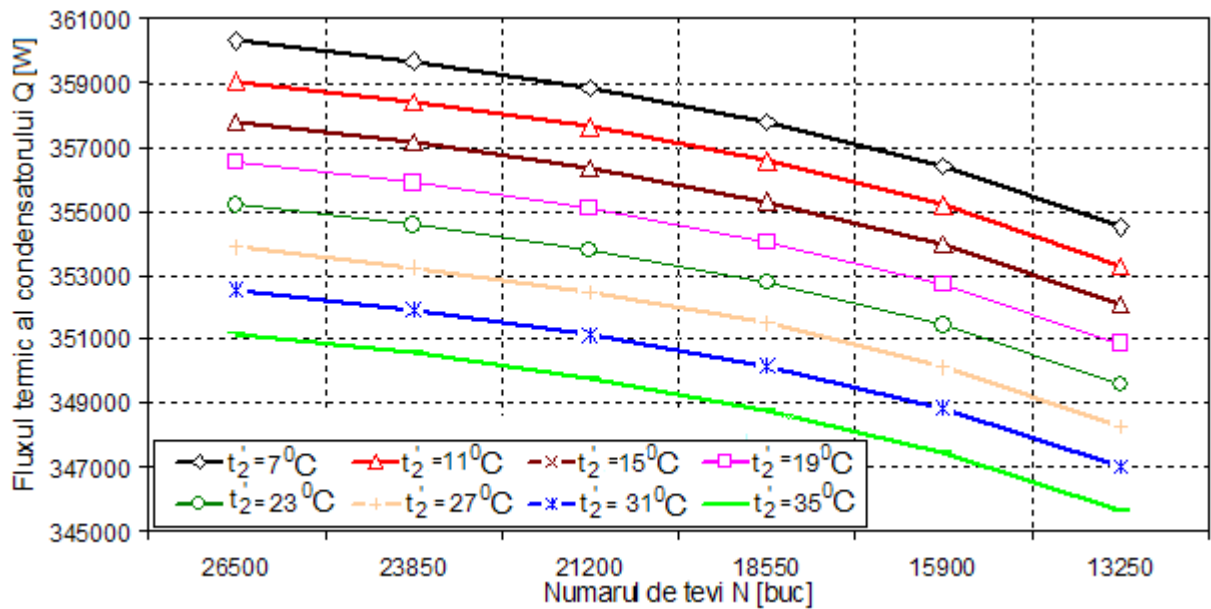


Fig.3.22. Variația fluxului termic al condensatorului în funcție de numărul de țevi la diferite temperaturi ale apei de răcire.

Odată cu creșterea temperaturii apei de răcire în intervalul 7-35°C și pentru un număr de țevi de 26500 bucăți se produce o scădere a fluxului termic al condensatorului cu 2,53% de la 360320 W la 351190 W. Reducerea numărului de țevi la 13250 de bucăți la aceeași creștere a temperaturii apei în intervalul 7-35°C are loc o scădere a fluxului termic al condensatorului cu 2,49% de la 354482W la 345647W.

Cele trei diagrame din fig.3.20, 3.21 și 3.22 au fost construite în condițiile în care la interiorul țevii apar depuneri în timp, luându-se în calcul și rezistența termică a acestora $R_2=0,00024 \text{ m}^2\text{K/W}$.

CAPITOLUL 4

VERIFICAREA CERCETĂRIILOR TEORETICE ÎN EXPLOATAREA REALĂ A GRUPULUI DE 330 MW

4.1. Instalația de răcire și echipamentele auxiliare ale turbinei cu abur F1C 330 MW.

Condensatorul de abur face parte din circuitului regenerativ [76,77,88,90].

Condensarea este realizată cu ajutorul apei de răcire prelevată din râu.

Schema de răcire din care face parte condensatorul de abur este redată
în fig. 4.1.

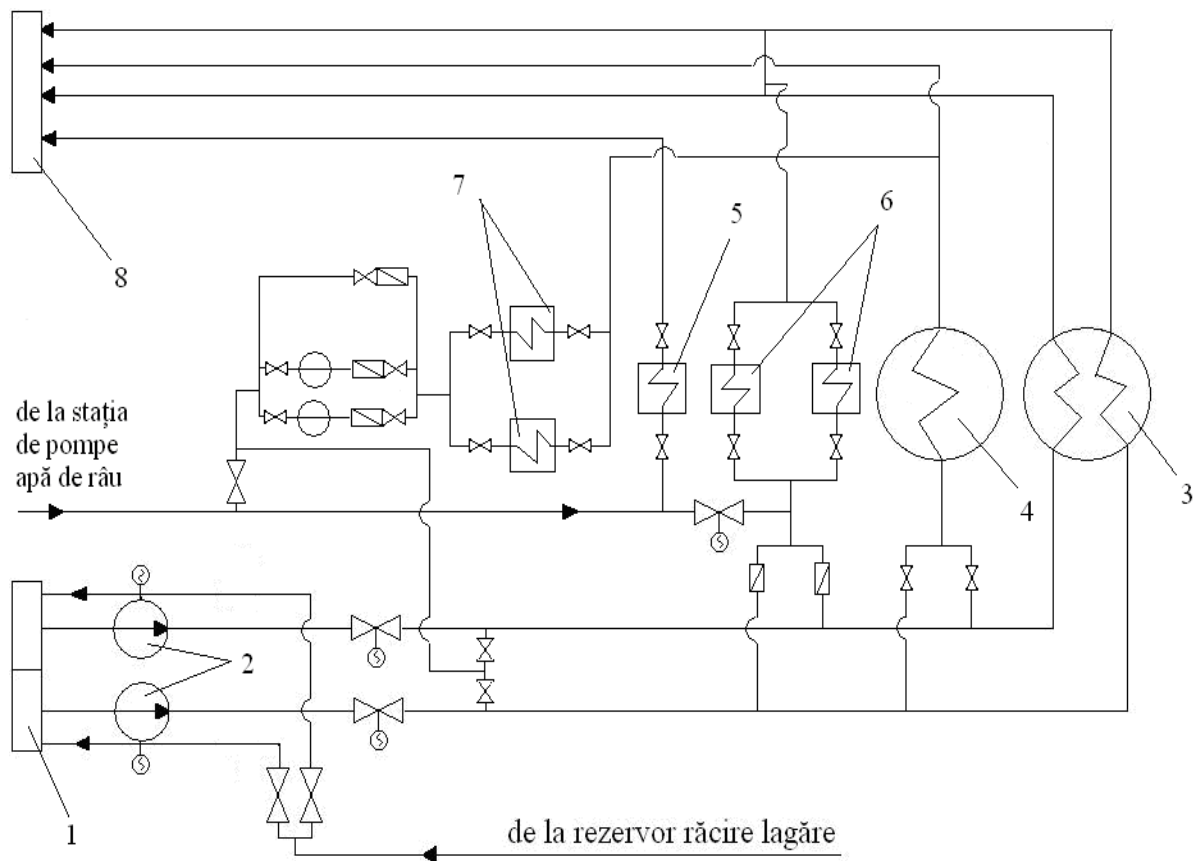


Fig. 4.1. Schema circuitului de apă de răcire a turbinei F1C 330 MW.

Părțile componente ale circuitului de apă din fig. 4.1 sunt:

- 1. bazin de aspirație;
- 2. pompe de circulație 50 % debit EPC;
- 3. condensator TA;
- 4. condensator TPA;
- 5. răcitori de vară;
- 6. răcitori de ulei turbină;
- 7. răcitori de apă demineralizată;
- 8. canal de evacuare.

Rolul instalației de condensare în centralele termoelectrice constă în următoarele [95]:

- a) condensează aburul rezultat la ieșirea din turbină;
- b) constituie o rezervă de condensat în circuitul regenerativ, prin cantitatea de apă acumulată în rezervorul de condensat al condensatorului;
- c) la pornirea instalației condensează aburul care ocolește turbina până la atingerea parametrilor admiși pentru introducerea acestora în turbină;
- d) aerisește o parte sau întreaga instalație de preîncălzire regenerativă.

Printre condițiile tehnice minimale ale unei astfel de instalații se pot menționa:

- menținerea unui grad corespunzător de puritate a aburului care se condensează
- etanșarea construcției condensatorului pe partea de abur pentru menținerea corespunzătoare a vidului;
- condensatul trebuie să conțină cât mai puțin oxigen pentru a reduce sarcina degazorului și coroziunea preîncălzitoarelor de joasă presiune.

4.2. Aparatele de măsură și control ce echipează condensatorul de abur.

Condensatorul principal este dotat atât cu aparate de măsura locale cât și cu transmitere în camera de comandă (fig. 4.2).

Aparate cu măsură locală sunt [78,79]:

- indicator de nivel în condensator (sticlă de nivel),
- indicator de nivel cameră de apă (sticlă de nivel),
- manovacuumetru,

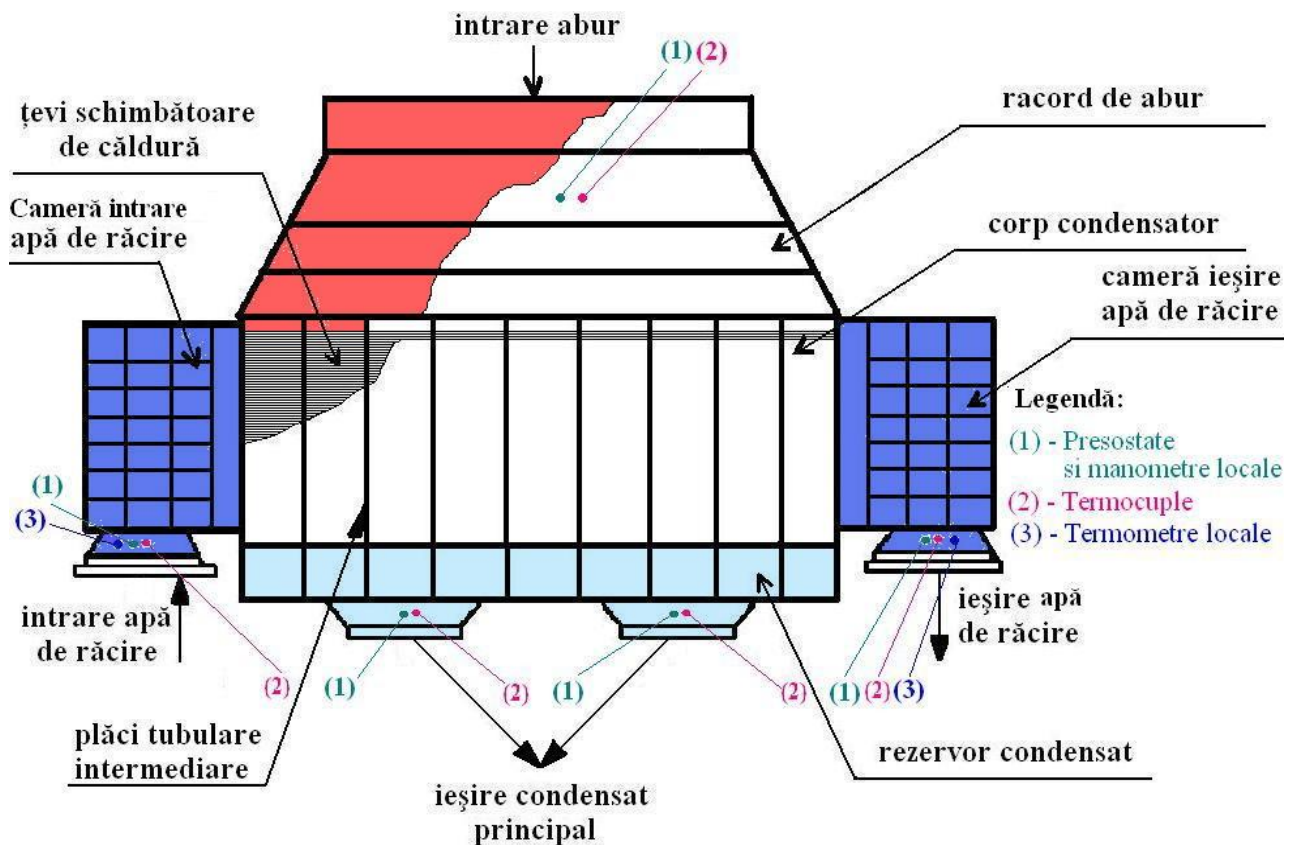
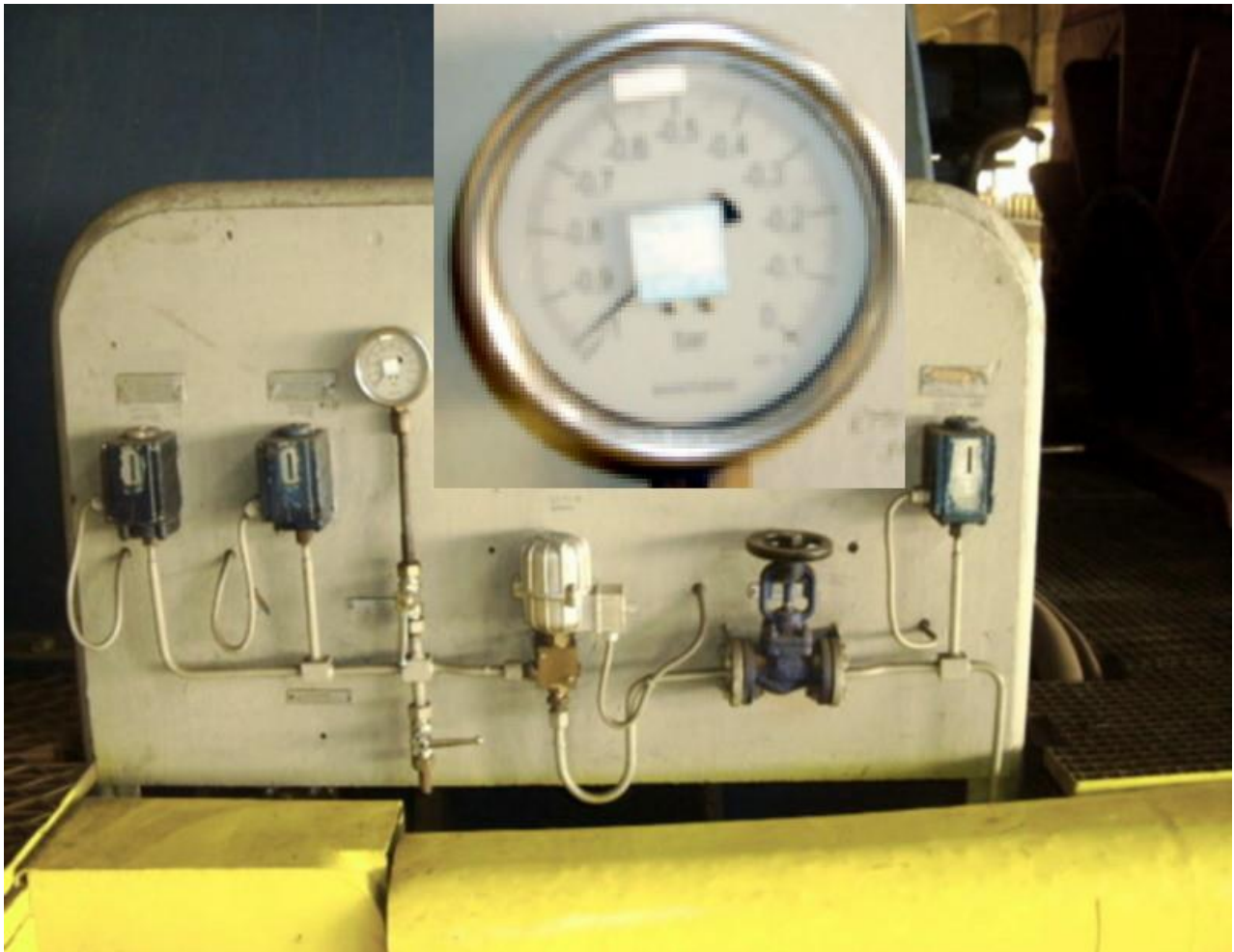


Fig. 4.2. Amplasarea aparatelor de măsurare a presiunii și temperaturii pe condensatorul de abur.

Condensatorul este echipat cu următoarele aparate de măsură cu transmitere în camera de comandă:

- a) Termocuple și termorezistențe pentru măsurarea :
- temperaturii de condensare (termocuple),
 - temperaturii apei de răcire la intrarea în condensator (termorezistențe),
 - temperatura apei de răcire la ieșirea din condensator (termorezistențe),
 - temperatura condensatului de bază (termorezistențe);
- b) Presostate și manometre pentru măsurarea presiunii [78,79]:
- vid în condensator (aparat indicator și înregistrator)
 - presiune apa de răcire.



*Fig. 4.3. Amplasarea aparatelor de măsurare a vidului
în condensatorul de abur.*



Fig. 4.4. *Amplasarea aparatelor de măsurare a presiunii și temperaturii
la intrarea apei de răcire în condensatorul de abur.*

Aparatele de măsura de mai sus au fost verificate și etalonate în laboratorul de metrologie din cadrul Complexului Energetic Rovinari.

4.3. Măsurători efectuate

În acest capitol s-au evidențiat valorile principalilor parametrii caracteristici de funcționare ce pot fi măsurăți în cazul condensatorului și al turbinei cu abur de 330 MW.

Măsurătorile au fost efectuate în mai multe perioade de timp astfel : perioada iunie – noiembrie între anii 2003-2008, ca perioada de vară cu temperaturi atmosferice ridicate, în tabelul nr. 12 din Anexa 2 sunt trecute înregistrările în timp. Aceste valori au fost citite pe aparatele de pe pupitrul din camera de comandă și pe aparatele montate local pe condensatorul de abur.

Buna funcționare a condensatorului asigură obținerea puterii scontate a turbinei pentru anumite condiții de răcire (debit de apă de răcire, temperatura apei de răcire etc.) și pentru o anumită cantitate de abur intrată în turbină.

Exploatarea modernă și economică a CTE, pune instalației de condensare anumite condiții [2,4,95]:

- gradul de puritate a aburului să se regăsească și în condensat, pentru aceasta fiind necesară o separare totală între abur și apa de răcire;
- construcția condensatorului și buna funcționare a instalației de vid trebuie să facă posibilă realizarea vidului în condensator;
- temperatura condensatului nu trebuie să coboare sub temperatura de saturație a aburului care intră în condensator, adică să nu aibă loc subrăcirea condensatului, fenomen care conduce la pierderea suplimentară de căldură și la creșterea concentrației de oxigen din condensat.

Dacă acest fenomen se produce, diferența de temperatură trebuie să fie cuprinsă între 3-5 °C [2].

- aerul care intră în condensator trebuie să fie subrăcit într-o zonă specială împreună cu aburul cu care se află în amestec.

4.4. Influența variației temperaturii apei de răcire asupra funcționării condensatorului și turbinei grupului de 330 MW.

În baza măsurătorilor efectuate și cu ajutorul programului CPCA s-au trasat următoarele diagrame : variația presiunii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire (fig.4.5), diagrama puterii turbinei în funcție de presiunea de condensare (fig.4.6) și variația puterii turbinei în funcție de temperatura de temperatura apei de răcire la intrare în condensator (fig. 4.7).

În fig. 4.5 s-a trasat variația presiunii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire în funcționarea reală.

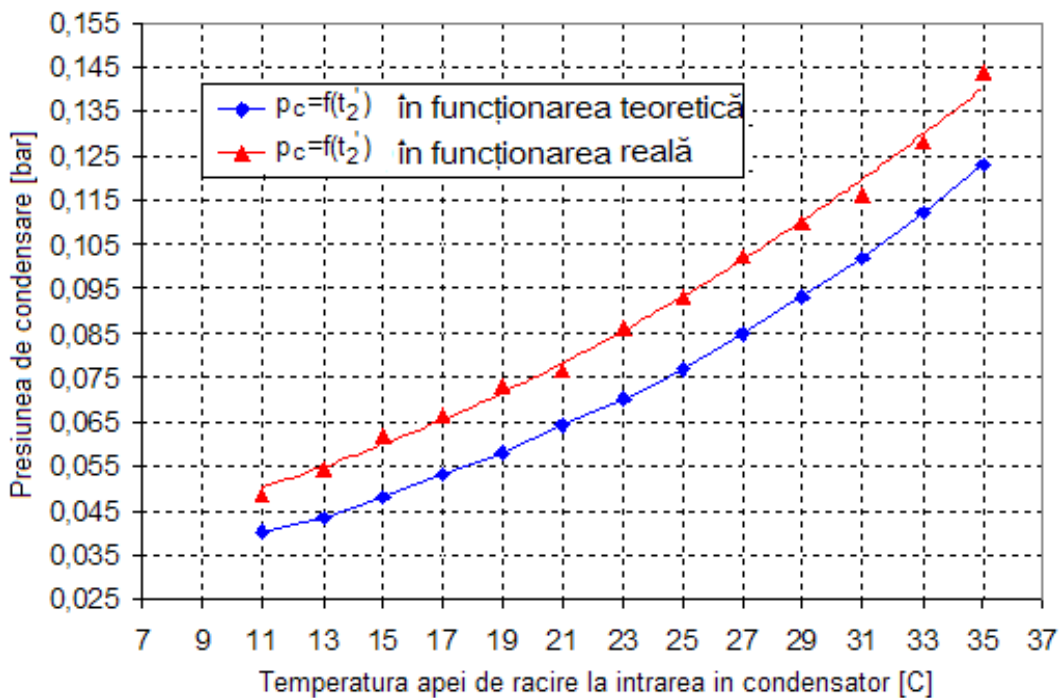


Fig. 4.5. Variația presiunii de condensare în funcție temperatura apei de răcire la intrarea în condensator la debitul apei de răcire $m_2=100\%m_{max}$.

