

ASPECTE PRIVIND DIMENSIONAREA SCHIMBĂTOARELOR DE CĂLDURĂ IMERSATE ÎN STRATUL FLUIDIZAT AL CAZANELOR DE ABUR LA UTILIZAREA DIFERITELOR TIPURI DE COMBUSTIBILI SOLIZI

*D. Hoară PhD, Gh. Lăzăroiu, prof. dr.
Universitatea Politehnica București, România*

1. INTRODUCERE

În prezent, cazanele de abur sunt concepute să utilizeze combustibili solizi inferiori, în condiții energetice și ecologice optime. Concomitent cu scăderea continuă, în timp, a calității cărbunilor se pune, din ce în ce mai des, problema valorificării prin ardere a combustibililor cu conținut ridicat de Sulf. Sub acest aspect un interes considerabil îl prezintă, în mod special, tehnologia de ardere a combustibililor solizi, în strat fluidizat.

Arderea particulelor de combustibil se produce în condițiile unor turbulențe accentuate realizată prin fluidizare, la un nivel de temperatură coborât, cuprins între 800÷950°C, pentru a nu favoriza apariția monoxidului de azot termic, NO. Menținerea acestui nivel de temperatură se realizează prin imersarea unor suprafețe de schimb de căldură datorită intensității deosebite a schimbului de căldură în stratul fluidizat.

2. DESCRIEREA CAZANULUI DE ABUR CU SCHIMBĂTOR DE CĂLDURĂ IMERSAT ÎN STRATUL FLUIDIZAT

Cazanul cu strat fluidizat reprezintă o soluție modernă de ardere a combustibililor solizi, care poate fi funcțional pentru o gamă largă de puteri instalate, chiar și la nivel mic. Schema tehnică a unui astfel de cazan este prezentată în figura următoare. În cazanul de abur particulele solide sunt colectate și recirculate, eventual după ce trec printr-un strat convențional, răcit prin structura internă a unui cazan. Acestea funcționează la viteze liniare mari de circulație ale stratului fluidizat, în scopul de a permite o durată de ședere comparabilă cu cea a unui gaz. În stratul fluidizat, circulația materialelor în strat și turbulența ridicată în camera de ardere asigură o bună amestecare și un timp de rezidență lung pentru particulele de combustibil, oferind

combustie bună și control al emisiilor. Stratul fluidizat acționează ca un purtător de căldură, stabilizând temperatura stratului. În stratul fluidizat al cazanului, este imersat un schimbător de căldură, care preia căldura din interiorul stratului și o transformă în abur. Temperatura ridicată a stratului permite arderea combustibililor cu putere calorică ridicată fără probleme în reglarea temperaturii stratului de jos. Este posibilă de asemenea și schimbarea rapidă între diferiți combustibili.

Stratul fluidizat este conceput pentru a mișca cea mai mare parte a solidelor afară din zona cuptorului de ardere și pentru a atinge cea mai mare parte a transferului de căldură în afara zonei de ardere – secțiunea convectivă, pereții de apă și la ieșirea din coloana ridicătoare. Circulația particulelor oferă un transfer de căldură eficient către pereții cazanului și către schimbătorul de căldură imersat în strat precum și un timp de staționare mai mare a particulelor în strat. Menținerea constantă a temperaturii gazelor de ardere la finele focarului, t_f , se face pe baza recirculării particulelor precum și datorită existenței schimbătorului de abur imersat în strat, S_1 . De asemenea, în funcție de intensitatea transferului de căldură dintre strat și schimbătorul de abur, poate varia fracția de goluri și expansiunea stratului fluidizat.

3. DIMENSIONAREA SUPRĂÎNCĂLZITORULUI DE ABUR IMERSAT ÎN STRATUL FLUIDIZAT AL CAZANULUI DE ABUR

Suprăîncălzitorul de abur imersat în stratul fluidizat al focarului cazanului se caracterizează prin schimb de căldură intens, dar și prin uzură prin abraziune înaintată, din partea particulelor de cărbune; de asemenea, ea limitează înălțimea de expansiune a stratului fluidizat. În figura 2 este prezentat schimbătorul de căldură imersat în stratul fluidizat al cazanului de abur prezentat în figura 1.