In diagrama de mai sus s-a trecut și curba determinată teoretic cu programul CPCA. Se constată că presiunea de condensare în timpul funcționării reale are valori mai ridicate față de funcționarea teoretică.

Acest lucru se poate explica prin faptul ca în funcționarea reală apar fie diverse neetanșități ale sistemului sub vid al condensatorului (circuitul sub vid prezintă neetanșități sau o funcționare defectuoasă a pompelor de vid, funcționarea necorespunzătoare a ejectorului de vid etc.), diferite reglaje ale debitelor de abur la prizele din sistemul regenerativ (creșterea sau scăderea acestora în funcție de necesitățile de exploatare ale blocului), fie erori ale aparatelor de măsură.

Această creștere a presiunii de condensare datorată atât creșterii temperaturii apei de răcire cât și a depunerilor încrustate de-a lungul timpului la interiorul țevilor, are ca efect scăderea puterii turbinei (fig. 4.6).

În fig.4.6 s-a trasat variația puterii turbinei în funcție de presiunea de condensare pentru funcționarea teoretică și reală.

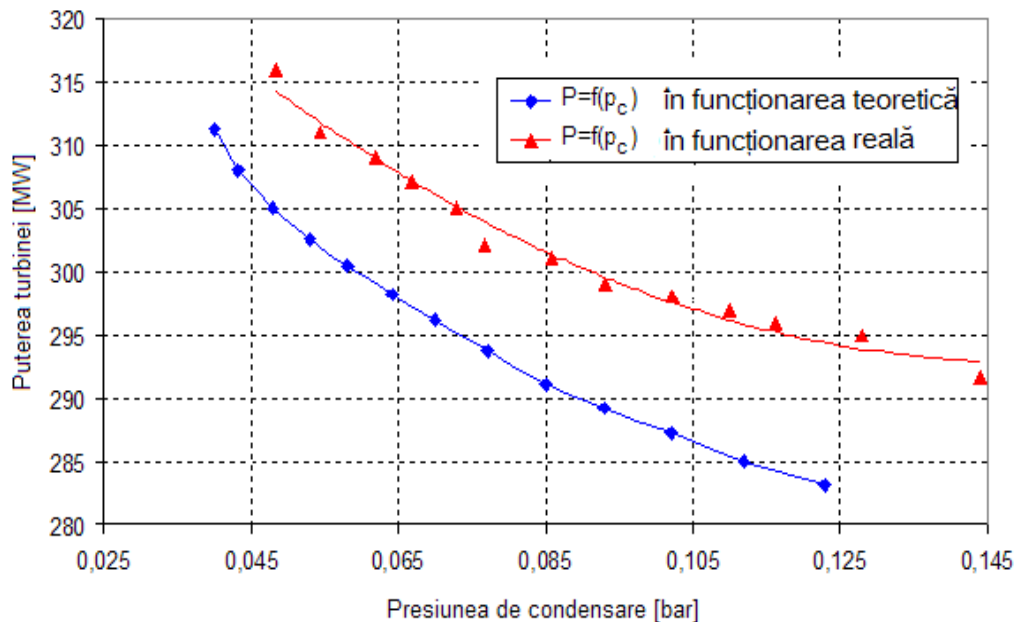


Fig. 4.6. Variația puterii turbinei în funcție de variația presiunii de condensare la debitul apei de răcire $m_2=100\%m_{max}$.

Scăderea puterii turbinei este cu atât mai mare cu cât creșterea presiunii de condensare este mai mare, practic în funcționarea reală puterea turbinei

scade cu aproximativ 7,3%, de la 316 MW la 293 MW, adică o scădere cu cel mult 23 MW la o creștere a presiunii de condensare în intervalul (0,045-0,145) bar. Abaterea curbei teoretice este maxim 4% față de curba reală.

În fig.4.7 s-a trasat variația puterii turbinei în funcție de temperatura apei de răcire în funcționarea teoretică și reală.

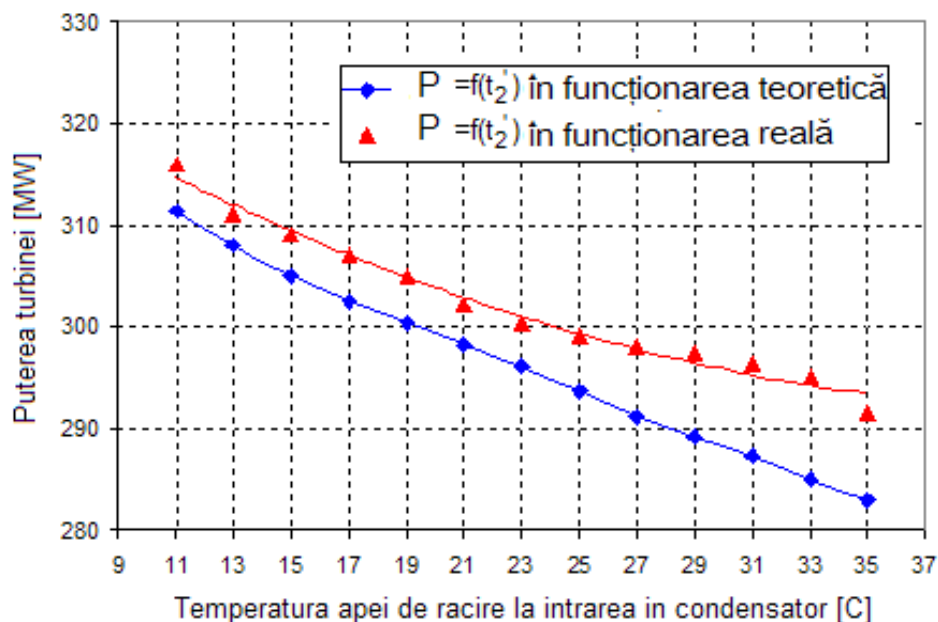


Fig. 4.7. Variația puterii turbinei în funcție de variația temperaturii apei de răcire la debitul de $m_2=100\%m_{max}$.

Se constată că la creșterea temperaturii apei de răcire între 11°C și 23 °C are loc o scădere cu 5% a puterii turbinei de la 316MW până la 300MW, în continuare crescând temperatura apei de răcire până la 35 °C puterea turbinei scade cu 2,3% de la 300MW la 293MW (fig.4.7).

Diagramele din fig. 4.5, 4.6 și 4.7 au fost realizate la un debit al apei de răcire de 100% din debitul maxim și la o variație a temperaturii apei de răcire la intrarea în condensatorul de abur în intervalul 7 - 35 °C.

Se poate concluziona că rezultatele obținute cu programul CPCA sunt apropiate de valorile găsite în exploatare, abaterile fiind de maxim 10%.

4.5. Recomandări de exploatare și soluții constructive.

Prin modificarea singulară sau simultană a parametrilor caracteristici ai condensatorului de abur se poate face atât o apreciere asupra funcționării necorespunzătoare, cât și o recomandare privind remedierea acestor defecțiuni, astfel:

1. Scăderea vidului și creșterea temperaturii de condensare.

Această problemă este cauzată fie de pătrunderi mari de aer prin neetanșeitățile condensatorului sau a circuitului pus sub vid, fie prin funcționarea necorespunzătoare a pompelor de vid.

Remedierea se face prin etanșeizarea condensatorului și a circuitelor puse sub vid și funcționarea corespunzătoare a pompelor de vid;

2. Creșterea diferenței de temperatură între temperatura de saturație și temperatura apei de răcire la ieșirea din condensatorul de abur.

Această creștere este cauzată de murdărirea suprafeței de schimb de căldură. De asemenea datorită faptului că centralele termoelectrice și nucleare-electrice folosesc ca agent de răcire apa prelevată din râuri, acestea se confruntă deseori în funcționare cu probleme în exploatarea grupurilor energetice. Aceste probleme apar ca urmare a faptului că agentul de răcire, apa brută din râuri, prezintă un conținut mare de suspensii.

Se recomandă, pentru curățirea suprafeței de schimb de căldură fie tratarea agenților termici, fie înlăturarea acestora prin diferite metode de curățire mecanică continuă [96,98].

În timpul funcționării condensatoarelor se va urmări în primul rând reducerea depunerilor prin tratarea agenților termici, iar în cazul în care depunerile sunt inevitabile, sau tratarea apei este foarte scumpă, se pot prevedea sisteme de curățire continue.

Pentru evitarea depunerilor incrustate se recomandă următoarele tratamente chimice ale apei:

- a) decarbonatarea în filtre cu rășini,
- b) dedurizarea apei prin trecerea ei printr-un filtru puternic cationic (Na^+)
- c) decarbonatarea cu acizi, asociată cu acțiunea unui inhibitor de coroziune.

Aditivarea apei cu un acid tare , H_2SO_4 sau HCl fixează bicarbonații în săruri stabile.

Pentru curățirea mecanică continuă a suprafeței interioare a țevilor condensatorului turbinei se recomandă folosirea procedeelor de curățire cu bile, perii, resoarte sau jeturi puternice de apă.

În cazul curățirii cu bile, executate dintr-un cauciuc spongios (pentru a nu deteriora suprafața interioară a țevilor) acestea sunt injectate în amonte de fascicolul de țevi și au un diametru ușor superior diametrului interior al țevilor (fig. 4.8) [98,100,101].

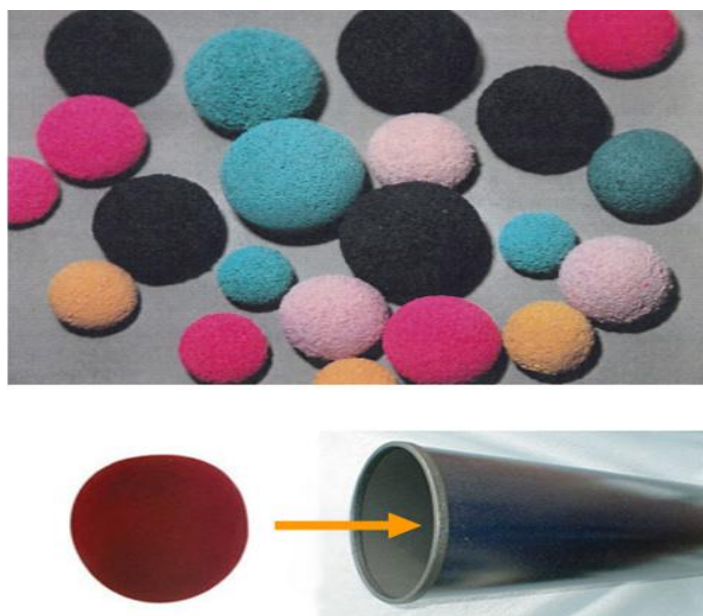


Fig. 4.8. Bile pentru curățirea interioară a țevilor condensatorului.

Pentru curățirea mecanică a suprafeței interioare a țevelor condensatorului turbinei pot fi utilizate procedee cu perii (fig.4.9), cu bile (fig.4.10), [99,100,101].

Curățirea interioară continuă a țevelor se poate realiza cu ajutorul periilor care se deplasează sub acțiunea fluidului între două "colivii" situate la extremitățile țevelor.

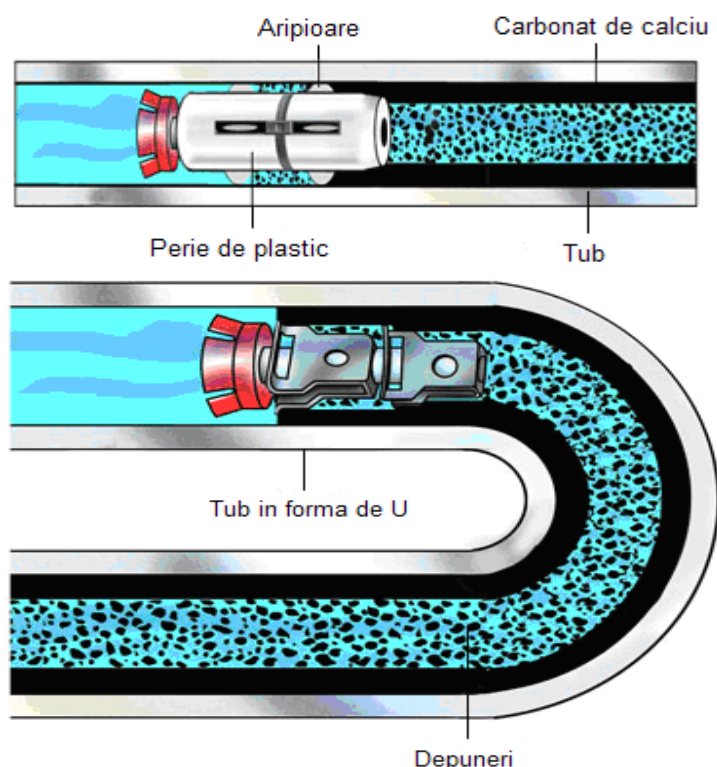


Fig. 4.9. Metode de curățire cu sisteme CONCO pentru țevi [99].

Instalația de curățire cu bile este formată dintr-o pompă, un sistem de sortare a bilelor și un rezervor de stocare a acestora (fig. 4.10).

O vană automată permite inversarea sensului de curgere în timpul funcționării la intervale între două și opt ore.

Acest sistem de curățire cu bile are marele avantaj că nu necesită reducerea sarcinii grupului ci permite curățirea interiorului țevelor în timpul funcționării acestuia.

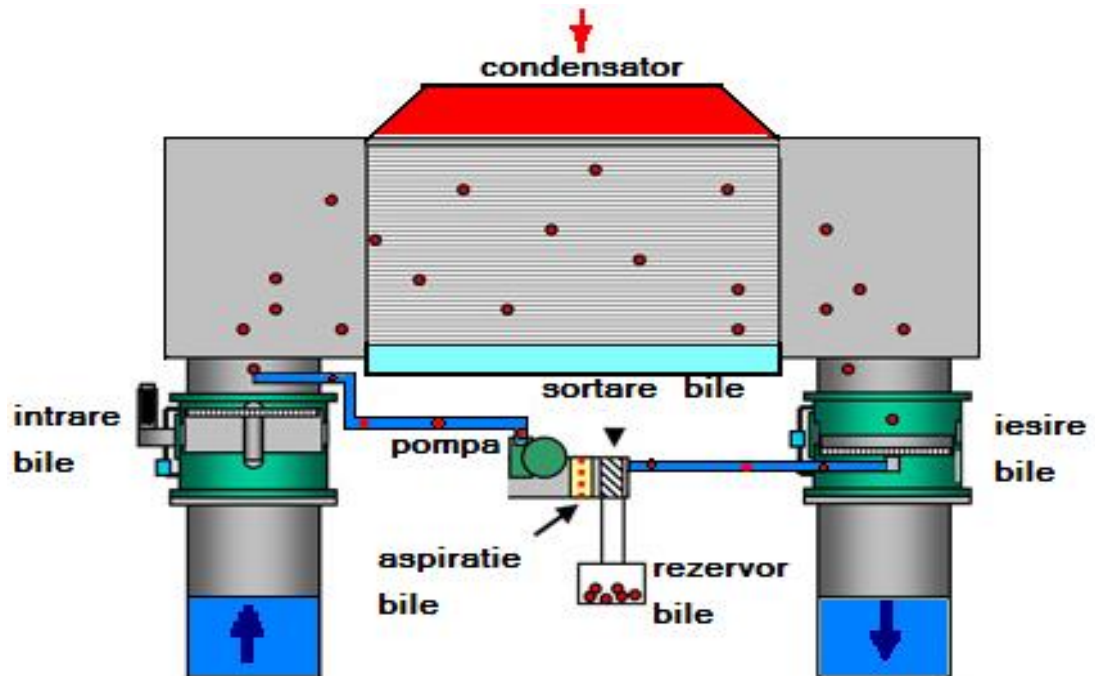


Fig. 4.10. *Instalație de curățare cu bile [100].*

3. Creșterea diferenței de temperatură între intrarea și ieșirea apei de răcire din condensatorul de abur.

Această problemă are drept cauză scăderea debitului de apă de răcire, ceea ce înseamnă o funcționare necorespunzătoare a pompelor de circulație sau o rezistență hidraulică mărită pe partea de apă a condensatorului, adică o înfundare a țevilor schimbătoare de căldură.

Remedierea se face prin desfundarea țevilor schimbătoare de căldură acolo unde este posibil; dacă acest lucru nu este posibil acestea se înfundă.

De asemenea eroziunea țevilor și implicit spargerea lor în timp datorită subțierii peretelui țevii are ca efect impurificarea aburului și a condensatului cu apă brută din râu.

CAPITOLUL 5

CONCLUZII ȘI CONTRIBUȚII

5.1 . Concluzii.

În centralele electrice și termice, apa este utilizată atât ca materie primă pentru producerea aburului cât și ca agent de răcire sau încălzire (termoficare). Folosirea apei ca agent de răcire sau încălzire în centralele electrice și termice pune o serie de probleme atât din punct de vedere al exploatarei cât și din punct de vedere al construcției instalațiilor.

Prevenirea și reducerea depunerilor în instalația de condensare este foarte importantă atât din punct de vedere economic deoarece se pot reduce cheltuielile de investiție necesare pentru schimbarea țevilor condensatorului, cât și din punct de vedere tehnic deoarece nu se mai produce uzura prematură a țevilor condensatorului. Costurile legate de depunerile în aparatele de transfer de căldură sunt extrem de importante.

Acțiunile de prevenire și reducere a depunerilor pot fi realizate în fazele de: dimensionare, construcții - montaj, funcționare sau oprire a aparatelor. În timpul funcționării condensatoarelor se va urmări în primul rând reducerea depunerilor prin tratarea agenților termici prin diferite tratamente chimice, iar în cazul în care depunerile sunt inevitabile sau tratarea apei este foarte scumpă, se pot prevedea sisteme de curățire continuă.

Din studiile și cercetările efectuate se desprind următoarele concluzii: creșterea temperaturii apei de răcire la intrarea în condensatorul de abur duce la creșterea presiunii de condensare care duce la o scădere a sarcinii condensatorului (o scădere a fluxului termic de la abur către apa de răcire);

Pentru un debit al apei de răcire de $m_2=100\%$ din debitul maxim, se observă că presiunea de condensare crește în intervalul 0,020-0,095 bar odată cu creșterea temperaturii apei de răcire la intrarea în condensator în intervalul 7-35 °C, pentru o rezistență termică pe partea apei de răcire $R_2=0\text{m}^2\text{K/W}$, cazul teoretic (fig.3.3).

Pentru același debit al apei de răcire de 100% din debitul maxim și același interval de variație al temperaturii apei de răcire la intrarea în condensator 7-35 °C, se observă că la creșterea rezistenței termice pe partea apei de răcire la valoarea $R_2=0,00024\text{ m}^2\text{K/W}$ are loc o creștere a presiunii de condensare în intervalul 0,038-0,124 bar (fig.3.4). Pe baza măsurătorilor efectuate din anexa 2 s-a realizat diagrama variației presiunii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire (fig.4.5), în care s-a constatat că în funcționarea reală presiunea de condensare crește odată cu creșterea temperaturii apei de răcire în intervalul 11-35 °C, însă are valori mai ridicate, dar apropiate, față de funcționarea teoretică.

Acest lucru se poate explica prin faptul că în funcționarea reală creșterea presiunii de condensare se datorează atât creșterii temperaturii apei de răcire cât și creșterii presiunii aerului care pătrunde în condensatorul de abur prin diferite căi și anume: fie pătrunde aer odată cu apa de adaos fie apar diverse neetanșeități ale sistemului sub vid al condensatorului (circuitul sub vid prezintă neetanșeități sau o funcționare defectuoasă a pompelor de vid, funcționarea necorespunzătoare a ejectorului de vid etc.), diferite reglaje ale debitelor de abur la prizele din sistemul regenerativ (creșterea sau scăderea acestora în funcție de necesitățile de exploatare ale blocului).

Cu alte cuvinte, se produce o înrăutățire a vidului în condensator datorită creșterii presiunii totale, iar temperatura condensatului obținut este mai mică decât temperatura de saturație corespunzătoare presiunii totale. Diferența

dintre cele două temperaturi se numește subrăcirea condensatului și are influență asupra randamentului instalației de răcire.

Se urmărește realizarea unor condensatoare cu subrăcire mică.

Subrăcirea mare se poate datora și înecării în condensat a unei părți din țevile inferioare ale condensatorului, dispunerii prea dese a țevilor sau temperaturii foarte reduse a apei de răcire (iarna), ceea ce face ca aburul să condenseze numai la contactul cu țevile superioare și condensatul să se răcească în contact cu țevile inferioare.

Această creștere a presiunii de condensare datorată atât creșterii temperaturii apei de răcire cât și a depunerilor încrustate de-a lungul timpului la interiorul țevilor, are ca efect scăderea puterii turbinei (fig. 4.6). Scăderea puterii turbinei este cu atât mai mare cu cât creșterea presiunii de condensare este mai mare, se constată că practic în funcționarea reală puterea turbinei scade cu aproximativ 7,3%, de la 316 MW la 293 MW, adică o scădere cu cel mult 23 MW la o creștere a presiunii de condensare în intervalul 0,045-0,145bar.

5.2. Contribuții.

Teza de doctorat "Studii și cercetări privind funcționarea condensatorului de abur al turbinei de 330 MW în condițiile variației parametrilor funcționali și constructivi" are la baza studiul teoretic al funcționării condensatorului de abur al grupului de 330 MW și analiza funcționării reale a condensatorului la variația parametrilor funcționali și constructivi.

S-a reușit pe baza unei activități de peste opt ani să se prezinte informații utile privind exploatarea și întreținerea unei componente foarte importante a circuitului regenerativ al grupului energetic de 330MW și anume condensatorul de abur al turbinei de 330MW.

În lucrare s-a trecut în revistă problematicile complexe legate de funcționarea condensatorului de abur al turbinei de 330 MW în condițiile variației parametrilor funcționali și constructivi. Autorul pune astfel la îndemna proiectanților și inginerilor care exploatează condensatoare de abur o literatură complexă, cu valori calculate și mărimi verificate în exploatare.

O contribuție originală o constituie programul de calcul denumit *CPCA* „Calculul Performanțelor Condensatorului de Abur” prezentat în anexa 3.

Pe baza mărimilor caracteristice folosite la proiectarea condensatoarelor de abur, a proprietăților termofizice ale agenților termici precum și pe baza relațiilor de calcul ale acestora și ținând cont de rezistențele termice pe partea apei de răcire care apar în practică datorită formării la interiorul țevilor a depunerilor sub forme de cruste sau de nămol programul „*CPCA*” a permis calculul unor parametri importanți ai condensatorului de abur al turbinei de 330 MW și astfel s-au trasat o serie de diagrame cum ar fi:

- variația presiunii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire la intrarea în condensatorul de abur (fig. 3.3, fig. 3.4)

- variația temperaturii de condensare în funcție de temperatura apei de răcire la intrarea în condensatorul de abur (fig. 3.6, fig. 3.7)
- variația coeficientului global de transfer termic în funcție de presiunea de condensare (fig. 3.8, fig. 3.9, fig. 3.10)
- variația fluxului termic al condensatorului de în funcție de temperatura apei de răcire la intrarea în condensatorul de abur (fig. 3.11 și 3.12).
- variația coeficientului de convecție pe partea aburului în funcție de temperatura apei de răcire (fig.3.14 și 3.15),
- variația căderii totale de presiune în funcție de temperatura apei de răcire la diferite debite ale apei de răcire (fig.3.17 și 3.18).
- Variația temperaturii și a presiunii de condensare în funcție de numărul de țevi la diferite temperaturi și debite ale apei de răcire (fig.3.20 și 3.21).
- Variația fluxului termic al condensatorului în funcție de numărul de țevi la diferite temperaturi și debite ale apei de răcire (fig.3.22).

Diagramele au fost trasate la diferite valori ale debitului apei de răcire.

Pentru a verifica cercetările teoretice, în practică, s-au efectuat un număr foarte mare de măsurători pe aparatele de măsură montate local pe condensatorul de abur, în perioadele de vară, timp de șase luni (iunie-noiembrie) în fiecare an, între anii 2003 și 2008, pentru a urmări comportarea condensatorului de abur al turbinei de 330 MW cât și modul de variație al temperaturii apei de răcire la intrarea în condensator. De remarcat că în perioadele de secetă concomitent cu perioade relativ scurte în care temperatura mediului ambiant creștea la valori de peste 35-37°C, apar probleme în exploatarea grupurilor energetice și anume:

- ca urmare a reducerii debitelor pe râuri, centralele electrice sunt nevoite să funcționeze în circuit închis;
- turnurile de răcire nu răcesc apa de răcire ci se întâmplă ca uneori când

temperatura mediului ambiant este mai mare decât cea a apei de răcire aceasta să se încălzească.

Pentru validarea rezultatelor teoretice realizate cu programul *CPCA* și pentru a face o comparație între funcționarea teoretică și cea reală a condensatorului de abur al unei turbine, autorul prezintă un număr foarte mare de măsurători a parametrilor de funcționare atât ai condensatorului cât și ai turbinei cu abur (o parte din valori sunt trecute în tabelul din anexa 2) de exemplu:

- puterea electrică la bornele turbinei și debitul de abur la intrarea în turbină,
- temperatura de condensare,
- temperatura apei la intrarea și ieșirea din condensator,
- temperatura condensatului la ieșirea din condensator, etc.

Deși cercetările experimentale sunt "on-line" autorul are meritul de a fi experimentat într-un interval de timp foarte mare și apoi sintetizat și analizat funcționarea unui aparat atât de complex și important cum este condensatorul de abur al turbinei de 330MW.

Rezultatele cercetărilor prezentate în această lucrare au fost deja aplicate în practică la grupul energetic nr.3 de 330MW din cadrul S.C. Complexul Energetic Rovinari SA reușindu-se îmbunătățirea funcționării condensatorului de abur al turbinei de 330 MW în condițiile variației parametrilor funcționali și în condițiile în care era necesară curățirea țevilor prin diferite metode arătate în subcapitolul 4.5 „Recomandări de exploatare și soluții constructive”.

Rezultate bune s-au obținut în urma curățirii țevilor condensatorului de abur cu ajutorul bilelor din cauciuc spongios (fig.4.8) însă rezultate foarte bune au fost obținute prin metoda curățirii cu jet de apă sub presiune.

ANEXE

Anexa 1.

Cuprinde tabele cu valorile parametrilor caracteristici ai condensatorului de abur calculate în urma rulării programului CPCA și anume:

- fluxul termic al condensatorului \dot{Q} [W],
- temperatura apei de răcire la ieșire din condensator t_2'' [°C],
- coeficientul global de transfer de căldură total k [W/m²K],
- diferența de temperatură medie logaritmică Δt_{med} [°C],
- suprafața de schimb de căldură A [m²],
- coeficient de convecție pe partea aburului α_1 [W/m²K],
- coeficient de convecție pe partea apei de răcire α_2 [W/m²K],
- temperatura de condensare t_{cond} [°C],
- presiunea de condensare [bar],
- Numărul de țevi N .

Anexa 2.

Cuprinde tabele cu valorile parametrilor caracteristici ai condensatorului și turbinei cu abur:

- puterea electrică la bornele generatorului electric [MW],
- presiunea aburului la intrare în CIP [bar],
- temperatura aburului la intrare în CIP [°C],
- debitul de abur la intrare în CIP [t/h],
- vidul în condensator [%],
- temperatura de saturație a aburului [°C],
- temperatura condensatului la ieșire [°C],
- temperatura apei de răcire la intrarea în KTA t_2' [°C],

- temperatura apei de răcire la ieșire din KTA t_2 [°C],

Anexa 3

Cuprinde:

- fișierul de intrare a mărimilor variabile în program,
- schema logica a programului CPCA,
- fișierul de ieșire a mărimilor calculate cu programul CPCA

Notații:

- CIP : corpul de înaltă presiune.
- KTA : condensatorul turbinei cu abur.

PRINCIPALELE MARIMI CARACTERISTICE ALE CONDENSATORULUI LA $m_2 = 10111,11 \text{ kg/s}$ (100% m_{\max})

Tabelul nr. 6

Nr. Crt.	Mărimi calculate	U.M.	Temperatura apei de răcire la intrarea în condensator [$^{\circ}\text{C}$]														
			7	9	11	13	15	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35
1	Fluxul termic al condensatorului de abur	[KW]	362,2	361,6	360,9	360,3	359,7	359,1	358,4	357,7	357,1	356,4	355,7	355,1	354,4	353,7	353,1
2	Temperatura apei la ieșirea din condensator	[$^{\circ}\text{C}$]	15,51	17,50	19,49	21,48	23,47	25,46	27,45	29,44	31,43	33,42	35,41	37,40	39,38	41,37	43,36
3	Coeficientul global de schimb de căldura	[W/m ² K]	3411	3500	3589	3677	3764	3851	3937	4022	4107	4192	4276	4359	4441	4523	4605
4	Diferența de temperatura medie logaritmică	[$^{\circ}\text{C}$]	6,76	6,57	6,40	6,24	6,08	5,93	5,79	5,66	5,53	5,41	5,29	5,18	5,08	4,98	4,88
5	Suprafața de transfer termic	[m ²]	15717														
6	Coeficientul de convecție pe partea aburului	[W/m ² K]	12187	12427	12666	12903	13139	13374	13608	13840	14070	14299	14526	14751	14974	15195	15414
7	Coeficientul de convecție pe partea apei	[W/m ² K]	5584	5752	5920	6087	6253	6419	6584	6748	6913	7076	7239	7402	7564	7725	7886
8	Temperatura de condensare	[$^{\circ}\text{C}$]	18,88	20,71	22,56	24,41	26,27	28,14	30,01	31,89	33,78	35,67	37,57	39,47	41,37	43,28	45,20
9	Presiunea de condensare	[bar]	0,025	0,028	0,030	0,033	0,037	0,040	0,044	0,049	0,053	0,059	0,064	0,071	0,078	0,086	0,094
10	Numărul total de țevi	Buc.	26500														

PRINCIPALELE MARIMI CARACTERISTICE ALE CONDENSATORULUI LA $m_2 = 9099,99 \text{ kg/s}$ (90% m_{\max})

Tabelul nr. 7

Nr. Crt.	Mărimi calculate	U.M.	Temperatura apei de răcire la intrarea în condensator [$^{\circ}\text{C}$]														
			7	9	11	13	15	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35
1	Fluxul termic al condensatorului de abur	[KW]	361,9	361,2	360,6	359,9	359,3	358,7	357,9	357,3	356,7	356,1	355,6	354,7	354,1	353,4	352,7
2	Temperatura apei la ieșirea din condensator	[$^{\circ}\text{C}$]	16,44	18,43	20,43	22,42	24,40	26,39	28,38	30,37	32,36	34,35	36,33	38,32	40,30	42,29	44,28
3	Coeficientul global de schimb de căldura	[W/m ² K]	3407	3495	3582	3668	3754	3840	3925	4009	4092	4175	4258	4340	4421	4502	4582
4	Diferența de temperatura medie logaritmică	[$^{\circ}\text{C}$]	7,51	7,30	7,11	6,93	6,76	6,60	6,45	6,30	6,16	6,03	5,90	5,78	5,66	5,55	5,44
5	Suprafața de transfer termic	[m ²]	14145														
6	Coeficientul de convecție pe partea aburului	[W/m ² K]	11937	12165	12392	12618	12844	13067	13290	13511	13731	13949	14165	14380	14593	14804	15014
7	Coeficientul de convecție pe partea apei	[W/m ² K]	5623	5791	5958	6125	6291	6456	6621	6786	6950	7113	7276	7438	7600	7761	7922
8	Temperatura de condensare	[$^{\circ}\text{C}$]	20,19	22,01	23,84	25,68	27,52	29,38	31,24	33,19	34,98	36,86	38,75	40,64	42,53	44,43	46,34
9	Presiunea de condensare	[bar]	0,027	0,030	0,032	0,036	0,039	0,043	0,047	0,052	0,057	0,062	0,068	0,075	0,083	0,091	0,100
10	Numărul total de țevi	Buc.	23850														

PRINCIPALELE MARIMI CARACTERISTICE ALE CONDENSATORULUI LA $m_2 = 8088,88 \text{ kg/s}$ ($80\% m_{\max}$)

Tabelul nr. 8

Nr. Crt.	Mărimi calculate	U.M.	Temperatura apei de răcire la intrarea în condensator [$^{\circ}\text{C}$]														
			7	9	11	13	15	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35
1	Fluxul termic al condensatorului de abur	[KW]	361,2	360,7	359,9	359,4	358,8	358,1	357,5	356,9	356,2	355,5	354,9	354,2	3535	352,9	352,2
2	Temperatura apei la ieșirea din condensator	[$^{\circ}\text{C}$]	17,61	19,60	21,59	23,58	25,57	27,55	29,54	31,53	33,52	35,50	37,49	39,20	41,46	43,44	45,42
3	Coeficientul global de schimb de căldura	[W/m ² K]	3406	3492	3577	3662	3747	3830	3914	3996	4078	4160	4241	4320	4401,	4480	4559
4	Diferența de temperatura medie logaritmică	[$^{\circ}\text{C}$]	8,43	8,21	8,00	7,80	7,61	7,43	7,26	7,10	6,94	6,80	6,65	6,52	6,39	6,26	6,14
5	Suprafața de transfer termic	[m ²]	12573														
6	Coeficientul de convecție pe partea aburului	[W/m ² K]	11680	11895	12110	12324	12536	12748	12959	13168	13376	13583	13788	13980	14193	14393	14592
7	Coeficientul de convecție pe partea apei	[W/m ² K]	5672	5840	6007	6173	6339	6504	6669	6833	6997	7160	7323	7474	7647	7808	7968
8	Temperatura de condensare	[$^{\circ}\text{C}$]	21,82	23,62	25,43	27,25	29,04	30,92	32,76	34,62	36,48	38,35	40,22	42,20	43,98	45,87	47,76
9	Presiunea de condensare	[bar]	0,029	0,032	0,035	0,038	0,042	0,046	0,051	0,056	0,061	0,067	0,074	0,081	0,089	0,098	0,107
10	Numărul total de țevi	Buc.	21200														

PRINCIPALELE MARIMI CARACTERISTICE ALE CONDENSATORULUI LA $m_2 = 7077,77 \text{ kg/s}$ ($70\% m_{\max}$)

Tabelul nr. 9

Nr. Crt.	Mărimi calculate	U.M.	Temperatura apei de răcire la intrarea în condensator [$^{\circ}\text{C}$]														
			7	9	11	13	15	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35
1	Fluxul termic al condensatorului de abur	[KW]	360,6	359,9	359,3	358,7	358	357,4	356,7	356,1	355,5	354,9	354,2	353,5	352,9	352,2	351,5
2	Temperatura apei la ieșirea din condensator	[$^{\circ}\text{C}$]	19,11	21,09	23,08	25,07	27,06	29,05	31,03	33,02	35,00	36,98	38,97	40,95	42,93	44,91	46,89
3	Coeficientul global de schimb de căldura	[W/m 2 K]	3408	3492	3576	3659	3741	3823	3905	3986	4066	4146	4225	4303	4381	4459	4535
4	Diferența de temperatura medie logaritmică	[$^{\circ}\text{C}$]	9,61	9,37	9,13	8,91	8,70	8,49	8,30	8,12	7,95	7,78	7,62	7,47	7,32	7,18	7,04
5	Suprafața de transfer termic	[m 2]	11002														
6	Coeficientul de convecție pe partea aburului	[W/m 2 K]	11416	11617	11817	12017	12217	12415	12612	12809	13004	13198	13390	13582	13771	13959	14145
7	Coeficientul de convecție pe partea apei	[W/m 2 K]	5735	5902	6069	6235	6401	6566	6730	6894	7058	7221	7383	7545	7706	7867	8027
8	Temperatura de condensare	[$^{\circ}\text{C}$]	23,90	25,68	27,47	29,26	31,08	32,89	34,72	36,56	38,40	40,25	42,10	43,97	45,84	47,71	49,59
9	Presiunea de condensare	[bar]	0,033	0,036	0,039	0,043	0,047	0,051	0,056	0,061	0,067	0,074	0,081	0,089	0,098	0,107	0,118
10	Numărul total de țevi	Buc.	18550														

PRINCIPALELE MARIMI CARACTERISTICE ALE CONDENSATORULUI LA $m_2 = 6066,66 \text{ kg/s}$ ($60\% m_{\max}$)

Tabelul nr. 10

Nr. Crt.	Mărimi calculate	U.M.	Temperatura apei de răcire la intrarea în condensator [$^{\circ}\text{C}$]														
			7	9	11	13	15	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35
1	Fluxul termic al condensatorului de abur	[KW]	359,6	358,9	358,4	357,8	357,1	356,5	355,8	355,2	354,6	353,9	353,3	3526	351,9	351,3	350,6
2	Temperatura apei la ieșirea din condensator	[$^{\circ}\text{C}$]	21,10	23,08	25,07	27,05	29,03	31,02	33,00	34,71	36,97	38,95	40,93	42,91	44,89	46,87	48,84
3	Coeficientul global de schimb de căldura	[W/m ² K]	3416	3498	3579	3660	3741	3820	3900	3983	4056	4134	4211	4287	4363	4438	4513
4	Diferența de temperatura medie logaritmică	[$^{\circ}\text{C}$]	11,16	10,88	10,61	10,36	10,12	9,89	9,68	9,45	9,27	9,08	8,90	8,72	8,55	8,39	8,24
5	Suprafața de transfer termic	[m ²]	9431														
6	Coeficientul de convecție pe partea aburului	[W/m ² K]	11146	11331	11516	11701	11885	12069	12251	11946	12614	12793	12972	13149	13325	13499	13671
7	Coeficientul de convecție pe partea apei	[W/m ² K]	5818	5985	6152	6317	6483	6647	6812	6964	7139	7301	7463	7625	7786	7946	8105
8	Temperatura de condensare	[$^{\circ}\text{C}$]	26,65	28,40	30,16	31,93	33,71	35,50	37,30	38,71	40,94	42,77	44,60	46,45	48,30	50,15	52,01
9	Presiunea de condensare	[bar]	0,037	0,041	0,045	0,049	0,053	0,058	0,064	0,068	0,076	0,084	0,092	0,101	0,110	0,121	0,133
10	Numărul total de țevi	Buc.	15900														

PRINCIPALELE MARIMI CARACTERISTICE ALE CONDENSATORULUI LA $m_2 = 5055,55 \text{ kg/s}$ (50% m_{\max})

Tabelul nr. 11

Nr. Crt.	Mărimi calculate	U.M.	Temperatura apei de răcire la intrarea în condensator [$^{\circ}\text{C}$]														
			7	9	11	13	15	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35
1	Fluxul termic al condensatorului de abur	[KW]	358,2	357,6	357	356,5	355,9	355,2	354,6	353,9	353,3	352,7	352	351,4	350,8	350,1	349,5
2	Temperatura apei la ieșirea din condensator	[$^{\circ}\text{C}$]	23,86	25,84	27,83	29,81	31,79	33,77	35,75	37,73	39,71	41,69	43,66	45,64	47,62	49,59	51,56
3	Coeficientul global de schimb de căldura	[W/m ² K]	3434	3513	3592	3670	3748	3825	3901	3977	4052	4127	4202	4275	4348	4421	4493
4	Diferența de temperatura medie logaritmică	[$^{\circ}\text{C}$]	13,27	12,95	12,65	12,36	12,08	11,82	11,56	11,32	11,09	10,87	10,66	10,46	10,26	10,08	9,90
5	Suprafața de transfer termic	[m ²]	7859														
6	Coeficientul de convecție pe partea aburului	[W/m ² K]	10873	11040	11208	11375	11542	11708	11874	12039	12203	12366	12528	12689	12849	13008	13165
7	Coeficientul de convecție pe partea apei	[W/m ² K]	5934	6101	6267	6432	6597	6761	6925	7088	7250	7413	7574	7735	7895	8055	8214
8	Temperatura de condensare	[$^{\circ}\text{C}$]	30,44	32,15	33,87	35,61	37,36	39,12	40,90	42,68	44,47	46,27	48,08	49,90	51,72	53,55	55,39
9	Presiunea de condensare	[bar]	0,045	0,049	0,054	0,058	0,064	0,070	0,076	0,083	0,091	0,100	0,109	0,119	0,131	0,143	0,157
10	Numărul total de țevi	Buc.	13250														

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Tabelul nr. 12

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice	
1	U.M.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar	
2	Iunie 2003	01	305	173	528	895	92,6	40	38	24	34	0,0737
		02	300	172	530	900	93	39	37	23	33	0,0699
		03	300	172	528	915	93,3	38	40	24	34	0,0662
		04	300	172	530	900	93	39	37	23	33	0,0699
		05	305	175	528	915	94,3	35	34	19	28	0,0562
		06	305	174	528	910	94,6	34	32	19	28	0,0531
		07	308	175	529	912	95,8	30	29	12	23	0,0424
		08	300	174	530	890	94,6	34	32	22	31	0,0531
		09	306	174	525	905	94,6	34	32	19	29	0,0531
		10	304	175	526	906	94,6	34	32	19	28	0,0531
		11	305	175	526	900	94,3	35	33	19	29	0,0562
		12	305	173	528	895	92,6	40	38	24	34	0,0737
		13	300	172	530	900	93	39	37	23	33	0,0699
		14	305	175	526	900	94,6	34	32	19	28	0,0531
		15	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562
		16	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562
		17	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562
		18	310	176	528	940	89,5	35	33	21	31	0,0562
		19	300	175	525	890	94,6	34	32	18	27	0,0531
		20	305	174	526	910	94,6	34	32	18	27	0,0531
		21	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562
		22	310	176	528	940	89,5	35	33	21	31	0,0562
		23	302	174	526	900	93,8	37	35	23	33	0,0627
		24	305	176	525	905	93,8	37	35	21	31	0,0627
		25	304	170	526	920	91,4	43	41	25	35	0,0863
		26	300	172	528	915	93,3	38	40	24	34	0,0662
		27	300	172	530	900	93	39	37	23	33	0,0699
		28	296	175	524	890	92,2	41	39	24	34	0,0777
		29	295	174	526	893	92,2	41	39	25	35	0,0777
		30	296	175	524	890	92,2	41	39	24	34	0,0777