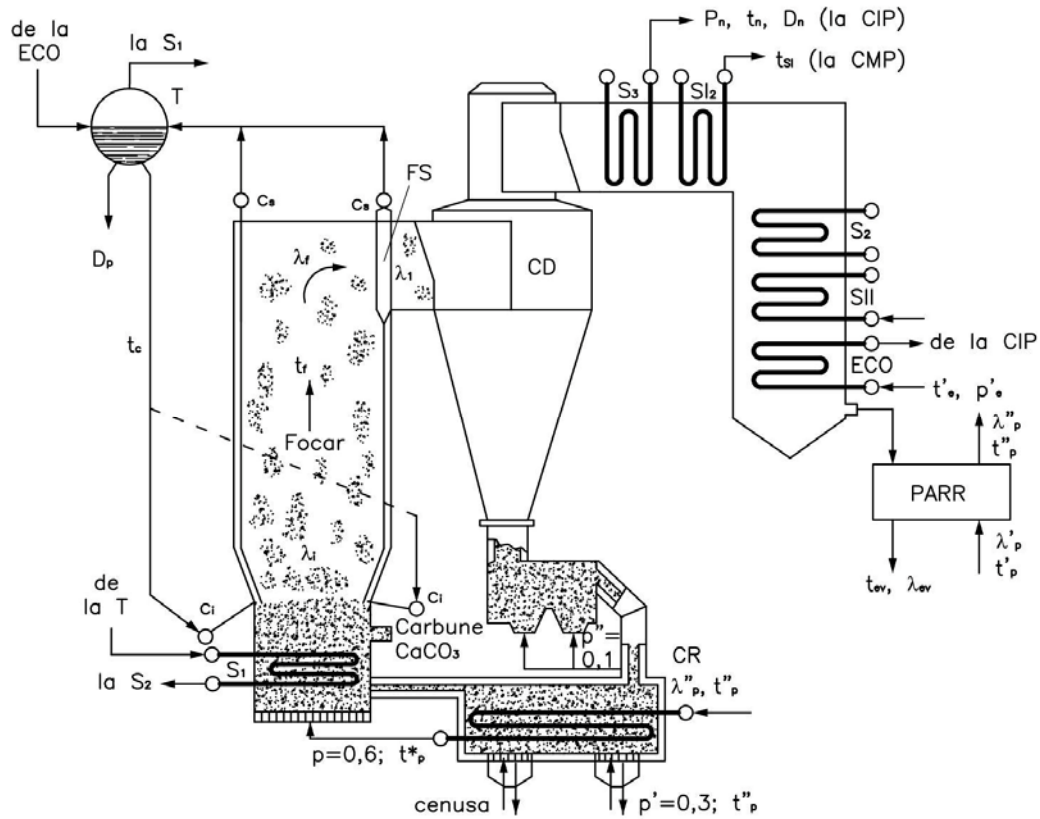


Figura 1. Schema cazanului de abur cu schimbător de abur imersat în stratul fluidizat.

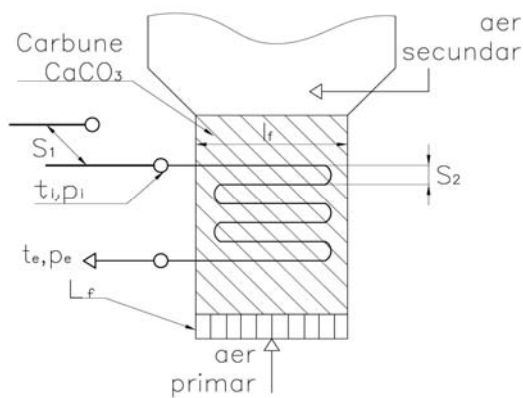


Figura 2. Dispunerea supraîncălzitorului de abur în stratul fluidizat al cazanului [3].

Modul de calcul al supraîncălzitorului de abur imersat în stratul fluidizat este prezentat în continuare [1,2,3].

- Numărul de serpentine este:

$$Z_1 = \frac{L_f - S_1}{S_1} \text{ [serpentine]} \quad (1)$$

unde: L_f [m] este lungimea părții inferioare a focarului, S_1 [m] - pasul transversal al țevilor schimbătorului de căldura.

- Numărul de țevi care formează o serpentină va fi:

$$n = \frac{4 \cdot DS_1}{\pi \cdot d_i^2 \cdot Z_1} \text{ [-]} \quad (2)$$

unde: DS_1 [kg/s] este debitul nominal de abur, d_i [m] - diametrul interior al țevii.

Așezarea țevilor supraîncălzitorului de abur este de tip meandru.

- Se determină temperatura aburului la ieșirea din supraîncălzitorul de abur din relația:

$$Q_{S_1} = DS_1 \cdot (i_e - i_c) \text{ [kW]} \quad (3)$$

Rezultă:

- o entalpia aburului la ieșirea din supraîncălzitorul de abur este:

$$i_e = i_i + \frac{Q_{S_1}}{D_{S_1}} \left[\frac{kJ}{kg} \right] \quad (4)$$

- o entalpia aburului la intrarea în supraîncălzitorul de abur:

$$i_i = i_s \text{ [kJ/kg]} \quad (5)$$

unde: i_e [kJ/kg] este entalpia aburului la ieșirea din supraîncălzitorul de abur, i_i [kJ/kg] - entalpia aburului la intrarea în supraîncălzitorul de abur, Q_s [kW] - puterea termică a supraîncălzitorului de abur imersat în strat.

- o se determină temperatura t_e :

$$t_e = f(p_e; i_e) \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (6)$$

$$p_e = p_r - \Delta p \text{ [bar]} \quad (7)$$

unde: Δp [bar] este pierderea de presiune pe partea aburului în supraîncălzitorul de abur, p_i [bar] - presiunea aburului la intrare în supraîncălzitorul de abur, p_e [bar] - presiunea aburului la ieșirea din supraîncălzitorul de abur, se determină diferența medie logaritmică de temperatură.

$$\Delta t_{mlg} = \frac{t_e - t_i}{\ln\left(\frac{t_s - t_i}{t_s - t_e}\right)} \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (8)$$

unde: t_i [°C] este temperatura aburului la intrare în supraîncălzitorul de abur, t_e [°C] - temperatura aburului la ieșirea din supraîncălzitorul de abur, t_s [°C] - temperatura stratului fluidizat.

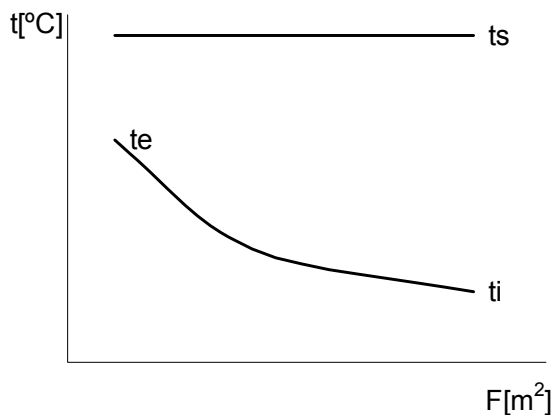


Figura 3. Evoluția temperaturilor agenților termici [3].

- Coeficientul de schimb de căldură se determină cu relația:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_c + \alpha_r} + \frac{d}{2 \cdot \lambda_p} \cdot \ln(d_m) + \frac{d_m}{\alpha_i}} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (9)$$

unde: α_c [W/m²K] este coeficientul de transfer de căldură prin convecție de la strat la peretele țevii, α_r [W/m²K] - coeficientul de transfer de căldură prin convecție de la peretele țevii la abur, α_i [W/m²K] - coeficientul de transfer de căldură prin convecție de

la peretele țevii la abur (acesta curge longitudinal), λ_p [W/mK] - conductivitatea termică pentru oțel, d_m [-] - raportul între diametrul exterior și interior ale țevii schimbătorului de căldură.

α_c se determină în funcție de raportul

$$\left[\frac{Re_s \cdot \rho_s}{\rho_a} \right] \text{ astfel:}$$

- pentru $\left[\frac{Re_s \cdot \rho_s}{\rho_a} \right] < 2050$ rezultă α_c :

$$\alpha_c = 0,66 \cdot \left(\frac{\lambda_a}{d} \right) \cdot Pr_a^{0,3} \cdot \left[\frac{w_{strat} \cdot d \cdot \rho_s \cdot (1 - \varepsilon)}{v_a \cdot \rho_a \cdot \varepsilon} \right]^{0,44} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (10)$$