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	Iulie 2003	01	295	174	526	893	92,2	41	39	25	35	0,0777	
		02	300	176	525	900	90	44	42	28	38	0,0909	
		03	300	176	525	900	90	44	42	28	38	0,0909	
		04	300	176	525	905	91,4	43	41	29	39	0,0863	
		05	280	175	523	885	90	44	44	36	28	38	0,0909
		06	300	176	525	900	91,4	43	43	38	28	38	0,0863
		07	300	176	525	902	94,6	34	32	32	19	29	0,0531
		08	295	174	526	893	92,2	41	41	39	25	35	0,0777
		09	295	174	526	898	90	44	44	39	29	39	0,0909
		10	300	175	525	900	93,1	39	39	37	23	33	0,0699
		11	302	175	525	900	90	44	44	42	27	37	0,0909
		12	300	174	528	895	89,4	47	47	45	31	41	0,1061
		13	294	174	528	890	93,4	38	38	30	22	32	0,0662
		14	290	175	523	885	90	44	44	36	28	38	0,0909
		15	294	174	526	890	90	46	46	44	30	40	0,1008
		16	300	175	525	895	89,4	47	47	45	32	42	0,1061
		17	305	174	526	905	90	46	46	44	28	38	0,1008
		18	305	174	526	905	90	46	46	44	28	38	0,1008
		19	300	175	528	900	90	46	46	44	29	39	0,1008
		20	302	175	525	900	90	44	44	42	27	37	0,0909
		21	290	172	526	890	92,4	38	38	36	22	32	0,0662
		22	304	176	526	915	93,8	37	37	35	21	31	0,0627
		23	310	175	525	905	94,1	36	36	34	19	29	0,0594
		24	296	174	525	895	94,6	34	34	32	18	28	0,0531
		25	300	174	526	896	92,7	40	40	38	23	33	0,0737
		26	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		27	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		28	295	175	525	890	92,7	40	40	38	28	37	0,0737
		29	302	175	525	900	90	44	44	42	27	37	0,0909
		30	295	174	526	893	92,2	41	41	39	25	35	0,0777
		31	290	175	523	885	90	44	44	36	28	38	0,0909

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	August 2003	01	294	174	526	890	90	46	44	30	40	0,1008	
		02	300	175	525	895	89,4	47	45	32	42	0,1061	
		03	305	174	526	905	90	46	44	28	38	0,1008	
		04	305	174	526	905	90	46	44	28	38	0,1008	
		05	300	175	528	900	90	46	44	29	39	0,1008	
		06	300	175	530	895	88,3	49	47	33	43	0,1173	
		07	295	174	526	890	87,1	51	49	34	44	0,1296	
		08	298	175	525	893	90,9	44	42	25	35	0,0909	
		09	300	175	525	895	89,4	47	45	32	42	0,1061	
		10	290	172	525	885	91,9	42	40	24	33	0,0819	
		11	305	174	526	905	90	46	44	28	38	0,1008	
		12	300	175	528	900	90,9	44	42	26	36	0,0909	
		13	303	175	530	908	88,3	49	47	32	42	0,1173	
		14	305	174	526	912	92,2	41	39	24	34	0,0777	
		15	298	175	525	905	87,7	50	48	34	44	0,1233	
		16	305	174	525	903	91,4	43	41	23	34	0,0863	
		17	305	170	525	918	92,7	40	38	23	33	0,0737	
		18	300	170	526	908	92,2	41	39	23	33	0,0777	
		19	300	170	525	898	90,9	44	42	27	37	0,0909	
		20	298	170	530	895	89,4	47	45	30	40	0,1061	
		21	305	170	528	914	88,7	50	48	33	43	0,1233	
		22	307	172	530	920	93,1	39	37	22	32	0,0699	
		23	288	165	525	880	92,7	40	38	26	35	0,0737	
		24	290	173	526	890	88,7	50	48	33	43	0,1233	
		25	298	170	523	898	88,3	49	47	28	38	0,1173	
		26	295	170	525	895	87,7	50	48	32	42	0,1233	
		27	285	170	525	882	87,7	50	48	33	43	0,1233	
		28	300	175	525	896	90	46	44	26	36	0,1008	
		29	295	172	525	895	89,4	47	45	29	39	0,1061	
		30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		31	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice	
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar	
2	Septembrie 2003	01	291	174	526	896	94,4	35	33	22	32	0,0562
		02	303	170	528	904	89,4	47	45	27	37	0,1061
		03	295	172	525	900	87,7	50	48	30	40	0,1233
		04	300	165	525	905	90	46	44	26	36	0,1008
		05	304	170	526	910	92,7	40	38	20	30	0,0737
		06	295	170	526	895	88,9	48	46	27	37	0,1116
		07	250	170	526	910	92,7	40	38	20	30	0,0737
		08	305	172	526	912	87,7	50	48	30	40	0,1233
		09	300	174	525	900	85,8	53	51	33	43	0,1429
		10	295	172	525	893	86,4	52	50	32	42	0,1361
		11	295	170	526	896	91,9	42	40	22	32	0,0819
		12	310	174	525	913	91,9	42	40	23	33	0,0819
		13	295	170	526	896	91,9	42	40	22	32	0,0819
		14	310	174	525	913	91,9	42	40	23	33	0,0819
		15	307	172	525	911	90,5	45	43	25	35	0,0959
		16	295	170	526	896	91,9	42	40	22	32	0,0819
		17	310	174	525	913	91,9	42	40	23	33	0,0819
		18	308	175	525	914	92,3	41	39	21	31	0,0777
		19	310	174	525	913	91,9	42	40	23	33	0,0819
		20	300	176	528	905	89,9	44	42	25	35	0,0909
		21	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909
		22	310	175	525	920	88,9	48	46	29	39	0,1116
		23	310	175	530	928	90,5	45	43	25	35	0,0959
		24	315	173	526	932	92,7	40	38	20	30	0,0737
		25	310	174	526	925	90,5	45	43	25	35	0,0909
		26	307	176	525	920	89,9	44	42	25	36	0,0909
		27	303	175	526	911	89,9	44	42	25	36	0,0909
		28	305	172	527	908	92,7	40	38	24	34	0,0737
		29	305	172	527	908	92,7	40	38	24	34	0,0737
		30	298	177	525	900	89,9	44	42	24	34	0,0909

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	Octombrie 2003	01	309	173	527	926	87,1	51	49	31	41	0,1296	
		02	307	174	526	926	87,7	50	48	31	41	0,1233	
		03	305	174	528	918	87,7	50	48	30	40	0,1233	
		04	294	176	525	886	85,7	53	51	32	43	0,1429	
		05	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		06	300	175	526	895	92,7	40	38	25	35	0,0737	
		07	315	176	527	943	93,7	37	35	16	26	0,0627	
		08	317	177	530	950	92,2	41	39	18	29	0,0777	
		09	307	172	525	920	93,1	39	37	19	29	0,0699	
		10	310	176	526	924	94,1	36	34	16	26	0,0594	
		11	310	176	526	926	91,4	43	41	26	36	0,0863	
		12	285	175	525	894	94,1	36	34	16	26	0,0594	
		13	305	170	526	925	94,4	35	34	14	24	0,0562	
		14	317	175	527	955	94,1	36	34	13	24	0,0594	
		15	308	170	531	894	94,1	36	37	14	24	0,0594	
		16	308	170	531	894	94,1	36	37	14	24	0,0594	
		17	322	176	526	976	94,4	35	33	13	23	0,0562	
		18	308	170	531	894	94,1	36	37	14	24	0,0594	
		19	303	169	535	883	94,1	36	37,3	14	24	0,0594	
		20	309	172	526	912	93,3	38	38,5	16	26	0,0662	
		21	314	172	521	915	93,3	38	39	16	26	0,0662	
		22	311	170	527	900	93,3	38	38,2	15	25	0,0662	
		23	303	167	524	883	93,8	37	38,1	15	25	0,0627	
		24	318	176	526	980	92,7	40	39	18	29	0,0737	
		25	317	174	526	950	92,7	40	36	16	26	0,0737	
		26	303	167	524	883	93,8	37	38,1	15	25	0,0627	
		27	303	167	524	883	93,8	37	38,1	15	25	0,0627	
		28	309	172	526	912	93,3	38	38,5	16	26	0,0662	
		29	314	172	521	915	93,3	38	39	16	26	0,0662	
		30	311	170	527	900	93,3	38	38,2	15	25	0,0662	
		31	303	167	524	883	93,8	37	38,1	15	25	0,0627	

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice	
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar	
2	Noiembrie 2003	01	317	177	527	968	95	33	32	13	23	0,0502
		02	320	176	526	976	94,4	35	33	13	23	0,0562
		03	316	173	524	917	92,6	40	40	13	23	0,0737
		04	311	174	520	908	92,2	41	40,9	14	24	0,0777
		05	312	171	531	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		06	308	169	528	883	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		07	309	173	526	889	93,7	37	39	12	22	0,0627
		08	310	172	524	883	92,6	40	40,6	13	23	0,0737
		09	312	171	522	894	93,1	40	40,5	13	23	0,0699
		10	300	167	524	876	93,7	37	38,2	13	23	0,0627
		11	302	170	518	890	93,1	39	38,8	13	23	0,0699
		12	302	170	531	878	94,1	36	39,6	14	24	0,0594
		13	295	164	534	835	93,7	37	37,6	13	23	0,0627
		14	303	170	520	894	93,1	39	40	13	23	0,0699
		15	305	166	528	854	95,7	30	30,6	14	16	0,0424
		16	300	165	519	854	95,7	30	30,8	14	16	0,0424
		17	318	176	526	950	94,1	36	35	12	23	0,0594
		18	314	174	525	950	94,1	36	35	12	23	0,0594
		19	313	174	524	926	94,4	35	34	13	23	0,0562
		20	310	170	531	894	94,1	36	37	14	24	0,0594
		21	303	169	535	883	94,1	36	37,3	14	24	0,0594
		22	305	174	531	894	94,1	36	35,5	11	21	0,0594
		23	310	171	528	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		24	305	172	528	894	94,1	36	35,5	11	21	0,0594
		25	310	171	531	896	93,7	36	35,5	11	21	0,0594
		26	312	173	531	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		27	309	170	528	890	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		28	306	173	526	889	93,7	37	39	12	22	0,0627
		29	308	170	527	883	92,6	40	40,6	13	23	0,0737
		30	295	164	526	876	95,5	31	30	10	20	0,0449

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	Iunie 2004	01	308	175	525	910	93,1	39	37	19	29	0,0699	
		02	307	174	525	910	94,6	34	26	18	28	0,0531	
		03	304	175	525	903	94,6	34	26	18	28	0,0531	
		04	305	174	526	920	94,9	33	35	17	27	0,0502	
		05	300	175	525	890	94,6	34	32	18	27	0,0531	
		06	305	175	528	915	94,3	35	34	19	28	0,0562	
		07	305	174	528	910	94,6	34	32	19	28	0,0531	
		08	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		09	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		10	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		11	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		12	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	
		13	310	176	528	940	89,5	35	33	21	31	0,10562	
		14	300	175	525	890	94,6	34	32	18	27	0,0531	
		15	305	174	526	910	94,6	34	32	18	27	0,0531	
		16	302	174	525	903	92,7	40	38	19	29	0,0737	
		17	308	175	525	914	92,3	41	39	21	31	0,0777	
		18	305	174	526	910	93,8	37	35	19	29	0,0627	
		19	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		20	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		21	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	
		22	310	176	528	940	89,5	35	33	21	31	0,10562	
		23	295	170	526	896	91,9	42	40	22	32	0,0819	
		24	310	174	525	913	91,9	42	40	23	33	0,0819	
		25	317	177	530	950	92,2	41	39	18	29	0,0777	
		26	307	172	525	920	93,1	39	37	19	29	0,0699	
		27	305	170	525	918	92,7	40	38	23	33	0,0737	
		28	300	170	526	908	92,2	41	39	23	33	0,0777	
		29	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909	
		30	310	174	526	925	90,5	45	43	25	35	0,0909	

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termo-dinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	Iulie 2004	01	300	176	528	905	89,9	44	42	25	35	0,0909	
		02	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909	
		03	310	174	526	925	90,5	45	43	25	35	0,0909	
		04	307	176	525	920	89,9	44	42	25	36	0,0909	
		05	303	175	526	911	89,9	44	42	25	36	0,0909	
		06	307	172	530	920	93,1	39	37	22	32	0,0699	
		07	300	174	530	890	94,6	34	32	22	31	0,0531	
		08	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		09	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		11	310	176	526	926	91,4	43	41	26	36	0,0863	
		12	300	174	530	890	94,6	34	32	22	31	0,0531	
		13	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		14	300	174	530	890	94,6	34	32	22	31	0,0531	
		15	300	174	530	890	94,6	34	32	22	31	0,0531	
		16	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909	
		17	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909	
		18	300	174	530	890	94,6	34	32	22	31	0,0531	
		19	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		20	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		21	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	
		22	310	176	528	940	89,5	35	33	21	31	0,10562	
		23	305	170	525	918	92,7	40	38	23	33	0,0737	
		24	300	170	526	908	92,2	41	39	23	33	0,0777	
		25	305	172	527	908	92,7	40	38	24	34	0,0737	
		26	298	177	525	900	89,9	44	42	24	34	0,0909	
		27	298	177	525	900	89,9	44	42	24	34	0,0909	
		28	310	175	530	928	90,5	45	43	25	35	0,0959	
		29	315	173	526	932	92,7	40	38	20	30	0,0737	
		30	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	
		31	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice	
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar	
2	August 2004	01	305	174	526	912	92,2	41	39	24	34	0,0777
		02	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909
		03	303	175	526	911	89,9	44	42	25	36	0,0909
		04	300	175	528	900	90,9	44	42	26	36	0,0909
		05	310	176	526	926	91,4	43	41	26	36	0,0863
		06	303	175	526	911	89,9	44	42	25	36	0,0909
		07	305	172	527	908	92,7	40	38	24	34	0,0737
		08	300	175	525	896	90	46	44	26	36	0,1008
		09	295	172	525	895	89,4	47	45	29	39	0,1061
		10	298	170	523	898	88,3	49	47	28	38	0,1173
		11	305	172	526	912	87,7	50	48	30	40	0,1233
		12	300	174	525	900	85,8	53	51	33	43	0,1429
		13	295	172	525	893	86,4	52	50	32	42	0,1361
		14	306	173	527	926	87,1	51	49	31	41	0,1296
		15	295	172	525	900	87,7	50	48	30	40	0,1233
		16	295	172	525	900	87,7	50	48	30	40	0,1233
		17	298	176	525	886	85,7	53	51	32	43	0,1429
		18	300	175	528	900	90	46	44	29	39	0,1008
		19	305	173	526	908	90	46	44	29	39	0,1008
		20	300	176	525	905	91,4	43	41	29	39	0,0863
		21	280	175	523	885	90	44	36	28	38	0,0909
		22	300	176	525	900	91,4	43	38	28	38	0,0863
		23	304	175	528	905	89,9	44	42	25	35	0,0909
		24	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909
		25	310	170	526	908	92,2	41	39	23	33	0,0777
		26	300	172	525	898	90,9	44	42	27	37	0,0909
		27	302	176	528	905	89,9	44	42	25	35	0,0909
		28	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909
		29	300	170	521	872	91,4	43	42,4	22	32	0,0863
		30	305	168	516	883	91,8	42	41,1	19	29	0,0819
		31	305	168	516	883	91,8	42	41,1	19	29	0,0819

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice	
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar	
2	Septembrie 2004	01	303	167	516	893	92,7	40	39,7	19	29	0,0737
		02	305	168	518	896	92,3	41	41,1	20	30	0,0777
		03	306	170	531	872	92,7	40	40	20	30	0,0737
		04	305	166	528	854	95,7	30	30,6	14	16	0,0424
		05	300	165	519	854	95,7	30	30,8	14	16	0,0424
		06	145	156	526	513	95,7	30	30	15	25	0,0424
		07	145	156	526	513	95,7	30	30	15	25	0,0424
		08	310	169	525	878	91,8	42	41,7	19	29	0,0819
		09	305	168	516	883	91,8	42	41,1	19	29	0,0819
		10	301	167	529	876	92,7	40	42	20	30	0,0737
		11	308	170	532	889	92,3	41	40,9	17	27	0,0777
		12	306	171	529	894	93,1	39	39,4	18	28	0,0699
		13	307	170	528	883	91,8	42	43	21	31	0,0819
		14	306	168	526	884	91,8	42	90,8	18	28	0,0819
		15	306	168	521	883	93,1	39	39,3	15	25	0,0699
		16	302	167	524	882	91,4	43	42,1	19	29	0,0863
		17	309	170	524	876	92,3	41	38,7	15	25	0,0777
		18	307	169	527	878	91,8	42	39	15	25	0,0819
		19	308	170	532	889	92,3	41	40,9	17	27	0,0777
		20	305	168	531	882	92,7	40	39,8	16	26	0,0737
		21	308	170	531	894	94,1	36	37	14	24	0,0594
		22	303	169	535	883	94,1	36	37,3	14	24	0,0594
		23	309	172	526	912	93,3	38	38,5	16	26	0,0662
		24	314	172	521	915	93,3	38	39	16	26	0,0662
		25	311	170	527	900	93,3	38	38,2	15	25	0,0662
		26	303	167	524	883	93,8	37	38,1	15	25	0,0627
		27	305	166	519	889	93,8	37	37,9	14	24	0,0627
		28	309	170	522	905	93,8	37	37,8	14	24	0,0627
		29	311	172	520	915	93,3	38	41,5	15	25	0,0662
		30	314	173	522	918	93,3	38	41,1	15	25	0,0662

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	Octombrie 2004	01	305	170	530	890	93,1	39	39	15	25	0,0699	
		02	310	172	530	895	93,1	40	40	15	25	0,0699	
		03	306	170	528	894	93,7	37	38,5	13	23	0,0627	
		04	300	168	527	871	92,6	40	40,6	15	25	0,0737	
		05	310	171	529	896	92,6	40	40	15	25	0,0737	
		06	305	172	531	894	94,1	36	35,5	11	21	0,0594	
		07	310	171	531	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627	
		08	305	169	528	883	93,7	37	38,8	12	22	0,0627	
		09	306	173	526	889	93,7	37	39	12	22	0,0627	
		10	305	170	527	883	92,6	40	40,6	13	23	0,0737	
		11	307	171	522	894	93,1	40	40,5	13	23	0,0699	
		12	304	170	525	892	92,6	40	41,4	15	25	0,0737	
		13	293	169	526	868	94,1	36	36	13	23	0,0594	
		14	292	168	528	869	94,1	36	36	13	23	0,0594	
		15	306	169	529	883	92,2	41	39,7	14	24	0,0777	
		16	300	166	518	878	92,2	41	39,4	14	24	0,0777	
		17	299	167	524	876	93,7	37	38,2	13	23	0,0627	
		18	305	170	518	890	93,1	39	38,8	13	23	0,0699	
		19	302	170	531	878	94,1	36	39,6	14	24	0,0594	
		20	285	164	534	835	93,7	37	37,6	13	23	0,0627	
		21	306	170	520	894	93,1	39	40	13	23	0,0699	
		22	305	171	529	908	92,6	40	39,3	14	24	0,0737	
		23	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		24	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		25	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		26	305	171	529	908	93,1	40	39,3	14	24	0,0699	
		27	311	173	524	917	92,6	40	40	13	23	0,0737	
		28	309	170	519	908	92,2	41	40,9	14	24	0,0777	
		29	303	170	526	894	92,6	40	41,2	14	24	0,0737	
		30	306	171	528	910	92,6	38	39	13	23	0,0737	
		31	304	170	528	908	92,6	38	39	13	23	0,0737	

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice	
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar	
2	Noiembrie 2004	01	319	177	527	968	95	33	32	13	23	0,0502
		02	321	176	526	976	94,4	35	33	13	23	0,0562
		03	311	173	524	917	92,6	40	40	13	23	0,0737
		04	309	174	520	908	92,2	41	40,9	14	24	0,0777
		05	310	171	531	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		06	308	169	528	883	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		07	309	173	526	889	93,7	37	39	12	22	0,0627
		08	310	172	524	883	92,6	40	40,6	13	23	0,0737
		09	312	171	522	894	93,1	40	40,5	13	23	0,0699
		10	299	167	524	876	93,7	37	38,2	13	23	0,0627
		11	305	170	518	890	93,1	39	38,8	13	23	0,0699
		12	302	170	531	878	94,1	36	39,6	14	24	0,0594
		13	295	164	534	835	93,7	37	37,6	13	23	0,0627
		14	306	170	520	894	93,1	39	40	13	23	0,0699
		15	305	166	528	854	95,7	30	30,6	14	16	0,0424
		16	300	165	519	854	95,7	30	30,8	14	16	0,0424
		17	318	176	526	950	94,1	36	35	12	23	0,0594
		18	314	174	525	950	94,1	36	35	12	23	0,0594
		19	312	174	524	926	94,4	35	34	13	23	0,0562
		20	308	170	531	894	94,1	36	37	14	24	0,0594
		21	303	169	535	883	94,1	36	37,3	14	24	0,0594
		22	305	174	531	894	94,1	36	35,5	11	21	0,0594
		23	310	171	528	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		24	305	172	528	894	94,1	36	35,5	11	21	0,0594
		25	310	171	531	896	93,7	36	35,5	11	21	0,0594
		26	312	173	531	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		27	305	170	528	890	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		28	306	173	526	889	93,7	37	39	12	22	0,0627
		29	305	170	527	883	92,6	40	40,6	13	23	0,0737
		30	295	174	526	886	95,5	31	30	10	20	0,0449