- pentru $\left[\frac{Re_s \cdot \rho_s}{\rho_a} \right] \geq 2050$ rezultă α_c :

$$\alpha_c = 420 \cdot \left(\frac{\lambda_s}{d} \right) \cdot Pr_a^{0,3} \cdot \left[\frac{w_{strat} \cdot d \cdot \rho_a \cdot v_a}{\rho_s \cdot g \cdot d_s^3} \right]^{0,3} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (11)$$

$$Re_s = w_{strat} \cdot \left(\frac{d_s}{v_a} \right) \quad (12)$$

unde: Pr_a [-] este criteriul Prandtl pentru aer la temperatura stratului fluidizat, λ_a [W/mK] - conductivitatea termică a aerului la temperatura stratului fluidizat, v_a [m²/s] - vâscozitatea cinematică a aerului la temperatura stratului fluidizat, ρ_s [kg/m³] - densitatea particulelor în strat, ρ_a [kg/m³] - densitatea agentului de fluidizare, Re_s [-] - criteriul Reynolds pentru strat, d [m] - diametrul exterior al țevii, w_{strat} [m/s] - viteza agentului de fluidizare, ε - porozitatea stratului, d_s [m] - diametrul particulei în strat.

- Coeficientul de schimb de căldură prin radiație de la strat la perete se calculează cu relația:

$$\alpha_r = 4,6 \cdot 10^{-8} \frac{T_s^4 - T_p^4}{t_s - t_p} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (13)$$

$$t_p = \bar{t}_r + \Delta t = \frac{t_i + t_e}{2} + \Delta t \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (14)$$

unde: t_s [°C] este temperatura stratului, \bar{t}_r [°C] - temperatura medie din supraîncălzitorul de abur, t_p [°C] - temperatura peretelui metalic spălat de gaze, Δt [°C] - diferența de temperatură.

- Coeficientul de transfer de căldură prin convecție de la peretele țevii la abur (acesta curge longitudinal); se calculează cu relația:

$$\alpha_i = 0,023 \cdot \frac{\lambda_{abur}}{d_i} \left(\frac{w_{abur} \cdot d_i}{v_{abur}} \right)^{0,8} \cdot Pr_{abur}^{0,4} \left[\frac{W}{m^2 K} \right] \quad (15)$$

unde: Pr_{abur} [-] este criteriul Prandtl pentru abur la temperatura și presiunea medie din supraîncălzitorul de abur, λ_{abur} [W/mK] - conductivitatea termică a aburului la temperatura și presiunea medie din supraîncălzitorul de abur, v_{abur} [m²/s] - vâscozitatea cinematică a aburului la temperatura și presiunea medie din supraîncălzitorul de abur, w_{abur} [m/s] - viteza aburului.

- Viteza aburului se determina cu:

$$w_{abur} = w \cdot \rho \cdot \bar{v} \left[\frac{m}{s} \right] \quad (16)$$

unde: $w \cdot \rho$ $\left[\frac{kg}{m^2 s} \right]$ - viteza masică a aburului prin

țevi, \bar{v} $\left[\frac{m^3}{kg} \right]$ - volumul specific mediu al agentului

de lucru.

- Raportul diametrelor țevii supraîncălzitorului de abur:

$$d_m = \frac{d_e}{d_i} [-] \quad (17)$$

unde: d_e [m] este diametrul exterior al țevii schimbătorului de căldură, d_i [m] - diametrul interior al țevii schimbătorului de căldură.

- Suprafața de schimb de căldură a supraîncălzitorului de abur imersat în strat este

$$F_{Sl} = \frac{1000 \cdot Q_{Sl}}{k \cdot \Delta t_{mlg}} [m^2] \quad (18)$$

După calculul suprafeței de schimb de căldură se pot determina mărimile geometrice constructive ale supraîncălzitorului de abur imersat în strat

- Lungimea serpentinei

$$l_s = \frac{F_{Sl}}{\pi \cdot d_e \cdot n \cdot Z_l} [m^2] \quad (19)$$

- Porțiunea dreaptă a serpentinei se calculează cu:

$$y = l_f - 2 \cdot e - (n-1) \cdot b - 2 \cdot \rho [m] \quad (20)$$

$$\rho = 1,75 \cdot d_e [m] \quad (21)$$

unde: l_f [m] este lățimea părții inferioare a focarului, ρ [m] - raza minimă de curbura a țevii, e , b [m] - elemente caracteristice canalului în care se montează schimbătorul de căldură

- Numărul de brațe ale serpentinei se determină cu

$$N = \frac{l_s + \pi \cdot \rho - 2 \cdot e - 2 \cdot \rho}{y + \pi \cdot \rho} \quad (22)$$

- Înălțimea finală a supraîncălzitorului de abur:

$$h_{Sl} = N \cdot (n-1) \cdot d + (n-1) \cdot b + 2 \cdot \rho \cdot (N-1) + d [m] \quad (23)$$

4. REZULTATE

A. Date de intrare

Mărimă	Not	UM	Valoare
Puterea termică a supraîncălzitorului de abur imersat în stratul fluidizat al cazanului	Q_{Sl}	kW	35000,00
Temperatura aburului la intrare în supraîncălzitorul de abur	t_i	°C	360,149
Presiunea aburului la intrare în supraîncălzitorul de abur	p_i	bar	187,00
Viteza agentului de fluidizare	w_{str}	m/s	6,00
Temperatura stratului	t_s	°C	800,00
Porozitatea stratului	ε_s	-	0,65
Diametrul particulei în strat	d_s	mm	2,50
Densitatea particulelor în strat	ρ_s	kg/m ³	2750,00
Debitul nominal de abur	D_{Sl}	kg/s	123,10
Lungimea părții inferioare a focarului pentru lignit	l_f	m	7,02

Lățimea părții inferioare a focarului pentru lignit	l_f	m	6,34
Lungimea părții inferioare a focarului pentru huilă	L_f	m	7,45
Lățimea părții inferioare a focarului pentru huilă	l_f	m	6,72

Se aleg țevi de următoarele dimensiuni:

Mărime	Notație	UM	Valoare
Diametrul exterior al țevii	d_e	mm	40,00
Grosimea țevii	s	mm	6,00
Diametrul interior al țevii	d_i	mm	28,00

În figura 4 este prezentată analiza elementară a combustibililor solizi utilizați în calculele de dimensionare a focarelor cu ardere în strat fluidizat.

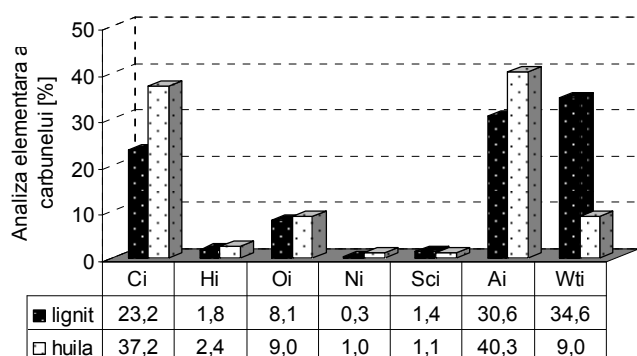


Figura 4. Analiza elementară a combustibilului solid [3,9].

unde: C_i este conținutul de carbon, %; H_i - conținutul de hidrogen, %; S_{ci} - conținutul de sulf combustibil, %; O_i - conținutul de oxigen, %; N_i - conținutul de azot, %; A_i - conținutul de cenușă, %; W_t - umiditatea combustibilului, %.

B. Date de ieșire rezultate în urma calculului

Mărime	Not	UM	Valoare
Pasul transversal al țevilor schimbătorului de căldura	S_1	mm	120,00
Pasul longitudinal al țevilor schimbătorului de căldura	S_2	mm	140,00
Numărul serpentinilor	lignit	Z_1	57,49
	huilă		61,06