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice		
1	U.M.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	Iunie 2005	01	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		02	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		03	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	
		04	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	
		05	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	
		06	300	174	530	890	94,6	34	32	22	31	0,0531	
		07	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	
		08	300	174	530	890	94,6	34	32	22	31	0,0531	
		09	306	174	525	905	94,6	34	32	19	29	0,0531	
		10	304	175	526	906	94,6	34	32	19	28	0,0531	
		11	305	175	526	900	94,3	35	33	19	29	0,0562	
		12	305	173	528	895	92,6	40	38	24	34	0,0737	
		13	304	174	523	890	91,9	42	40	26	35	0,0819	
		14	302	174	526	900	93,8	37	35	23	33	0,0627	
		15	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		16	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		17	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	
		18	310	176	528	940	89,5	35	33	21	31	0,0562	
		19	300	175	525	890	94,6	34	32	18	27	0,0531	
		20	305	174	526	910	94,6	34	32	18	27	0,0531	
		21	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		22	305	173	528	895	92,6	40	38	24	34	0,0737	
		23	302	174	526	900	93,8	37	35	23	33	0,0627	
		24	305	173	528	895	92,6	40	38	24	34	0,0737	
		25	304	174	523	890	91,9	42	40	26	35	0,0819	
		26	298	174	523	885	90	44	42	29	39	0,0909	
		27	300	176	526	900	91,9	42	40	29	38	0,0819	
		28	300	174	528	895	89,4	47	45	31	41	0,1061	
		29	300	174	525	895	88,2	49	47	32	42	0,1173	
		30	304	174	523	890	91,9	42	40	26	35	0,0819	

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	Iulie 2005	01	300	175	525	900	93,1	39	37	23	33	0,0699	
		02	296	175	525	890	90	44	42	22	31	0,0909	
		03	295	174	526	893	92,2	41	39	25	35	0,0777	
		04	300	176	525	905	91,4	43	41	29	39	0,0863	
		05	280	175	523	885	90	44	44	36	28	38	0,0909
		06	300	176	525	900	91,4	43	43	38	28	38	0,0863
		07	295	174	526	893	92,2	41	41	39	25	35	0,0777
		08	295	174	526	893	92,2	41	41	39	25	35	0,0777
		09	295	174	526	893	92,2	41	41	39	25	35	0,0777
		10	300	175	525	900	93,1	39	41	37	23	33	0,0699
		11	302	175	525	900	90	44	44	42	27	37	0,0909
		12	300	174	528	895	89,4	47	44	45	31	41	0,1061
		13	294	174	528	890	93,4	38	44	30	22	32	0,0662
		14	290	175	523	885	90	44	44	36	28	38	0,0909
		15	295	174	526	893	92,2	41	44	39	25	35	0,0777
		16	300	176	525	905	91,4	43	44	41	29	39	0,0863
		17	280	175	523	885	90	44	44	36	28	38	0,0909
		18	300	176	525	900	91,4	43	44	38	28	38	0,0863
		19	305	174	525	910	87,7	50	44	48	34	44	0,1233
		20	300	175	525	900	90	44	44	42	30	40	0,0909
		21	295	174	526	893	92,2	41	44	39	25	35	0,0777
		22	300	176	525	905	91,4	43	44	41	29	39	0,0863
		23	280	175	523	885	90	44	44	36	28	38	0,0909
		24	300	176	525	900	91,4	43	44	38	28	38	0,0863
		25	300	176	525	905	91,4	43	44	41	29	39	0,0863
		26	280	175	523	885	90	44	44	36	28	38	0,0909
		27	300	176	525	900	91,4	43	44	38	28	38	0,0863
		28	295	175	525	890	92,7	40	44	38	28	37	0,0737
		29	295	174	526	893	92,2	41	44	39	25	35	0,0777
		30	300	175	525	900	93,1	39	44	37	23	33	0,0699
		31	300	175	525	900	93,1	39	44	37	23	33	0,0699

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	August 2005	01	295	174	526	893	92,2	41	39	25	35	0,0777	
		02	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		03	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		04	305	174	525	903	91,4	43	41	23	34	0,0863	
		05	300	175	528	900	90	46	44	29	39	0,1008	
		06	300	175	530	895	88,3	49	47	33	43	0,1173	
		07	295	174	526	890	87,1	51	49	34	44	0,1296	
		08	298	175	525	893	90,9	44	42	25	35	0,0909	
		09	300	175	525	895	89,4	47	45	32	42	0,1061	
		10	290	172	525	885	91,9	42	40	24	33	0,0819	
		11	305	174	526	905	90	46	44	28	38	0,1008	
		12	300	175	528	900	90,9	44	42	26	36	0,0909	
		13	303	175	530	908	88,3	49	47	32	42	0,1173	
		14	305	174	526	912	92,2	41	39	24	34	0,0777	
		15	298	175	525	905	87,7	50	48	34	44	0,1233	
		16	300	174	525	906	93,7	37	35	19	29	0,0627	
		17	305	170	525	918	92,7	40	38	23	33	0,0737	
		18	300	170	526	908	92,2	41	39	23	33	0,0777	
		19	300	170	525	898	90,9	44	42	27	37	0,0909	
		20	298	170	530	895	89,4	47	45	30	40	0,1061	
		21	305	170	528	914	88,7	50	48	33	43	0,1233	
		22	307	172	530	920	93,1	39	37	22	32	0,0699	
		23	288	165	525	880	92,7	40	38	26	35	0,0737	
		24	290	173	526	890	88,7	50	48	33	43	0,1233	
		25	298	170	523	898	88,3	49	47	28	38	0,1173	
		26	295	170	525	895	87,7	50	48	32	42	0,1233	
		27	285	170	525	882	87,7	50	48	33	43	0,1233	
		28	300	175	525	896	90	46	44	26	36	0,1008	
		29	295	172	525	895	89,4	47	45	29	39	0,1061	
		30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		31	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice	
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar	
2	Septembrie 2005	01	291	174	526	896	94,4	35	33	22	32	0,0562
		02	303	170	528	904	89,4	47	45	27	37	0,1061
		03	295	172	525	900	87,7	50	48	30	40	0,1233
		04	300	165	525	905	90	46	44	26	36	0,1008
		05	304	170	526	910	92,7	40	38	20	30	0,0737
		06	295	170	526	895	88,9	48	46	27	37	0,1116
		07	250	170	526	910	92,7	40	38	20	30	0,0737
		08	305	172	526	912	87,7	50	48	30	40	0,1233
		09	300	174	525	900	85,8	53	51	33	43	0,1429
		10	295	172	525	893	86,4	52	50	32	42	0,1361
		11	295	170	526	896	91,9	42	40	22	32	0,0819
		12	310	174	525	913	91,9	42	40	23	33	0,0819
		13	300	174	525	902	94,1	36	35	17	27	0,0594
		14	285	175	526	890	95	33	32	15	25	0,0502
		15	307	172	525	911	90,5	45	43	25	35	0,0959
		16	305	174	526	907	94,6	34	32	16	26	0,0531
		17	302	174	525	903	92,7	40	38	19	29	0,0737
		18	308	175	525	914	92,3	41	39	21	31	0,0777
		19	305	174	526	910	93,8	37	35	19	29	0,0627
		20	300	176	528	905	89,9	44	42	25	35	0,0909
		21	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909
		22	310	175	525	920	88,9	48	46	29	39	0,1116
		23	310	175	530	928	90,5	45	43	25	35	0,0959
		24	315	173	526	932	92,7	40	38	20	30	0,0737
		25	310	174	526	925	90,5	45	43	25	35	0,0909
		26	307	176	525	920	89,9	44	42	25	36	0,0909
		27	303	175	526	911	89,9	44	42	25	36	0,0909
		28	305	172	527	908	92,7	40	38	24	34	0,0737
		29	310	174	523	924	92,7	40	39	18	28	0,0737
		30	298	177	525	900	89,9	44	42	24	34	0,0909

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	Octombrie 2005	01	311	173	527	926	87,1	51	49	31	41	0,1296	
		02	313	174	526	926	87,7	50	48	31	41	0,1233	
		03	312	174	528	918	87,7	50	48	30	40	0,1233	
		04	294	176	525	886	85,7	53	51	32	43	0,1429	
		05	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		06	303	175	526	895	92,7	40	38	25	35	0,0737	
		07	305	174	526	907	94,6	34	32	16	26	0,0531	
		08	302	174	525	903	92,7	40	38	19	29	0,0737	
		09	315	176	527	943	93,7	37	35	16	26	0,0627	
		10	317	177	530	950	92,2	41	39	18	29	0,0777	
		11	315	176	527	943	93,7	37	35	16	26	0,0627	
		12	317	177	530	950	92,2	41	39	18	29	0,0777	
		13	317	174	526	950	92,7	40	36	16	26	0,0737	
		14	308	170	531	894	94,1	36	37	14	24	0,0594	
		15	303	169	535	883	94,1	36	37,3	14	24	0,0594	
		16	320	177	527	968	95	33	32	13	23	0,0502	
		17	322	176	526	976	94,4	35	33	13	23	0,0562	
		18	305	175	526	923	95,3	32	30	12	22	0,0475	
		19	275	176	525	886	95,5	31	30	10	20	0,0449	
		20	316	176	525	950	95	33	31	10	20	0,0502	
		21	318	176	526	950	94,1	36	35	12	23	0,0594	
		22	315	174	525	950	94,1	36	35	12	23	0,0594	
		23	310	174	524	926	94,4	35	34	13	23	0,0562	
		24	320	177	527	968	95	33	32	13	23	0,0502	
		25	322	176	526	976	94,4	35	33	13	23	0,0562	
		26	305	175	526	923	95,3	32	30	12	22	0,0475	
		27	275	176	525	886	95,5	31	30	10	20	0,0449	
		28	316	176	525	950	95	33	31	10	20	0,0502	
		29	318	176	526	950	94,1	36	35	12	23	0,0594	
		30	315	174	525	950	94,1	36	35	12	23	0,0594	
		31	310	174	524	926	94,4	35	34	13	23	0,0562	

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice	
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar	
2	Noiembrie 2005	01	318	176	526	950	94,1	36	35	12	23	0,0594
		02	314	174	525	950	94,1	36	35	12	23	0,0594
		03	313	174	524	926	94,4	35	34	13	23	0,0562
		04	305	172	528	894	94,1	36	35,5	11	21	0,0594
		05	310	171	531	896	93,7	36	35,5	11	21	0,0594
		06	312	173	531	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		07	309	170	528	890	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		08	306	173	526	889	93,7	37	39	12	22	0,0627
		09	312	171	522	894	93,1	40	40,5	13	23	0,0699
		10	300	167	524	876	93,7	37	38,2	13	23	0,0627
		11	302	170	518	890	93,1	39	38,8	13	23	0,0699
		12	302	170	531	878	94,1	36	39,6	14	24	0,0594
		13	295	164	534	835	93,7	37	37,6	13	23	0,0627
		14	303	170	520	894	93,1	39	40	13	23	0,0699
		15	302	170	531	878	94,1	36	39,6	14	24	0,0594
		16	308	170	527	883	92,6	40	40,6	13	23	0,0737
		17	295	164	526	876	95,5	31	30	10	20	0,0449
		18	314	174	525	950	94,1	36	35	12	23	0,0594
		19	313	174	524	926	94,4	35	34	13	23	0,0562
		20	310	170	531	894	94,1	36	37	14	24	0,0594
		21	303	169	535	883	94,1	36	37,3	14	24	0,0594
		22	305	174	531	894	94,1	36	35,5	11	21	0,0594
		23	310	171	528	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		24	306	173	526	889	93,7	37	39	12	22	0,0627
		25	312	171	522	894	93,1	40	40,5	13	23	0,0699
		26	300	167	524	876	93,7	37	38,2	13	23	0,0627
		27	302	170	518	890	93,1	39	38,8	13	23	0,0699
		28	318	176	526	950	94,1	36	35	12	23	0,0594
		29	314	174	525	950	94,1	36	35	12	23	0,0594
		30	313	174	524	926	94,4	35	34	13	23	0,0562

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	Iunie 2006	01	308	175	525	910	93,1	39	37	19	29	0,0699	
		02	307	174	525	910	94,6	34	26	18	28	0,0531	
		03	304	175	525	903	94,6	34	26	18	28	0,0531	
		04	305	174	526	920	94,9	33	35	17	27	0,0502	
		05	300	175	525	890	94,6	34	32	18	27	0,0531	
		06	305	175	528	915	94,3	35	34	19	28	0,0562	
		07	305	174	528	910	94,6	34	32	19	28	0,0531	
		08	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		09	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		10	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		11	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		12	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	
		13	310	176	528	940	89,5	35	33	21	31	0,10562	
		14	300	175	525	890	94,6	34	32	18	27	0,0531	
		15	305	174	526	910	94,6	34	32	18	27	0,0531	
		16	302	174	525	903	92,7	40	38	19	29	0,0737	
		17	308	175	525	914	92,3	41	39	21	31	0,0777	
		18	305	174	526	910	93,8	37	35	19	29	0,0627	
		19	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		20	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		21	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	
		22	310	176	528	940	89,5	35	33	21	31	0,10562	
		23	295	170	526	896	91,9	42	40	22	32	0,0819	
		24	310	174	525	913	91,9	42	40	23	33	0,0819	
		25	317	177	530	950	92,2	41	39	18	29	0,0777	
		26	307	172	525	920	93,1	39	37	19	29	0,0699	
		27	305	170	525	918	92,7	40	38	23	33	0,0737	
		28	300	170	526	908	92,2	41	39	23	33	0,0777	
		29	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909	
		30	310	174	526	925	90,5	45	43	25	35	0,0909	

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termo-dinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	Iulie 2006	01	300	176	528	905	89,9	44	42	25	35	0,0909	
		02	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909	
		03	310	174	526	925	90,5	45	43	25	35	0,0909	
		04	307	176	525	920	89,9	44	42	25	36	0,0909	
		05	303	175	526	911	89,9	44	42	25	36	0,0909	
		06	307	172	530	920	93,1	39	37	22	32	0,0699	
		07	300	174	530	890	94,6	34	32	22	31	0,0531	
		08	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		09	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		11	310	176	526	926	91,4	43	41	26	36	0,0863	
		12	300	174	530	890	94,6	34	32	22	31	0,0531	
		13	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		14	300	174	530	890	94,6	34	32	22	31	0,0531	
		15	300	174	530	890	94,6	34	32	22	31	0,0531	
		16	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909	
		17	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909	
		18	300	174	530	890	94,6	34	32	22	31	0,0531	
		19	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		20	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		21	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	
		22	310	176	528	940	89,5	35	33	21	31	0,10562	
		23	305	170	525	918	92,7	40	38	23	33	0,0737	
		24	300	170	526	908	92,2	41	39	23	33	0,0777	
		25	305	172	527	908	92,7	40	38	24	34	0,0737	
		26	298	177	525	900	89,9	44	42	24	34	0,0909	
		27	298	177	525	900	89,9	44	42	24	34	0,0909	
		28	310	175	530	928	90,5	45	43	25	35	0,0959	
		29	315	173	526	932	92,7	40	38	20	30	0,0737	
		30	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	
		31	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice	
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar	
2	August 2006	01	305	174	526	912	92,2	41	39	24	34	0,0777
		02	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909
		03	303	175	526	911	89,9	44	42	25	36	0,0909
		04	300	175	528	900	90,9	44	42	26	36	0,0909
		05	310	176	526	926	91,4	43	41	26	36	0,0863
		06	303	175	526	911	89,9	44	42	25	36	0,0909
		07	305	172	527	908	92,7	40	38	24	34	0,0737
		08	300	175	525	896	90	46	44	26	36	0,1008
		09	295	172	525	895	89,4	47	45	29	39	0,1061
		10	298	170	523	898	88,3	49	47	28	38	0,1173
		11	305	172	526	912	87,7	50	48	30	40	0,1233
		12	300	174	525	900	85,8	53	51	33	43	0,1429
		13	295	172	525	893	86,4	52	50	32	42	0,1361
		14	306	173	527	926	87,1	51	49	31	41	0,1296
		15	295	172	525	900	87,7	50	48	30	40	0,1233
		16	295	172	525	900	87,7	50	48	30	40	0,1233
		17	298	176	525	886	85,7	53	51	32	43	0,1429
		18	300	175	528	900	90	46	44	29	39	0,1008
		19	305	173	526	908	90	46	44	29	39	0,1008
		20	300	176	525	905	91,4	43	41	29	39	0,0863
		21	280	175	523	885	90	44	36	28	38	0,0909
		22	300	176	525	900	91,4	43	38	28	38	0,0863
		23	304	175	528	905	89,9	44	42	25	35	0,0909
		24	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909
		25	310	170	526	908	92,2	41	39	23	33	0,0777
		26	300	172	525	898	90,9	44	42	27	37	0,0909
		27	302	176	528	905	89,9	44	42	25	35	0,0909
		28	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909
		29	300	170	521	872	91,4	43	42,4	22	32	0,0863
		30	305	168	516	883	91,8	42	41,1	19	29	0,0819
		31	300	170	521	872	91,4	43	42,4	22	32	0,0863

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	Septembrie 2006	01	303	167	516	893	92,7	40	39,7	19	29	0,0737	
		02	305	168	518	896	92,3	41	41,1	20	30	0,0777	
		03	306	170	531	872	92,7	40	40	20	30	0,0737	
		04	305	166	528	854	95,7	30	30,6	14	16	0,0424	
		05	300	165	519	854	95,7	30	30,8	14	16	0,0424	
		06	145	156	526	513	95,7	30	30	15	25	0,0424	
		07	145	156	526	513	95,7	30	30	15	25	0,0424	
		08	310	169	525	878	91,8	42	41,7	19	29	0,0819	
		09	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		11	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		13	307	170	528	883	91,8	42	43	21	31	0,0819	
		14	306	168	526	884	91,8	42	90,8	18	28	0,0819	
		15	306	168	521	883	93,1	39	39,3	15	25	0,0699	
		16	302	167	524	882	91,4	43	42,1	19	29	0,0863	
		17	309	170	524	876	92,3	41	38,7	15	25	0,0777	
		18	307	169	527	878	91,8	42	39	15	25	0,0819	
		19	308	170	532	889	92,3	41	40,9	17	27	0,0777	
		20	305	168	531	882	92,7	40	39,8	16	26	0,0737	
		21	308	170	531	894	94,1	36	37	14	24	0,0594	
		22	303	169	535	883	94,1	36	37,3	14	24	0,0594	
		23	309	172	526	912	93,3	38	38,5	16	26	0,0662	
		24	314	172	521	915	93,3	38	39	16	26	0,0662	
		25	311	170	527	900	93,3	38	38,2	15	25	0,0662	
		26	303	167	524	883	93,8	37	38,1	15	25	0,0627	
		27	305	166	519	889	93,8	37	37,9	14	24	0,0627	
		28	309	170	522	905	93,8	37	37,8	14	24	0,0627	
		29	311	172	520	915	93,3	38	41,5	15	25	0,0662	
		30	314	173	522	918	93,3	38	41,1	15	25	0,0662	

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice	
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar	
2	Octombrie 2006	01	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
		02	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
		03	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
		04	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		05	310	171	529	896	92,6	40	40	15	25	0,0737
		06	305	172	531	894	94,1	36	35,5	11	21	0,0594
		07	310	171	531	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		08	305	169	528	883	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		09	306	173	526	889	93,7	37	39	12	22	0,0627
		10	305	170	527	883	92,6	40	40,6	13	23	0,0737
		11	307	171	522	894	93,1	40	40,5	13	23	0,0699
		12	304	170	525	892	92,6	40	41,4	15	25	0,0737
		13	293	169	526	868	94,1	36	36	13	23	0,0594
		14	292	168	528	869	94,1	36	36	13	23	0,0594
		15	306	169	529	883	92,2	41	39,7	14	24	0,0777
		16	300	166	518	878	92,2	41	39,4	14	24	0,0777
		17	299	167	524	876	93,7	37	38,2	13	23	0,0627
		18	305	170	518	890	93,1	39	38,8	13	23	0,0699
		19	302	170	531	878	94,1	36	39,6	14	24	0,0594
		20	285	164	534	835	93,7	37	37,6	13	23	0,0627
		21	306	170	520	894	93,1	39	40	13	23	0,0699
		22	305	171	529	908	92,6	40	39,3	14	24	0,0737
		23	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		24	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		25	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		26	305	171	529	908	93,1	40	39,3	14	24	0,0699
		27	311	173	524	917	92,6	40	40	13	23	0,0737
		28	309	170	519	908	92,2	41	40,9	14	24	0,0777
		29	303	170	526	894	92,6	40	41,2	14	24	0,0737
		30	306	171	528	910	92,6	38	39	13	23	0,0737
		31	303	171	528	910	92,6	38	39	13	23	0,0737