Numărul de țevi care formează o serpentina	n	buc	3,00
Viteza masică a aburului prin țevi	w_p	kg/(m ² s)	1129,48
Entalpia la saturație a aburului supraîncălzit	i_s	kJ/kg	2465,13
Entalpia aburului la intrarea în supraîncălzitorul de abur	i_i	kJ/kg	2465,13
Entalpia aburului la ieșirea din supraîncălzitorul de abur	i_e	kJ/kg	2749,45
Pierdere de presiune pe partea aburului în supraîncălzitor	Δp	bar	2,00
Presiunea aburului la ieșirea din supraîncălzitorul de abur	p_e	bar	185,00
Temperatura aburului la ieșirea din supraîncălzitorul de abur	t_e	°C	381,10
Diferența medie logaritmică de temperatura	$\Delta t_{m g}$	°C	429,29
Criteriul Reynolds pentru strat	R_{es}	-	111,11
Conductivitatea termică a aerului la temperatura t_s	λ_{aer}	w/mK	7,14E-02
Criteriul Prandtl pentru aer la temperatura t_s	Pr_{aer}	-	0,72
Vâscozitate cinematică a aerului la temperatura t_s	ν_{aer}	m ² /s	1,35E-04
Densitatea agentului de fluidizare la t_s	ρ_{aer}	kg/m ³	0,33
Coeficient de transfer de căldura prin convecție de la strat la peretele țevii	α_c	w/m ² K	225,40
Temperatura medie din supraîncălzitorul de abur	t_r	°C	370,62
Temperatura peretelui metalic spălat de gaze	t_p	°C	440,62
Coeficientul de schimb de căldura	α_r	w/m ² K	136,47

prin radiație de la strat la perete				
Presiunea medie din supraîncălzitorul de abur	p	bar	186,00	
Conductivitatea termică a aburului t_r și presiunea p	λ_{ab}	W/mK	2,62E-01	
Criteriul Prandtl pentru abur la temperatura t_r și presiunea p	Pr_{ab}	-	1,91	
Vâscozitate cinematică a aburului la temperatura t_r și presiunea p	ν_{ab}	m^2/s	2,34E-07	
Volumul specific mediu al agentului de lucru	\bar{v}	m^3/kg	0,008437	
Viteza aburului	w_{abur}	m/s	9,53	
Coefficientul de transfer de căldură prin convecție de la peretele țevii la abur	α_i	W/m^2K	19526,95	
Raportul diametrelor țevii	d_m	-	1,43	
Coefficientul global de transfer de căldură	k	W/m^2K	331,69	
Suprafața de schimb de căldură a supraîncălzitorului de abur	F_{SI}	m^2	245,80	
Lungimea unei serpentine	lignit	l_s	m	11,37
	huilă			10,68
Porțiunea dreaptă a serpentinei	lignit	y	m	6,12
	huilă			6,5
Numărul de brațe ale serpentinei	N	-	2,00	
Înălțimea totală a supraîncălzitorului de abur imersat în strat	h_{SI}	m	0,36	

Turbulența ridicată a particulelor în strat fluidizat conduce la intensificarea puternică a schimbului de căldură cu țevile imersate în strat. Transferul maxim de căldură se produce în domeniul uzual al porozității stratului cuprins între (0,6÷0,7), cazul de față fiind chiar mijlocul intervalului, $\varepsilon_s=0,65$. Imersarea suprafeței de schimb de căldură în stratul fluidizat al cazanului permite evitarea aglomerării bulelor de gaz în strat și economisire de metal. Amplasarea țevilor

imersate nu are o influență majoră asupra rezistenței hidraulice a acestuia.

În urma calculelor realizate pentru supraîncălzitorul de abur imersat în stratul fluidizat al cazanului de abur a rezultat că, în funcție de combustibilul utilizat, se modifică dimensiunile serpentinei schimbătorului de căldură, precum și numărul de serpentine. Astfel, utilizarea unui combustibil mai bun (huilă) conduce la creșterea numărului de serpentine ale schimbătorului de căldură, precum și creșterea lungimii și porțiunii drepte ale unei serpentine. Acest lucru determină creșterea prețului schimbătorului de abur datorită utilizării unei cantități mai mari de material în realizarea lui, dar aduce un spor în recuperarea căldurii care poate fi recuperată din stratul fluidizat.

Temperatura aburului la ieșirea din supraîncălzitorul de abur, temperatura medie din supraîncălzitorul de abur și temperatura peretelui metalic spălat de gazele de ardere au o tendință descrescătoare atunci când cazanul de abur are un debit nominal mai ridicat, în timp ce diferența medie logaritmică de temperatura crește odată cu creșterea debitului nominal de abur. Aceste aspecte sunt prezentate în figura 5, unde, valorile parametrilor avuți în vedere nu se modifică la utilizarea lignitului sau huilei drept combustibil.

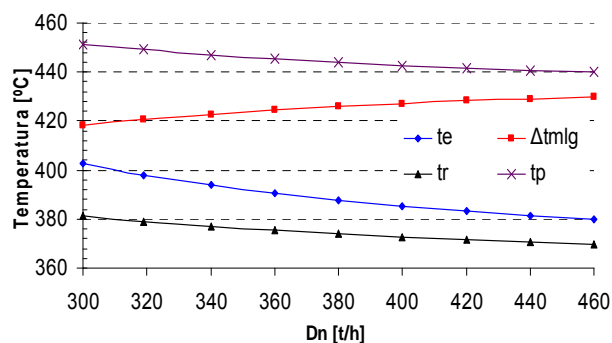


Figura 5. Variația temperaturilor t_e , t_r , t_p și $\Delta t_{m\lg}$ în funcție de debitul nominal de abur al cazanului.

Coefficienții de transfer de căldură prin convecție de la peretele țevii la abur precum și cel global de transfer de căldură determinați au o tendință crescătoare atunci când cazanul de abur are un debit nominal mai ridicat, iar alternanța tipului de combustibil nu modifică valorile acestor coeficienți de transfer de căldură, așa cum este prezentat în figura 6.

Elementele care arată mărirea schimbătorului de abur prezintă următoarele modificări la variația debitului nominal de abur al cazanului: lungimea unei serpentine a schimbătorului de abur scade la creșterea debitului

nominal de abur, în timp ce porțiunea dreaptă a unei serpentine are o tendință descrescătoare. Utilizarea huilei față de lignit aduce o micșorare a serpentinei schimbătorului de abur, iar porțiunea dreaptă a acestuia este mai mare. Aceste aspecte sunt prezentate în figura 7.

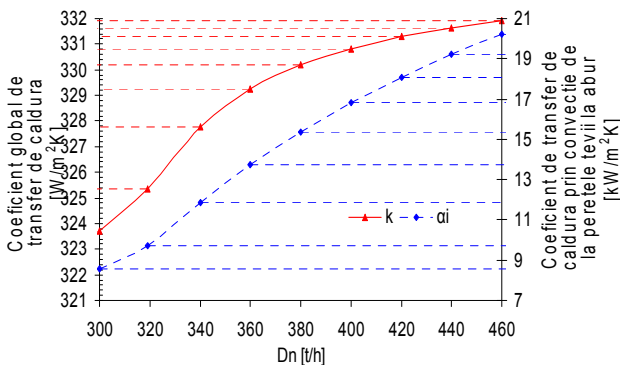


Figura 6. Variația coeficienților de transfer de căldură, α_i și k în funcție de debitul nominal de abur al cazanului

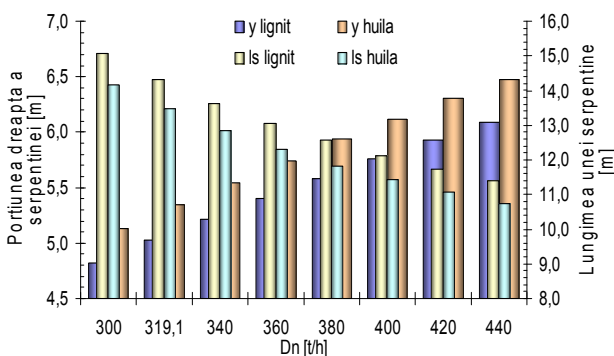


Figura 7. Variația lungimii și porțiunii drepte a unei serpentine în funcție de debitul nominal de abur al cazanului cu arderea lignitului și huilei în strat fluidizat.

5. CONCLUZII

În practică, de multe ori, s-au întâlnit re tehnologizări ale cazanelor de abur care au urmărit și schimbarea tipului de combustibil datorită modificării în timp a prețului acestuia. Proiectele de re tehnologizare au prezentat aspecte economice atractive pentru beneficiarul proiectului nu numai prin ajutor primit prin programe oferite de Stat, ci și prin reducerea costurilor cu combustibilul, deoarece, neținând cont de investiția realizată, ponderea costurilor cu combustibilul reprezintă 80% din totalul costurilor anuale ale unei centrale electrice de termoficare cu ardere în strat fluidizat,

referitoare la consumul de combustibil, mentenanță și operare.