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	Noiembrie 2006	01	319	177	527	968	95	33	32	13	23	0,0502	
		02	321	176	526	976	94,4	35	33	13	23	0,0562	
		03	311	173	524	917	92,6	40	40	13	23	0,0737	
		04	309	174	520	908	92,2	41	40,9	14	24	0,0777	
		05	310	171	531	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627	
		06	308	169	528	883	93,7	37	38,8	12	22	0,0627	
		07	309	173	526	889	93,7	37	39	12	22	0,0627	
		08	310	172	524	883	92,6	40	40,6	13	23	0,0737	
		09	312	171	522	894	93,1	40	40,5	13	23	0,0699	
		10	299	167	524	876	93,7	37	38,2	13	23	0,0627	
		11	305	170	518	890	93,1	39	38,8	13	23	0,0699	
		12	302	170	531	878	94,1	36	39,6	14	24	0,0594	
		13	295	164	534	835	93,7	37	37,6	13	23	0,0627	
		14	306	170	520	894	93,1	39	40	13	23	0,0699	
		15	305	166	528	854	95,7	30	30,6	14	16	0,0424	
		16	300	165	519	854	95,7	30	30,8	14	16	0,0424	
		17	318	176	526	950	94,1	36	35	12	23	0,0594	
		18	314	174	525	950	94,1	36	35	12	23	0,0594	
		19	312	174	524	926	94,4	35	34	13	23	0,0562	
		20	308	170	531	894	94,1	36	37	14	24	0,0594	
		21	303	169	535	883	94,1	36	37,3	14	24	0,0594	
		22	305	174	531	894	94,1	36	35,5	11	21	0,0594	
		23	310	171	528	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627	
		24	305	172	528	894	94,1	36	35,5	11	21	0,0594	
		25	310	171	531	896	93,7	36	35,5	11	21	0,0594	
		26	312	173	531	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627	
		27	305	170	528	890	93,7	37	38,8	12	22	0,0627	
		28	306	173	526	889	93,7	37	39	12	22	0,0627	
		29	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice	
1	U.M.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar	
2	Iunie 2007	01	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
		02	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
		03	300	172	528	915	93,3	38	40	24	34	0,0662
		04	300	172	530	900	93	39	37	23	33	0,0699
		05	305	175	528	915	94,3	35	34	19	28	0,0562
		06	305	174	528	910	94,6	34	32	19	28	0,0531
		07	308	175	529	912	95,8	30	29	12	23	0,0424
		08	300	174	530	890	94,6	34	32	22	31	0,0531
		09	306	174	525	905	94,6	34	32	19	29	0,0531
		10	304	175	526	906	94,6	34	32	19	28	0,0531
		11	305	175	526	900	94,3	35	33	19	29	0,0562
		12	305	173	528	895	92,6	40	38	24	34	0,0737
		13	300	172	530	900	93	39	37	23	33	0,0699
		14	305	175	526	900	94,6	34	32	19	28	0,0531
		15	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562
		16	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562
		17	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562
		18	310	176	528	940	89,5	35	33	21	31	0,0562
		19	300	175	525	890	94,6	34	32	18	27	0,0531
		20	305	174	526	910	94,6	34	32	18	27	0,0531
		21	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562
		22	310	176	528	940	89,5	35	33	21	31	0,0562
		23	302	174	526	900	93,8	37	35	23	33	0,0627
		24	305	176	525	905	93,8	37	35	21	31	0,0627
		25	304	170	526	920	91,4	43	41	25	35	0,0863
		26	300	172	528	915	93,3	38	40	24	34	0,0662
		27	300	172	530	900	93	39	37	23	33	0,0699
		28	296	175	524	890	92,2	41	39	24	34	0,0777
		29	295	174	526	893	92,2	41	39	25	35	0,0777
		30	296	175	524	890	92,2	41	39	24	34	0,0777

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	Iulie 2007	01	295	174	526	893	92,2	41	39	25	35	0,0777	
		02	300	176	525	900	90	44	42	28	38	0,0909	
		03	300	176	525	900	90	44	42	28	38	0,0909	
		04	300	176	525	905	91,4	43	41	29	39	0,0863	
		05	280	175	523	885	90	44	36	28	38	0,0909	
		06	300	176	525	900	91,4	43	38	28	38	0,0863	
		07	300	176	525	902	94,6	34	32	19	29	0,0531	
		08	295	174	526	893	92,2	41	39	25	35	0,0777	
		09	295	174	526	898	90	44	39	29	39	0,0909	
		10	300	175	525	900	93,1	39	37	23	33	0,0699	
		11	302	175	525	900	90	44	42	27	37	0,0909	
		12	300	174	528	895	89,4	47	45	31	41	0,1061	
		13	294	174	528	890	93,4	38	30	22	32	0,0662	
		14	290	175	523	885	90	44	36	28	38	0,0909	
		15	294	174	526	890	90	46	44	30	40	0,1008	
		16	300	175	525	895	89,4	47	45	32	42	0,1061	
		17	305	174	526	905	90	46	44	28	38	0,1008	
		18	305	174	526	905	90	46	44	28	38	0,1008	
		19	300	175	528	900	90	46	44	29	39	0,1008	
		20	302	175	525	900	90	44	42	27	37	0,0909	
		21	290	172	526	890	92,4	38	36	22	32	0,0662	
		22	304	176	526	915	93,8	37	35	21	31	0,0627	
		23	310	175	525	905	94,1	36	34	19	29	0,0594	
		24	296	174	525	895	94,6	34	32	18	28	0,0531	
		25	300	174	526	896	92,7	40	38	23	33	0,0737	
		26	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		27	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		28	295	175	525	890	92,7	40	38	28	37	0,0737	
		29	302	175	525	900	90	44	42	27	37	0,0909	
		30	295	174	526	893	92,2	41	39	25	35	0,0777	
		31	304	170	526	920	91,4	43	41	25	35	0,0863	

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	August 2007	01	294	174	526	890	90	46	44	30	40	0,1008	
		02	300	175	525	895	89,4	47	45	32	42	0,1061	
		03	305	174	526	905	90	46	44	28	38	0,1008	
		04	305	174	526	905	90	46	44	28	38	0,1008	
		05	300	175	528	900	90	46	44	29	39	0,1008	
		06	300	175	530	895	88,3	49	47	33	43	0,1173	
		07	295	174	526	890	87,1	51	49	34	44	0,1296	
		08	298	175	525	893	90,9	44	42	25	35	0,0909	
		09	300	175	525	895	89,4	47	45	32	42	0,1061	
		10	290	172	525	885	91,9	42	40	24	33	0,0819	
		11	305	174	526	905	90	46	44	28	38	0,1008	
		12	300	175	528	900	90,9	44	42	26	36	0,0909	
		13	303	175	530	908	88,3	49	47	32	42	0,1173	
		14	305	174	526	912	92,2	41	39	24	34	0,0777	
		15	298	175	525	905	87,7	50	48	34	44	0,1233	
		16	305	174	525	903	91,4	43	41	23	34	0,0863	
		17	305	170	525	918	92,7	40	38	23	33	0,0737	
		18	300	170	526	908	92,2	41	39	23	33	0,0777	
		19	300	170	525	898	90,9	44	42	27	37	0,0909	
		20	298	170	530	895	89,4	47	45	30	40	0,1061	
		21	305	170	528	914	88,7	50	48	33	43	0,1233	
		22	307	172	530	920	93,1	39	37	22	32	0,0699	
		23	288	165	525	880	92,7	40	38	26	35	0,0737	
		24	290	173	526	890	88,7	50	48	33	43	0,1233	
		25	298	170	523	898	88,3	49	47	28	38	0,1173	
		26	295	170	525	895	87,7	50	48	32	42	0,1233	
		27	285	170	525	882	87,7	50	48	33	43	0,1233	
		28	300	175	525	896	90	46	44	26	36	0,1008	
		29	295	172	525	895	89,4	47	45	29	39	0,1061	
		30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		31	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	Septembrie 2007	01	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
		02	-	-	-	-	-	-	-	-	-		
		03	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
		04	305	166	528	854	95,7	30	30,6	14	16	0,0424	
		05	300	165	519	854	95,7	30	30,8	14	16	0,0424	
		06	145	156	526	513	95,7	30	30	15	25	0,0424	
		07	145	156	526	513	95,7	30	30	15	25	0,0424	
		08	310	169	525	878	91,8	42	41,7	19	29	0,0819	
		09	305	168	516	883	91,8	42	41,1	19	29	0,0819	
		10	301	167	529	876	92,7	40	42	20	30	0,0737	
		11	308	170	532	889	92,3	41	40,9	17	27	0,0777	
		12	306	171	529	894	93,1	39	39,4	18	28	0,0699	
		13	307	170	528	883	91,8	42	43	21	31	0,0819	
		14	306	168	526	884	91,8	42	90,8	18	28	0,0819	
		15	306	168	521	883	93,1	39	39,3	15	25	0,0699	
		16	302	167	524	882	91,4	43	42,1	19	29	0,0863	
		17	309	170	524	876	92,3	41	38,7	15	25	0,0777	
		18	307	169	527	878	91,8	42	39	15	25	0,0819	
		19	308	170	532	889	92,3	41	40,9	17	27	0,0777	
		20	305	168	531	882	92,7	40	39,8	16	26	0,0737	
		21	308	170	531	894	94,1	36	37	14	24	0,0594	
		22	303	169	535	883	94,1	36	37,3	14	24	0,0594	
		23	309	172	526	912	93,3	38	38,5	16	26	0,0662	
		24	314	172	521	915	93,3	38	39	16	26	0,0662	
		25	311	170	527	900	93,3	38	38,2	15	25	0,0662	
		26	309	170	524	876	92,3	41	38,7	15	25	0,0777	
		27	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		28	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		29	305	168	531	882	92,7	40	39,8	16	26	0,0737	
		30	308	170	531	894	94,1	36	37	14	24	0,0594	

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice	
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar	
2	Octombrie 2007	01	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
		02	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
		03	304	170	525	892	92,6	40	41,4	15	25	0,0737
		04	300	168	527	871	92,6	40	40,6	15	25	0,0737
		05	310	171	529	896	92,6	40	40	15	25	0,0737
		06	305	172	531	894	94,1	36	35,5	11	21	0,0594
		07	310	171	531	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		08	305	169	528	883	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		09	306	173	526	889	93,7	37	39	12	22	0,0627
		10	305	170	527	883	92,6	40	40,6	13	23	0,0737
		11	307	171	522	894	93,1	40	40,5	13	23	0,0699
		12	304	170	525	892	92,6	40	41,4	15	25	0,0737
		13	305	166	528	854	95,7	30	30,6	14	16	0,0424
		14	300	165	519	854	95,7	30	30,8	14	16	0,0424
		15	306	169	529	883	92,2	41	39,7	14	24	0,0777
		16	300	166	518	878	92,2	41	39,4	14	24	0,0777
		17	299	167	524	876	93,7	37	38,2	13	23	0,0627
		18	305	170	518	890	93,1	39	38,8	13	23	0,0699
		19	302	170	531	878	94,1	36	39,6	14	24	0,0594
		20	285	164	534	835	93,7	37	37,6	13	23	0,0627
		21	306	170	520	894	93,1	39	40	13	23	0,0699
		22	305	171	529	908	92,6	40	39,3	14	24	0,0737
		23	306	169	529	883	92,2	41	39,7	14	24	0,0777
		24	300	166	518	878	92,2	41	39,4	14	24	0,0777
		25	299	167	524	876	93,7	37	38,2	13	23	0,0627
		26	305	170	518	890	93,1	39	38,8	13	23	0,0699
		27	311	173	524	917	92,6	40	40	13	23	0,0737
		28	309	170	519	908	92,2	41	40,9	14	24	0,0777
		29	303	170	526	894	92,6	40	41,2	14	24	0,0737
		30	306	171	528	910	92,6	38	39	13	23	0,0737
		31	306	171	528	910	92,6	38	39	13	23	0,0737

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	Noiembrie 2007	01	310	171	531	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627	
		02	308	169	528	883	93,7	37	38,8	12	22	0,0627	
		03	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		04	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		05	310	171	531	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627	
		06	308	169	528	883	93,7	37	38,8	12	22	0,0627	
		07	309	173	526	889	93,7	37	39	12	22	0,0627	
		08	310	172	524	883	92,6	40	40,6	13	23	0,0737	
		09	312	171	522	894	93,1	40	40,5	13	23	0,0699	
		10	305	166	528	854	95,7	30	30,6	14	16	0,0424	
		11	300	165	519	854	95,7	30	30,8	14	16	0,0424	
		12	302	170	531	878	94,1	36	39,6	14	24	0,0594	
		13	295	164	534	835	93,7	37	37,6	13	23	0,0627	
		14	306	170	520	894	93,1	39	40	13	23	0,0699	
		15	305	166	528	854	95,7	30	30,6	14	16	0,0424	
		16	300	165	519	854	95,7	30	30,8	14	16	0,0424	
		17	318	176	526	950	94,1	36	35	12	23	0,0594	
		18	314	174	525	950	94,1	36	35	12	23	0,0594	
		19	312	174	524	926	94,4	35	34	13	23	0,0562	
		20	308	170	531	894	94,1	36	37	14	24	0,0594	
		21	303	169	535	883	94,1	36	37,3	14	24	0,0594	
		22	305	174	531	894	94,1	36	35,5	11	21	0,0594	
		23	310	171	528	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627	
		24	305	166	528	854	95,7	30	30,6	14	16	0,0424	
		25	300	165	519	854	95,7	30	30,8	14	16	0,0424	
		26	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		27	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		28	306	173	526	889	93,7	37	39	12	22	0,0627	
		29	305	166	528	854	95,7	30	30,6	14	16	0,0424	
		30	300	165	519	854	95,7	30	30,8	14	16	0,0424	

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	Iunie 2008	01	308	175	525	910	93,1	39	37	19	29	0,0699	
		02	307	174	525	910	94,6	34	26	18	28	0,0531	
		03	304	175	525	903	94,6	34	26	18	28	0,0531	
		04	305	174	526	920	94,9	33	35	17	27	0,0502	
		05	300	175	525	890	94,6	34	32	18	27	0,0531	
		06	305	175	528	915	94,3	35	34	19	28	0,0562	
		07	305	174	528	910	94,6	34	32	19	28	0,0531	
		08	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		09	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		10	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		11	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		12	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	
		13	310	176	528	940	89,5	35	33	21	31	0,10562	
		14	300	175	525	890	94,6	34	32	18	27	0,0531	
		15	305	174	526	910	94,6	34	32	18	27	0,0531	
		16	302	174	525	903	92,7	40	38	19	29	0,0737	
		17	308	175	525	914	92,3	41	39	21	31	0,0777	
		18	305	174	526	910	93,8	37	35	19	29	0,0627	
		19	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		20	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		21	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	
		22	310	176	528	940	89,5	35	33	21	31	0,10562	
		23	295	170	526	896	91,9	42	40	22	32	0,0819	
		24	310	174	525	913	91,9	42	40	23	33	0,0819	
		25	317	177	530	950	92,2	41	39	18	29	0,0777	
		26	307	172	525	920	93,1	39	37	19	29	0,0699	
		27	305	170	525	918	92,7	40	38	23	33	0,0737	
		28	300	170	526	908	92,2	41	39	23	33	0,0777	
		29	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909	
		30	310	174	526	925	90,5	45	43	25	35	0,0909	

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termo-dinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	Iulie 2008	01	300	176	528	905	89,9	44	42	25	35	0,0909	
		02	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909	
		03	310	174	526	925	90,5	45	43	25	35	0,0909	
		04	307	176	525	920	89,9	44	42	25	36	0,0909	
		05	303	175	526	911	89,9	44	42	25	36	0,0909	
		06	307	172	530	920	93,1	39	37	22	32	0,0699	
		07	300	174	530	890	94,6	34	32	22	31	0,0531	
		08	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		09	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		11	310	176	526	926	91,4	43	41	26	36	0,0863	
		12	300	174	530	890	94,6	34	32	22	31	0,0531	
		13	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		14	300	174	530	890	94,6	34	32	22	31	0,0531	
		15	300	174	530	890	94,6	34	32	22	31	0,0531	
		16	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909	
		17	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909	
		18	300	174	530	890	94,6	34	32	22	31	0,0531	
		19	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		20	300	174	528	885	94,3	35	33	21	31	0,0562	
		21	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	
		22	310	176	528	940	89,5	35	33	21	31	0,10562	
		23	305	170	525	918	92,7	40	38	23	33	0,0737	
		24	300	170	526	908	92,2	41	39	23	33	0,0777	
		25	305	172	527	908	92,7	40	38	24	34	0,0737	
		26	298	177	525	900	89,9	44	42	24	34	0,0909	
		27	298	177	525	900	89,9	44	42	24	34	0,0909	
		28	310	175	530	928	90,5	45	43	25	35	0,0959	
		29	315	173	526	932	92,7	40	38	20	30	0,0737	
		30	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	
		31	305	175	526	905	94,3	35	32	20	30	0,0562	

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termo-dinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	August 2008	01	294	174	526	890	90	46	44	30	40	0,1008	
		02	300	175	525	895	89,4	47	45	32	42	0,1061	
		03	305	174	526	905	90	46	44	28	38	0,1008	
		04	305	174	526	905	90	46	44	28	38	0,1008	
		05	300	175	528	900	90	46	44	29	39	0,1008	
		06	300	175	530	895	88,3	49	47	33	43	0,1173	
		07	295	174	526	890	87,1	51	49	34	44	0,1296	
		08	298	175	525	893	90,9	44	42	25	35	0,0909	
		09	300	175	525	895	89,4	47	45	32	42	0,1061	
		10	290	172	525	885	91,9	42	40	24	33	0,0819	
		11	305	174	526	905	90	46	44	28	38	0,1008	
		12	300	175	528	900	90,9	44	42	26	36	0,0909	
		13	303	175	530	908	88,3	49	47	32	42	0,1173	
		14	305	174	526	912	92,2	41	39	24	34	0,0777	
		15	298	175	525	905	87,7	50	48	34	44	0,1233	
		16	305	174	525	903	91,4	43	41	23	34	0,0863	
		17	305	170	525	918	92,7	40	38	23	33	0,0737	
		18	300	170	526	908	92,2	41	39	23	33	0,0777	
		19	300	170	525	898	90,9	44	42	27	37	0,0909	
		20	298	170	530	895	89,4	47	45	30	40	0,1061	
		21	305	170	528	914	88,7	50	48	33	43	0,1233	
		22	307	172	530	920	93,1	39	37	22	32	0,0699	
		23	288	165	525	880	92,7	40	38	26	35	0,0737	
		24	290	173	526	890	88,7	50	48	33	43	0,1233	
		25	298	170	523	898	88,3	49	47	28	38	0,1173	
		26	295	170	525	895	87,7	50	48	32	42	0,1233	
		27	285	170	525	882	87,7	50	48	33	43	0,1233	
		28	300	175	525	896	90	46	44	26	36	0,1008	
		29	295	172	525	895	89,4	47	45	29	39	0,1061	
		30	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		31	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice	
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar	
2	Septembrie 2008	01	291	174	526	896	94,4	35	33	22	32	0,0562
		02	303	170	528	904	89,4	47	45	27	37	0,1061
		03	295	172	525	900	87,7	50	48	30	40	0,1233
		04	300	165	525	905	90	46	44	26	36	0,1008
		05	304	170	526	910	92,7	40	38	20	30	0,0737
		06	295	170	526	895	88,9	48	46	27	37	0,1116
		07	250	170	526	910	92,7	40	38	20	30	0,0737
		08	305	172	526	912	87,7	50	48	30	40	0,1233
		09	300	174	525	900	85,8	53	51	33	43	0,1429
		10	295	172	525	893	86,4	52	50	32	42	0,1361
		11	295	170	526	896	91,9	42	40	22	32	0,0819
		12	310	174	525	913	91,9	42	40	23	33	0,0819
		13	300	174	525	902	94,1	36	35	17	27	0,0594
		14	285	175	526	890	95	33	32	15	25	0,0502
		15	307	172	525	911	90,5	45	43	25	35	0,0959
		16	305	174	526	907	94,6	34	32	16	26	0,0531
		17	302	174	525	903	92,7	40	38	19	29	0,0737
		18	308	175	525	914	92,3	41	39	21	31	0,0777
		19	305	174	526	910	93,8	37	35	19	29	0,0627
		20	300	176	528	905	89,9	44	42	25	35	0,0909
		21	298	178	525	904	89,9	44	43	24	34	0,0909
		22	310	175	525	920	88,9	48	46	29	39	0,1116
		23	310	175	530	928	90,5	45	43	25	35	0,0959
		24	315	173	526	932	92,7	40	38	20	30	0,0737
		25	310	174	526	925	90,5	45	43	25	35	0,0909
		26	307	176	525	920	89,9	44	42	25	36	0,0909
		27	303	175	526	911	89,9	44	42	25	36	0,0909
		28	305	172	527	908	92,7	40	38	24	34	0,0737
		29	310	174	523	924	92,7	40	39	18	28	0,0737
		30	298	177	525	900	89,9	44	42	24	34	0,0909