La cazanele cu tehnologie de ardere în strat fluidizat, tipul combustibilului utilizat poate modifica dimensiunile schimbătorului de căldură în strat fluidizat, astfel, la utilizarea unui combustibil mai bun (huilă) numărul de serpentine ale schimbătorului de căldură crește, odată cu creșterea lungimii și porțiunii drepte ale unei serpentine. Acest lucru determină creșterea prețului schimbătorului de abur datorită utilizării unei cantități mai mari de material în realizarea lui, dar aduce un spor în recuperarea căldurii care poate fi recuperată din stratul fluidizat. Alternanța tipului de combustibil nu modifică valorile acestor coeficienți de transfer de căldură. Utilizarea huilei față de lignit aduce o micșorare a serpentinei schimbătorului de abur, iar porțiunea dreaptă a acestuia este mai mare.

Odată cu modificarea debitului de abur al cazanului se modifică parametrii specifici ai schimbătorului de căldură imersat în stratul fluidizat. Astfel, pentru un debit nominal de abur mai ridicat temperatura aburului la ieșirea din supraîncălzitorul de abur, temperatura medie din supraîncălzitorul de abur și temperatura peretelui metalic spălat de gazele de ardere au o tendință descrescătoare, iar diferența medie logaritmică de temperatura, utilizată în special la optimizarea schimbătoarelor de abur crește.

De asemenea, variația debitului de abur al cazanului modifică parametrii specifici ai schimbătorului de căldură imersat în stratul fluidizat. Astfel, pentru un debit nominal de abur mai ridicat temperatura aburului la ieșirea din supraîncălzitorul de abur, temperatura medie din supraîncălzitorul de abur și temperatura peretelui metalic spălat de gazele de ardere au o tendință descrescătoare, iar diferența medie logaritmică de temperatura, utilizată în special la optimizarea schimbătoarelor de abur crește. De asemenea, la creșterea debitului de abur al cazanului crește lungimea unei serpentine a schimbătorului de abur scade (porțiunea dreaptă a unei serpentine având o tendință descrescătoare), iar coeficienții de transfer de căldură prin convecție de la peretele țevii la abur precum și cel global de transfer de căldura cresc.

Bibliografie

1. Neaga C. *Tratat de generatoare de abur, vol 1, Ed. AGIR, București, 2001.*
2. Neaga C., Epure Al. *Îndrumar. Calculul termic al generatoarelor de abur, Ed. Tehnică, București, 1988.*

3. **Pîșe I.** *Generatoare de abur. Procese și bilanțuri termoenergetice, Vol. I, Politehnica Press, 2013.*
4. **Athanasovici V.** *Tratat de inginerie termică – Alimentări cu căldură. Cogenerare, Ed. AGIR, București, 2010.*
5. **Roșu A., Fluerau C.** *Aplicarea tehnologiei de ardere în strat fluidizat la cazanele energetice Românești, Revista Energetica nr. 5-A, București, 1995.*
6. **Swapan S., Krishna K.S.** *Estimating Thermodynamics Properties of Coal, Char, Tar and Ash, Indian journal of applied research, ISSN - 2249-555X, Volume 4, Issue 1, Jan 2014.*
7. **Speight J.G.** *Handbook of coal analysis, vol. 166, Wiley Interscience, Inc., Publication, ISBN 0-471-52273-2, 2005.*
8. **Leca A., Prisecaru I.** *Proprietati termofizice si termodinamice - Solide, Lichide, Gaze, Volumul 2, Ed. Tehnică, 1994.*
9. **Ionel I. ș.a.** *Experimental results concerning the co-combustion of biomass in a stationary fluidised bed pilot with biogas support and CO₂ capture, 16th European Biomass Conference & Exhibition, 2-6 June 2008, Valencia, Spain.*
10. **Kovács, Jenő** *Combustion Handbook, 2001.*
11. **Pănoiu, N. ș.a.,** *Instalații de ardere pentru combustibili solizi, Editura tehnică, București 1985.*
12. **Mihăescu L., Prisecaru T., Oprea I.** *Cazane și turbine, București, Editura PERFECT, 2002.*
13. **Leca A., Prisecaru I.** *Proprietăți termofizice si termodinamice - Solide, Lichide, Gaze, Volumul 1, Ed. Tehnică, 1994.*
14. *Curs de teoria arderii și instalații de cazane*
15. **Hoară D.** *Aspecte privind dimensionarea focarelor cazanelor de abur cu arderea combustibililor în strat fluidizat, Raport Științific nr. 2, Universitatea Politehnica București, pag. 47, 2013.*