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice		
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar		
2	Octombrie 2008	01	311	173	527	926	87,1	51	49	31	41	0,1296	
		02	313	174	526	926	87,7	50	48	31	41	0,1233	
		03	312	174	528	918	87,7	50	48	30	40	0,1233	
		04	294	176	525	886	85,7	53	51	32	43	0,1429	
		05	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		06	303	175	526	895	92,7	40	38	25	35	0,0737	
		07	305	174	526	907	94,6	34	32	16	26	0,0531	
		08	302	174	525	903	92,7	40	38	19	29	0,0737	
		09	315	176	527	943	93,7	37	35	16	26	0,0627	
		10	317	177	530	950	92,2	41	39	18	29	0,0777	
		11	315	176	527	943	93,7	37	35	16	26	0,0627	
		12	317	177	530	950	92,2	41	39	18	29	0,0777	
		13	317	174	526	950	92,7	40	36	16	26	0,0737	
		14	308	170	531	894	94,1	36	37	14	24	0,0594	
		15	303	169	535	883	94,1	36	37,3	14	24	0,0594	
		16	320	177	527	968	95	33	32	13	23	0,0502	
		17	322	176	526	976	94,4	35	33	13	23	0,0562	
		18	305	175	526	923	95,3	32	30	12	22	0,0475	
		19	275	176	525	886	95,5	31	30	10	20	0,0449	
		20	316	176	525	950	95	33	31	10	20	0,0502	
		21	318	176	526	950	94,1	36	35	12	23	0,0594	
		22	315	174	525	950	94,1	36	35	12	23	0,0594	
		23	310	174	524	926	94,4	35	34	13	23	0,0562	
		24	320	177	527	968	95	33	32	13	23	0,0502	
		25	322	176	526	976	94,4	35	33	13	23	0,0562	
		26	305	175	526	923	95,3	32	30	12	22	0,0475	
		27	275	176	525	886	95,5	31	30	10	20	0,0449	
		28	316	176	525	950	95	33	31	10	20	0,0502	
		29	318	176	526	950	94,1	36	35	12	23	0,0594	
		30	315	174	525	950	94,1	36	35	12	23	0,0594	
		31	310	174	524	926	94,4	35	34	13	23	0,0562	

PARAMETRII DE FUNCȚIONARE AI CONDENSATORULUI SI TURBINEI CU ABUR F1C 330 MW

Nr. Crt.	Denumire parametru	Puterea electrica la bornele generatorului	Presiunea aburului la intrarea in CIP	Temperatura aburului la intrare in CIP	Debitul aburului la intrarea in CIP	Vidul in condensator	Temperatura de condensare	Temperatura condensatului la ieșire	Temperatura apei de răcire la intrarea in KTA	Temperatura apei de răcire la ieșirea din KTA	Presiunea de condensare determinata din tabele termodinamice	
1	UM.	MW	bar	°C	t/h	%	°C	°C	°C	°C	bar	
2	Noiembrie 2008	01	319	177	527	968	95	33	32	13	23	0,0502
		02	321	176	526	976	94,4	35	33	13	23	0,0562
		03	311	173	524	917	92,6	40	40	13	23	0,0737
		04	309	174	520	908	92,2	41	40,9	14	24	0,0777
		05	310	171	531	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		06	308	169	528	883	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		07	309	173	526	889	93,7	37	39	12	22	0,0627
		08	310	172	524	883	92,6	40	40,6	13	23	0,0737
		09	312	171	522	894	93,1	40	40,5	13	23	0,0699
		10	299	167	524	876	93,7	37	38,2	13	23	0,0627
		11	305	170	518	890	93,1	39	38,8	13	23	0,0699
		12	302	170	531	878	94,1	36	39,6	14	24	0,0594
		13	295	164	534	835	93,7	37	37,6	13	23	0,0627
		14	306	170	520	894	93,1	39	40	13	23	0,0699
		15	305	166	528	854	95,7	30	30,6	14	16	0,0424
		16	300	165	519	854	95,7	30	30,8	14	16	0,0424
		17	318	176	526	950	94,1	36	35	12	23	0,0594
		18	314	174	525	950	94,1	36	35	12	23	0,0594
		19	312	174	524	926	94,4	35	34	13	23	0,0562
		20	308	170	531	894	94,1	36	37	14	24	0,0594
		21	303	169	535	883	94,1	36	37,3	14	24	0,0594
		22	305	174	531	894	94,1	36	35,5	11	21	0,0594
		23	310	171	528	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		24	305	172	528	894	94,1	36	35,5	11	21	0,0594
		25	310	171	531	896	93,7	36	35,5	11	21	0,0594
		26	312	173	531	896	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		27	305	170	528	890	93,7	37	38,8	12	22	0,0627
		28	306	173	526	889	93,7	37	39	12	22	0,0627
		29	305	170	527	883	92,6	40	40,6	13	23	0,0737
		30	295	174	526	886	95,5	31	30	10	20	0,0449

FIȘIERUL DE INTRARE A MĂRIMILOR VARIABILE ÎN PROGRAM

```
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
c temperatura de intrare a          c
c fluidului rece [C], t2p          c
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
7.0
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
c debitul masic al fluidului        c
c rece [kg/s], m2                  c
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
5055,55
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
c debitul masic al aburului din     c
c condensator [kg/s], m1           c
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
163.9
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
c debitul masic al aburului din     c
c turbina [kg/s], m1t              c
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
255.6
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
c viteza apei in staturile          c
c de intrare si ieșire [m/s]       c
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
3.2
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
c diametrul interior al             c
c țevii [mm], di                   c
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
16.0
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
c diametrul exterior al             c
c tevii [mm], de                   c
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
18.0
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
c coeficient de conductivitate     c
c al peretelui [W/m K]             c
```



```
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
110.0
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
c Lungimea țevilor          c
c   [m]                      c
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
10.494
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
c Depunerile de partea      c
c aburului,Rdep1 [m2 K/W]   c
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
0.0000
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
c Depunerile de partea      c
c apei,Rdep2 [m2 K/W]       c
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
0.0000
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
c titlu aburului umed       c
c   x [kJ/kg]               c
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
0.9
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
c Numărul de rânduri de țevi c
c   N [-]                    c
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
13250
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
c Diferenta de temperatura  c
c   deltat [C]              c
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
8.5
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
c Numarul de tevi def       c
c   N2 [-]                  c
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
0
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
c presiunea la intrare in   c
c   turbina [bar]           c
CCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCCC
```

170.0
cc
c temperatura la intrare in c
c turbina [C] c
cc
526.0

SCHEMA LOGICĂ A PROGRAMULUI CPCA

```
! CALC_SCHMB.f90
!
! FUNCTIONS:
!     CALC_SCHMB   - Entry point of console application.
!
!*****
!
! PROGRAM: CALC_SCHMB
!
! PURPOSE: Entry point for the console application.
!
!*****

! calcul schimbătorului de căldură cu fascicul de țevi in manta

PARAMETER (NMAX=100)

REAL k,k10,kest,kfin
REAL lambdap,lambda2,lambda1,Lpu,Lpi,Lft,Lef,Ls,Lsm,Lts,Lu,Li,L,Lt
REAL m1,m1t,m2,m2in,mi22,midep2,mi2,midep1,mil,multip
REAL Nu1,Nu2

OPEN(1,FILE='schmb_6.inp',STATUS='OLD')

OPEN(5,FILE='rezultat.dat',STATUS='NEW')

READ                                                                    (1,225)
t2p,m2in,m1,m1t,wst,di,de,lambdap,Lt,Rdep1,Rdep2,x,Nt1,deltat,Nt2,ptur,ttur

! Rezistentele la trecerea căldurii de partea apei resp. a aburului

m2=m2in*(1.0-1.0*Nt2/Nt1)

rapalfa=2.0
multip=m2/m1
pcond=0.037
```

! Entalpia aburului la intrare in turbina

call ifptx(ptur,ttur,1.0,r,rprim)

! Suprafața de transfer termic

Ssc=(Nt1-Nt2)*3.14*de*0.001*Lt

! Temperaturile medii

t2med = t2p

! proprietățile termofizice ale apei

do j3=1,30

ro2 = 999.78 - .01275 * t2med**1.75

cp2 = 4231 - 2.085 * t2med + .0177 * t2med**2

mi2 = 1.9398E-05 * EXP(544.27 / (t2med**.96 + 120.2))

lambda2 = .561 + .002967 * t2med**.9 - .0000178 * t2med**1.8

Pr2 = mi2 * cp2 / lambda2

ro2g=0.00605+0.61226*pcond-0.02648*pcond**2

midep2 = mi2

! proprietățile termofizice ale apei si aburului la tcond

ro1l = 999.78 - .01275 * tcond**1.75

lambda1 = .561 + .002967 * tcond**.9 - .0000178 * tcond**1.8

mil = 1.9398E-05 * EXP(544.27 / (tcond**.96 + 120.2))

do j6=1,150

tcond=t2p+(1000.0*(rsec-rprim)/(multip*cp2))+deltat

pcond=0.00985*exp(tcond/19.9949)

call ifptx(pcond,tcond,x,rsec,rprim)

rcond=(rsec-rprim)/x

end do

! Puterea termica a condensatorului

Q=m1*(rsec-rprim)*1000.0

q1=Q/Ssc

! temperatura de iesire a apei

$$t2k = t2p + Q / (m2 * cp2)$$

$$t2med1 = (t2k + t2p) / 2$$

IF (ABS(t2med1 - t2med)<.01) THEN

GOTO 20

END IF

$$t2med = t2med1$$

ENDDO

20 continue

! Diferența de temperatura medie logaritmica

$$deltatln = (t2k - t2p) / \text{LOG}((tcond - t2p) / (tcond - t2k))$$

! Viteza apei

$$w2 = (4.0 * m2) / (3.14 * ro2 * (Nt1 - Nt2) * (di * 0.001) ** 2.0)$$

! Criteriul Reynolds

$$Re2 = (w2 * (di * 0.001) * ro2) / mi2$$

! Criteriul Nusselt

$$Nu2 = 0.023 * Re2 ** 0.8 * Pr2 ** 0.33$$

! Coeficientul de convecție de partea apei

$$alfa2 = Nu2 * lambda2 / (di * 0.001)$$

! Coeficientul de convecție in cazul cond. pe un singur tub orizontal

$$\text{alfa1s1}=0.651*((\text{lambda1}^{**3}*\text{ro1l}*(\text{ro1l}-\text{ro2g})^9.81*\text{rcond}^*1000.0)/(\text{mil}*\text{de}^*0.001))^{**0.33}$$

$$\text{alfa1s1}=0.9*\text{alfa1s1}$$

! Coeficientul global de transfer termic

$$\text{alfa1s2}=\text{alfa1s1}*(\text{Rdep1}+(\text{de}/\text{di})*(1.0/\text{alfa2}+\text{Rdep2})+(\text{de}^*0.001)/(2.0*\text{lambda}*\text{p}))^*\text{LOG}(\text{de}/\text{di})$$

! Densitatea fluxului de căldura

!do i=1,200

$$\text{!q2}=(\text{alfa1s1}/(\text{q1}^{**0.333}+\text{alfa1s2}))^*\text{deltatln}$$

$$\text{!q1}=\text{q2}$$

!end do

$$\text{k}=\text{alfa1s1}/(\text{q1}^{**0.33}+\text{alfa1s2})$$

$$\text{alfa1}=\text{alfa1s1}*\text{q1}^{**(-0.33)}$$

$$\text{Q10}=\text{k}*(\text{Ssc}*\text{deltatln})$$

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

$$\text{t2k1}=\text{t2p}+\text{Q10}/(\text{m2}*\text{cp2})$$

$$\text{rprim1}=\text{rsec}-\text{Q10}/(\text{m1}^*1000.0)$$

!!!!!!!!!!!!!!!!!!!!

! Căderea de presiune la intrare

$$\text{depe1}=1.815*(\text{ro2}^*\text{w2}^{**2})/2.0$$

! Căderea de presiune la curgerea prin țevi

$$\text{zita}=0.316/\text{Re2}^{**0.25}$$

$$\text{depe2}=\text{zita}*(\text{Lt}/(\text{di}^*0.001))*(\text{w2}^{**2}/2.0)*\text{ro2}$$

! Căderea de presiune la intrare și ieșire din camerele colectoare

$$\text{depe3}=2.0*1.5*\text{ro2}^*(\text{wst}^{**2.0})/2.0$$

! Căderea de presiune totala

depe=depe1+depe2+depe3

k10=Q/(Ssc*deltatln)

!Puterea termica a turbinei

Q2=m1t*1000.0*(r-rsec)

225

FORMAT(////,F10.0,////,F10.0,////,F10.0,////,F10.0,////,F10.0,////,F10.0,////,F10.0,////,F10.0,////,F10.0,////,F10.0,////,F10.0,////,F10.0,////,I10,////,F10.0,////,I10,////,F10.0,////,F10.0)

227 FORMAT(F5.1,F7.1,F6.1,F7.1)

229 FORMAT(F4.1,F5.1)

231 FORMAT(I3,I4)

write (*,*) k,q1,k10,Q10,Q,t2k1,rprim1

WRITE(5,*) ' Condensatorul cu fascicul de țevi in manta'

WRITE(5,*)

WRITE(5,(a,F10.3)) ' Puterea termica a condensatorului Q [kW] = ',Q * .001

WRITE(5,(a,F10.3)) ' Puterea termica a turbinei Qt [kW] = ',Q2 * .001

WRITE(5,*) ' Abur'

WRITE(5,(a,F10.3)) ' Presiunea de condensare pcond [bar] = ', pcond

WRITE(5,(a,F10.3)) ' Temperatura de condensare tcond [C] = ', tcond

WRITE(5,(a,F10.3)) ' Debitul masic din condensator m1 [kg/s] = ', m1

WRITE(5,(a,F10.3)) ' Debitul masic din turbina m1t [kg/s] = ', m1t

WRITE(5,(a,F10.4)) ' Rezistentele la trecerea călduri datorita depunerilor R1 [m2 K/W] = ', Rdep1

WRITE(5,(a,F10.3)) ' Pentru temperatura de condensare tcond [C] = ', tcond

WRITE(5,(a,F10.3)) ' Căldura latentă de vaporizare [kJ/kg] = ', rcond

WRITE(5,(a,F10.3)) ' Entalpia la ieșire [kJ/kg] = ', rprim

WRITE(5,(a,F10.3)) ' Entalpia la intrare [kJ/kg] = ', rsec

WRITE(5,(a,F10.3)) ' Entalpia la intrare in turbina [kJ/kg] = ', r

WRITE(5,(a,F10.3)) ' Densitatea aburului [kg/m3] = ', ro2g

```
WRITE(5,*)
WRITE(5,*) ' Apa '
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' Temperatura de intrare t2p [ C] = ', t2p
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' Temperatura de ieșire t2k [ C] = ', t2k
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' Temperatura peretelui tp [ C] = ', tperete
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' Debitul masic inițial m2in [kg/s] = ', m2in
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' Debitul masic real m2 [kg/s] = ', m2
WRITE(5,'(a,F10.4)') ' Rezistentele la trecerea călduri datorita depunerilor R2
[m2 K/W] = ', Rdep2
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' Pentru temperatura medie de t2med [ C] = ', t2med
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' Capacitatea termica masica cp2 [J/kg K] = ', cp2
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' Densitatea ro2 [kg/m3] = ', ro2
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' Conductivitatea termica lambda2 [W/m K] = ', lambda2
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' Viscositatea dinamica mi2 [Pa s] = ', mi2
WRITE(5,*)
WRITE(5,*) ' Condensat '
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' Densitatea condensatului [kg/m3] = ', ro1l
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' Conductivitatea termica [W/m K] = ', lambda1
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' Viscositatea dinamica [Pa s] = ', mi1
WRITE(5,*)
WRITE(5,'(a,I6)') ' Caracteristicile constructive ale schimbătorului de căldura '
WRITE(5,'(a,F12.2)') ' Diferența de temp. medie log. dtlg [ grd] = ', deltatl
WRITE(5,'(a,F12.2)') ' Suprafața de transfer termic Ssc [m2] = ', Ssc
WRITE(5,'(a,I8)') ' Numărul de țevi din fascicul Nt1 = ', Nt1
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' Lungimea țevilor Lt [m]= ', Lt
WRITE(5,*)
WRITE(5,*) ' Performanțele fluidodinamice ale schimbătorului de căldura '
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' alfa1 [W/m2 K] = ', alfa1
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' Viteza de curgere a fluidului rece w2 [m/s] = ', w2
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' Criteriul Reynolds Re2 = ', Re2
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' alfa2 [W/m2 K] = ', alfa2
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' Coeficientul global de transfer termic k [W/m2 K] = ', k
WRITE(5,'(a,F10.3)') ' Căderea de presiune totala de partea țevii depe [Pa] = ',
depe

END
```


FIȘIERUL DE IEȘIRE A MĂRIMILOR CALCULATE CU PROGRAMUL CPCA

Puterea termică a condensatorului	$Q = 358257,875 \text{ kW}$
Puterea termică a turbinei	$P = 268456,219 \text{ kW}$
Abur	
Presiunea de condensare	$p_{\text{cond}} = 0,045 \text{ bar}$
Temperatura de condensare	$t_{\text{cond}} = 30,443 \text{ }^\circ\text{C}$
Debitul masic din condensator	$m_1 = 163,900 \text{ kg/s}$
Debitul masic din turbina	$m_{1t} = 255,600 \text{ kg/s}$
Rezistentele la trecerea călduri datorită depunerilor	$R_1 = 0,0000 \text{ m}^2\text{K/W}$
Pentru temperatura de condensare	$t_{\text{cond}} = 30,443 \text{ }^\circ\text{C}$
Căldura latentă de vaporizare	$r_1 = 2428,702 \text{ kJ/kg}$
Entalpia condensatului la ieșire	$i_1'' = 127,505 \text{ kJ/kg}$
Entalpia aburului la intrare în condensator	$i_1' = 2313,336 \text{ kJ/kg}$
Entalpia aburului la intrare în turbina	$i_0 = 3363,634 \text{ kJ/kg}$
Masa specifică a aburului	$\rho_1 = 0,034 \text{ kg/m}^3$
Apa	
Temperatura de intrare	$t_2' = 7,00 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura de ieșire	$t_2'' = 23,862 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperatura peretelui	$t_p = 0,000 \text{ }^\circ\text{C}$
Debitul masic inițial	$m_{2\text{in}} = 5055,000 \text{ kg/s}$
Debitul masic real	$m_2 = 5055,000 \text{ kg/s}$
Rezistentele la trecerea călduri datorita depunerilor	$R_2 = 0,0000 \text{ m}^2\text{K/W}$
Pentru temperatura medie de	$t_{2\text{med}} = 15,431 \text{ }^\circ\text{C}$
Capacitatea termică masică	$c_2 = 4203,041 \text{ J/kg K}$
masă specifică a apei	$\rho_2 = 998,248 \text{ kg/m}^3$
Conductivitatea termică a apei	$\lambda_2 = 0,593 \text{ W/m K}$
Viscozitatea dinamică	$\eta_2 = 0,001 \text{ Ns/m}^2$
Condensat	
masă specifică condensatului	$\rho_{\text{cond}} = 994,749 \text{ kg/m}^3$
Conductivitatea termică	$\lambda_{\text{cond}} = 0,617 \text{ W/m K}$
Viscozitatea dinamică	$\eta_{\text{cond}} = 0,001 \text{ Ns/m}^2$
Caracteristicile constructive ale schimbătorului de căldură	
Diferența de temp. medie log.	$\Delta t_{\text{med}} = 13,27 \text{ }^\circ\text{C}$
Suprafața de transfer termic	$A = 7858,85 \text{ m}^2$

Numărul de țevi din fascicul	$N = 13250$ bucăți
Lungimea țevilor	$L = 10,494$ m
Performantele termo fluidodinamice ale schimbătorului de căldura	
Coeficientul de convecție pe partea aburului	$\alpha_1 = 10873,113$ W/m ² K
Viteza de curgere a fluidului rece	$w_2 = 1,902$ m/s
Criteriul Reynolds	$Re_2 = 26989,070$
Coeficientul de convecție pe partea apei	$\alpha_2 = 5934,734$ W/m ² K
Coeficientul global de transfer termic	$k_T = 3434,434$ W/m ² K
Căderea de presiune totală de partea țevii	$\Delta p = 0,47799$ bar

Bibliografie.

- [1] Homutescu V., Zubcu V., Zubcu D. *Condensatoare de abur*. Editura „Gheorghe Asachi” Iași 1998.
- [2] Schröder K. *Centrale termoelectrice de putere mare*. Ed. Teh., Buc. 1971.
- [3] Badea, A.. *Echipamente și instalații termice*. Editura Tehnică Buc. 2003.
- [4] Nagi M, Laza I , Mihon L. *Schimbătoare de căldură*. Vol. II, 290 pagini. ISBN 978- 973-52-0075-6, Mirton. Timișoara 2007.
- [5] Badea,A. *Schimbătoare de căldură*. Editura Agir , București 2000.
- [6] <http://www.timet.com/cod-p26.htm>. Titanium Metals Corporation. CODEWELD Titanium Tubing. Istoria titanului în industria energetică.
- [7] <http://www.eddycurrentworld.com/articles/Ti-Condenser%20Tubing.pdf>
Tevi din titan pentru condensatoare de abur.
- [8] <http://www.ticotitanium.com/chemshow.pdf> Despre titan si aplicațiile sale.
- [9] A. Briggs, H. H. Bui. *Condensation of steam on banks of tubes-new experimental data and an evaluation of predictive methods*. 4th Baltic Heat Transfer Conference, Lithuanian Energy Institute, 25–27.08. 2003.
- [10] *** *Schimbătoare din tuburi*. Catalog RAAL, Bistrița, România, 2005.
- [11] Nagi M, Iorga D, Laza I , Mihon L, Ostoia D. *Schimbătoare de căldură*. Vol.I, 306 pagini. Mirton, Timișoara 2006.
- [12] Nagi M.,Lelea D. Negoitescu A. *Consideratii privind imbunatatirea schimbului de caldură prin convecție la țevi* . Analele Univ." E. Murgu" Resita Anul IV NR.1. 1997.
- [13] Boian, I. *Asupra performanțelor termice a schimbătoarelor de căldură*. CNT 3–4.06.1994. Timișoara, Vol. II pag. 90-95.
- [14] Ardelean Z, Neacșu E, Stoian F, Jădăneanț M, Nagi M. *Partea Termică a Centralelor Termoelectrice*. Editura MIRTON, Timișoara 1999.

- [15] Jadaneant M, Nagi M. *Bazele termoenergeticii*. Ediția a 2-a Orizonturi Universitare Timișoara, ISBN 978-973-638-378-6, Timișoara 2008.
- [16] Stancescu I. *Termoenergetica industrială*. Seria Termo-Frig, Editura Tehnică. București, 1979.
- [17] P. Ilies, V. Martian, M. Nagi, *Influence of extended water heat surface on water coolers*. Conferința națională de termotehnica cu participare internațională, 31-mai-01 iunie, 2007, Ploiești, Ed Univ. Petrol si gaze
- [18] Sadik Kakaç. *Boilers, Evaporators, and Condensers*. Publisher: Interscience: 1 edition. Aprilie 15 1991.
- [19] Nagi M. *Utilaje termice*. Facultatea de mecanică Timișoara. Pentru uzul studenților. Vol. II 1995.
- [20] Ionescu L, Lăzăroiu Ghe, Niculae D. *Analiza funcționării condensatoarelor turbinelor cu abur*. Producerea, Transportul și Distribuția Energiei Electrice și Termice, nr.5, mai 1999.
- [21] Radulescu M, ș.a.m.d. *Instrucțiuni de exploatare pentru turbina F1C 330MW*. ICEMENERG București 1983.
- [22] Nagi M, Sporea O. *Exploatarea recuperatoarelor de caldura compacte*. Bul. Ses.Com. Stiint.1997. Hunedoara, Vol.IV. pg,1005-1008
- [23] Popa B s.a. *Schimbătoare de căldura industriale*. Buc., Ed. Teh, 1977.
- [24] Stewart S., W., Shelton, S., V., Aspelund, K., „*Finned-tube heat exchanger optimization methodology*”. *Heat Transfer Engineering*. vol. 26, Nr. 9, 2006.
- [25] Theil, H., Nagi, M. *Cercetări privind performanțele termice și fluidodinamice ale unor suprafețe de schimb de căldură extinse prin aripioare*. Universul tehnic U.M.T.Vol.II 1988 - pag.574 - 577.
- [26] S. Gasiunas, R. Pabarcus. *Fluent evaluated steam velocity distributions in the LEI Pulser using a „porous region” to stimulate condensation*. 4th Baltic Heat Transfer Conference, Lithuanian En. Inst., 25–27.08.2003.

- [27] Nagi M., Jacimovici G. S. *Considerații privind îmbunătățirea constructivă a schimbătoarelor de căldură compacte*. Analele Universității. "E. Murgu" Reșița Nr.3, 1996.
- [28] A. Nouri, S. Djabari. *Simulation of turbulent condensation in horizontal tubes using VOF method*. 4th Baltic Heat Transfer Conf., Lithuanian Energy Institute, 25–27 august 2003.
- [29] Lavric E.D., *Schimbătoare de căldură de mare eficacitate*. Editura. Matrix Rom. București 2000.
- [30] Nagi, M., Theil, H., Laza, I., Ilies, P., Runcan A.. *Preocupări privind realizarea în țară a unor schimbătoare de căldură de eficiență ridicată, din aluminiu*. Lucrările simpozionului de termotehnică și mașini termice. Vol.I. Timișoara, pag.109 – 116, 1988.
- [31] Laza I, Mihon. L, Nagi M. *Echipamente si instalații termonergetice* Ediția a 2-a, Editura "Orizonturi universitare" ISBN 978-973-638-367-0, 133 pagini, Timișoara 2008.
- [32] Viorel Marian, Regneala Ghe. *Fenomenul Depunerilor si influenta acestora asupra performantelor utilajelor aferente centralelor electrice si termice*. Prod., Transp. și Distribuția Energiei Electrice și Termice, nr.5, mai 1999.
- [33] Ionescu, L. *Studiul schimbătoarelor de căldură de suprafață cu depuneri*. Teză de doctorat, Universitatea Politehnică București, 1987.
- [34] Miron V., *Aparate schimbătoare de căldură*. Recomandări privind calculul termic, Editura Zigotto, Galați, 1999.
- [35] Popa B s.a. *Schimbătoare de căldură industriale*. Ed. Teh., Buc., 1977.
- [36] * * * *Manualul inginerului termotehnician*. Vol II, Ed. Teh., Buc. 1986.
- [37] Laza I., Nagi, M., Lelea D. *Influența criteriului Pr asupra transmiterii căldurii la curgerea prin tuburi cu generatoare de turbulență*. Termo. Româneasca '96 Ed. "Gh. Asachi" Iasi, Vol.II. pg.84-89.

- [38] Theil, H., Laza, I., Micu, A., Nagi, M. *Calculul transmiterii căldurii în exteriorul țevilor în schimbătoare de căldură cu fascicul de țevi în manta*. Lucrările Conferinței de Transmiterea căldurii și optimizarea utilizării energiei termice Brașov 1986.
- [39] Theil H, Laza I, Nagi M, Resiga R.S. *Studiul relațiilor criteriale pentru calculul schimbului de căldură convectiv la curgerea fluidelor în interiorul țevilor*. Lucrările simpozionului T.M.T. Vol. I, Timișoara 1988.
- [40] Leca A, Pop M, Badea A. *Procese și instalații termice în centralele nucleare electrice*. Ed. Teh. Și Ped. București 1979.
- [41] Creța G. *Turbine cu abur și gaze*. Buc. Ed. did. și ped. 1981.
- [42] Creța G. *Turbine cu abur și cu gaze*. Ed. Teh. 1996 ISBN 973-31-0965-7.
- [43] *** *Standard for Steam Surface Condensers*. Heat Exchange Institute; 8 th edition; January 1984.
- [44] *Tubular Exchanger Manufactureres*. Ediția 6-a, New York, 1978.
- [45] Nagi M. *Calculul și construcția utilajelor și rețelelor termice* Vol. II. Litografia. U.P.T. 1998.
- [46] Leca A, Ionescu L, Stan N. *Calculul schimbătoarelor de căldură de suprafață cu depuneri*. Energetica, vol. 23, nr. 7-8, 1975.
- [47] Nagi, M., Theil, H. *Studii și cercetări în vederea proiectării unor noi schimbătoare de căldură*. Protocol I.P.T. pentru I.U.T. Bistrița 1988.
- [48] Negru, L.D., Laza, I. *Influența numărului de rânduri de țevi asupra performanțelor bateriilor aripate*. Conferința Națională de Termotehnică Timișoara 3-4 iunie 1994, pag.79- 83.
- [49] Laza I., Nagi, M., Lelea D. *Influenta numărului de rânduri de tuburi si a pasului dintre aripioare asupra performantelor termice si fluido-dinamice ale bateriei de țevi aripate*. Termo. Româneasca 1996 Ed. "Gh. Asachi" Iasi, Vol. I. pg.335-340.

- [50] Theil H. *Calculul termic al schimbătoarelor de căldură*. Inst. Poli. „Traian Vuia” Timișoara 1983.
- [51] Nagi M, Mihon L. *Compactizarea utilajelor termice*. Conferința Jubiliară Sibiu 1996.
- [52] Nagi M. *Transmiterea căldurii și dinamica gazelor*. Vol Lito U.T.T. 1996.
- [53] Nagi M., Negoitescu A. *Cercetari teoretice și experimentale privind transferul termic și fluidodinamic al suprafețelor cu nervuri ondulate*. A.IV-a Conf. Nat. Tehn. Craiova 1998.
- [54] Idelcik, I. E. *Îndrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice*. Editura Tehnică. 1984.
- [55] Ancusa V. *Mecanica fluidelor și mașini hidraulice*. LITO I.P.T., Vol. II. 1980
- [56] Ștefănescu, D., Leca, A. . *Transfer de căldură și masă*. Editura didactică și pedagogică, București 1983.
- [57] Stasiek J., Inst. J. *Heat Mass Transfer*. n^o41, 899-914, 1998.
- [58] Kays W., London A., *Compact heat exchangers*. New York, 1955.
- [59] Romașcu, G., Dragușin, D., Rogociu, I., Macodean, L., Marculescu, G., *Determinări experimentale privind funcționarea condensatorului turbinei de la unitatea nr.1 a CNE Cernavodă*. ENERGETICA nr. 8-9 pag. 394, august-septembrie 1999.
- [60] Lăzăroi, Gh. *Modelarea și simularea de procese și componente ale CTE în regim permanent și tranzitoriu*. Teză de doctorat, Universitatea Politehnică Buc., 1997.
- [61] P. J. Marto. *Power Condenser Heat Transfer Tehnolog: Computer Modeling/ Design/Fouling*. Publisher: McGraw Hill Text; October 1981.
- [62] Richard E. Putnam. *Steam Surface Condensers: Basic Principles, Performance, Monitoring and Maintenance*. Publisher: Amer Society of Mechanical Engineers; Jan. 2001.

- [63] Kler A.M., Dekanova N.P., Skripkin S.K., *Mathematical Modelling and Optimization of Problems of Operative Control of Power Stations*. Nauka, Novosibirsk, 1997.
- [64] Maksimov A.S., *Modernization of SMPP and applications to a problem of adaptation of mathematical models of cogeneration steam turbines*. Proc. of young scientists of SEI SB RAS, Iss. 34: Sci. and Tech. Progress in Power Engng., SEI SB RAS, Irkutsk, 2004, P. 120–129.
- [65] Dekanova N.P., Kler A.M., and Mikheev A.V., *Numerical methods for diagnostic equipment of power plants, Therm ophysics and Aeromechanics* 2000, Vol. 7, No. 3, p. 427–437.
- [66] Kler A.M., Dekanova N.P., Shchegoleva T.P. et al., *Methods for Optimization of Complex Power Systems*. Nauka, Novosibirsk, 1993.
- [67] Neacșu, EL., Nagi, M. *Termotehnică. Tabele, formule, diagrame*. Litografia U.T.T.1991.
- [68] Bell K.J. *Engineering Data Book II*. Wolverine Tube Inc., 2001.
- [69] Vukalovici, M. P. *Proprietățile termodinamice ale apei și aburului*. Editura Tehnica, București , 1966.
- [70] J.R. Thome, *Engineering Data Book III*. Wolverine Tube Inc., 2005.
- [71] Nagi M, Neacsu E. *Tabele, diagrame și formule termotehnice*. Litografia U.T.T. 1997.
- [72] Motantau D, Nagi M, Stanciu T. *Modelarea transferului de căldura în regim laminar prin tubul simplu*. Conferința Termo, editia XV cu participare internațională. Craiova, ISBN 973-742-089-6.
- [73] Nagi M, Negoitescu A. *Variația presiunii și a vitezei la curgerea fluidelor prin canale sinusoidale*. Analele Universității. "E. Murgu" Reșița Anul IV Nr.1. 1997.

- [74] Nagi M, Alexandru D, Motantau. *Optimizarea funcționării schimbătoarelor de căldură compacte*. Luc. Conf. Term. CONSTANTA 14- 16.11.2002.
- [75] J. D. Jackson, P. An, M. Ahmadinejad. *Effect of surface orientation on heat removal from mixtures of steam and air by a water-cooled condensing plate*. 4th Baltic Heat Transfer Conference, Lithuanian Energy Institute, 25–27 august 2003.
- [76] Badea, A. *Instalații termice industriale*. Curs pentru subingineri, Institut. Pol. București. 1981.
- [77] Carabogdan, GH.,s.a. *Instalații termice industriale*. Edit. Tehnică. Buc. 1978.
- [78] Gheorghe, GH. *Măsurarea debitelor de fluid*. Edit. Tehnică Buc. 1978.
- [79] Tole, H. *Măsurări în Instalații termice*. Editura Tehnică București, 1972.
- [80] M. L. Mathur, F.S. Mehta, R.P. Tiwari, R.S. Vaishwnar. *Elements of Mechanical Engineering* (Mechanical Technology).Oscar Publications, Delhi, India, 2004.
- [81] M.C.Bologa, I.A.Cojuhari, A.V.Malahov, I.C.Savin. *Condensator, i lu A.c.* 1492874 SSSR MC1F 13/16. Capatina;In-t pricl. fizichi AN MSSR (SSSR). Zaiavca No. 4326927, prioritet 12.11.1987, zaregistrovano 08.03.1989.
- [82] Nagi, M., Negru, L.D. *Cercetări privind perfecționarea sub aspect funcțional al schimbătoarelor de căldură compacte din aluminiu, cu nervuri ondulate, destinate motoarelor cu ardere internă*. Conferința națională de termotehnică. Comunicări Științifice Timișoara 1994, Vol.II, pag.74.
- [83] M.C. Bologa, I.A. Cojuhari, A.V. Malahov, I.C. Savin, V.P. Corovchi i N.S. Alecseeva: *Isporitelino - condensationnaia sistema*;In-t priklad. fizichi AN MSSR (SSSR). A.c. 1471775 SSSR, MCI F28 D 15/02. Zaiavca No. 4155675, prioritet 12.11.1986, zaregistrovano 08.12.1988.
- [84] M. C. Bologa. *Elektrogidrodinamicheskie isparitelino-kondensatsionnye sistemy*. Publisher: „Shtiinătësä”; 1991.

- [85] Jacimovic B., Genic S., Nagi M., Laza I., *Problemi iz toplotnih operacija i aparata*, Smeits, Beograd, 1996.
- [86] M. L. Mathur, F.S. Mehta, R.P. Tiwari, R.S. Vaishwnar. *Elements of Mechanical Engineering* (Mechanical Technology).Oscar Publications, Delhi, India, 2004.
- [87] Nagi M., Negoitescu A. *Schimbătoare de căldura din aluminiu realizate in tara, utilizate la aparate aeronautice*. Analele Univ." E. Murgu" Resita Anul 2000. ISSN.
- [88] Nagi M., Negru L.D., Laza I., Lalea D. *Studii teoretice și experimentale privind posibilitățile de comparare*. OPREMI U PROCESNOJ INDUSTRIJI BEOGRAD 26-27 oct. 1994.
- [89] Nagi M, Negoitescu A. *Cercetări privind performantele suprafețelor de transfer termic cu nervuri discontinue*. A. IV-a Conferința Națională Tehn. Craiova 1998.
- [90] Jadaneant M, Nagi M. *Întocmirea și analiza bilanțurilor termoenergetice*. Ediția a 2-a Orizonturi Universitare Timișoara 2008.
- [91] Bica M, Nagi M. *Transfer de masă si căldura*. UNIVERSITARIA CRAIOVA 1999, ISBN 973-9271-52-9.
- [92] Bica M. *Transfer de căldură in regim nestaționar*. UNIVERSITARIA CRAIOVA 2000.
- [93] Bean I, Laza I. *Influența efectului de capăt la schimbătoare de căldură cu țevi cu aripioare de tip "Behr"*. Lucrările simpozionului de Termotehnică și mașini termice. Timișoara 4 - 5 nov.1988.Vol. II pag. II.181 - 186.
- [94] Negru, D.L, *Transmiterea căldurii și dinamica gazelor*. Vol. I, lito UTT - 1990.
- [95] [http://en.wikipedia.org/wiki/Condenser_steam\(steam_turbine\)](http://en.wikipedia.org/wiki/Condenser_steam(steam_turbine)) Condensatoare pentru turbine cu abur, instalații de condensare.

- [96] http://www.power.alstom.com/home/equipament_system/heat_exchange/steam_condenser/tube_cleing_systems. Echipamente de curățire a tevilor.
- [97] http://www.energymanagertraining.com/power/condenser&cooling_sys.htm
Curățirea condensatoarelor de abur.
- [98] http://www.usaindustries.com/heat_cleaning_equipament.htm Cataloage
cu echipamente de curățire a tevilor condensatoarelor.
- [99] <http://www.conco-system.com/tubecleaners.php> Sisteme CONCO de
curățire a tevilor. Perii de plastic de diferite marimi și forme pentru curățirea
depunerilor din interiorul tevilor.
- [100] http://www.technos.fr/tubclea_ctcs.htm Sisteme de curățire cu bile a
depunerilor din interiorul tevilor.
- [101] http://www.goodway.com/condenser_tube_cleaners.htm Echipamente de
curățire a tevilor.

**LUCRĂRILE AUTORULUI PUBLICATE ÎN PERIOADA
REALIZĂRII TEZEI DE DOCTORAT**
Ing. SĂFTOIU OVIDIU

Nr. crt.	Titlul lucrării	Autori	Revista/an/ISBN/ISSN/pag.	Pag.
0	1	2	3	4
1	Critical considerations regarding the comparison criterions of heat exchangers	NAGI M., BOJAN C., <i>SĂFTOIU OVIDIU.</i>	Bul. StiinT. Tehnic U.T.T. Tom 46(60) pag. 29-32 Mec. 2001, ISSN 1224-6077	4
2	Cercetari privind necesitatea curatirii condensatorului principal al turbinei de 330 MW	<i>SAFTOIU OVIDIU,</i> NAGI M, RACOCEANU C.	Luc. Conf. Internat. UNIVERSITY'S DAY. Tg-Jiu 24-25 mai 2002, ISBN	6
3	Recherches concernant les phénomènes thermo hydrauliques des canaux ondulés des radiateurs d'aluminium	NAGI M., BOJAN C., <i>SĂFTOIU OVIDIU</i>	Bul. StiinT. Tehnic U.T.T. Tom 47(61) Mec. 2002, ISSN 1224-6077	4
4	Reducerea emisiilor de oxizi de azot prin folosirea arzătoarelor în trepte pentru praf de cărbune.	RACOCEANU C. <i>SAFTOIU OVIDIU</i>	Proceedings Scientific Conference 10 th edition with international participation, Tg-Jiu, 2005, pag. 195-198, 973-7637-27-5	4
5	Influenta condițiilor atmosferice asupra apei de răcire a condensatorului si asupra randamentului de funcționare a grupului energetic de 330 MW.	<i>SAFTOIU OVIDIU</i>	Al 28-lea Congres ARA 3-8 iunie 2003, CD	4
6	Influența creșterii temperaturii de intrare a apei de răcire in condensatorul turbinei de 330 MW asupra presiunii de condensare și a puterii termice	<i>SAFTOIU OVIDIU,</i> NAGI M.	A X-a Conf. St. Cu part. Internat. Tg Jiu , 4-5 nov 2005, CD	4

0	1	2	3	4
7	Influenta depunerilor din interiorul țevilor asupra funcționării condensatorului turbinei cu abur de 330 MW.	<i>SAFTOIU OVIDIU, NAGI M. CARABAS D.</i>	A XVII – a Conferința națională de termotehnica CNT 21-22 mai 2009 BRAȘOV	6
8	Funcționarea condensatorului turbinei cu abur de 300 MW la variația debitului apei de răcire.	<i>SAFTOIU OVIDIU, NAGI M. CARABAS D.</i>	A XVII – a Conferința națională de termotehnica CNT 21-22 mai 2009 BRAȘOV	4
9	Cercetări privind performanțele condensatorului turbinei cu abur de 330MW în funcție de temperatura apei de răcire	<i>SAFTOIU OVIDIU, NAGI M.</i>	I-st International Symposium on Green Energy 14-16mai ISGE 2009 Cluj-Napoca.	

Examene susținute:

- Termodinamică,
- Transfer de căldură și masă,
- Calculul și construcția utilajelor termice.

Referate susținute:

- Stadiul actual al cercetărilor în domeniul condensatoarelor de abur,
- Studii teoretice privind performanțele condensatoarelor de abur în condițiile variației parametrilor agentului de răcire,
- Cercetări experimentale privind performanțele condensatoarelor de abur în condițiile variației parametrilor agentului de răcire.

CURRICULUM VITAE

Nume: SĂFTOIU
Prenume: OVIDIU
Data și locul nașterii: 06.10.1969, Târgu - Jiu.
Adresa: Târgu-Jiu, str. România Muncitoare nr.2
Telefon: 0724349075
E-mail: ovi_deli@yahoo.com

Studii în medii:

-1983–1988 Liceul de matematică fizică „Tudor Vladimirescu” din
Târgu-Jiu,
Profilul: Electrotehnică.

Studii superioare:

-1993–1998 Facultatea de inginerie, „Universitatea C^{tin} Brâncuși” din
Târgu – Jiu,
Profilul: Energetic,
Specializarea: Centrale Termoelectrice.

Activitatea profesională:

- ***În perioada 15.02.1999 – 10.01.2000:***
 - Inginer la S.C. General Turbo S.A. București în cadrul Departamentului Asistență Tehnică.
- ***În perioada 10.01.2000 – 23.07.2006:***
 - Inginer șef proiecte la S.C. General Turbo S.A. București în cadrul Departamentului Asistență Tehnică; coordonare lucrări de

reparație și modernizare la grupurilor energetice nr. 3, 4 și 5 din
cadrul S.E. Rovinari S.A.

- *În perioada 15.08.2006 - 15.03.2007:*

➤ Inginer S.C.R.S. Termoserv S.A. Rovinari.

- *În perioada 15.03.2007 până în prezent:*

➤ Inginer șef secție Reparații Cazane de Abur la S.C.R.S.
Termoserv S.A. Rovinari.