



UNIVERSITATEA „POLITEHNICA“ DIN TIMISOARA
FACULTATEA DE MECANICA
DEPARTAMENTUL DE MASINI MECANICE UTILAJE SI
TRANSPORTURI

Catedra de Termotehnica, Masini Termice și Autovehicule Rutiere
Bd. Mihai Viteazul 1, 300222 Timisoara Tel. Secretariat: +40(0)256403661; Șef
Catedră 40(0)256403675
E-mail: tmtar@mec.utt.ro Fax Decanat: +40(0)256-203911

Nr 4 din 18.02.2011

Către,
Decanatul Facultății de Mecanică

Vă transmitem propunerile noastre privind tematica probei scrise a examenului de licență (studii de caz) pentru sesiunea iunie-iulie 2011, conform adresei 91/05.01.2011:

Studii de caz/probleme

1. Sa se explice în care din situațiile de mai jos se pierde mai multă căldură dintr-un apartament în care sunt 20°C?
- a) când afară sunt -20°C dar nu bate vântul
 - b) afară sunt 0°C și bate vântul

R: densitatea fluxului de căldură este $q = \alpha \Delta t$, în cazul a) α este în jurul valorii de 10 W/m²K și $\Delta t = 40$ deci fluxul q este aproximativ 400 W/m², în cazul b) α este de 25-30 W/m²K și $\Delta t = 20$, deci q aproximativ 500-600 W/m². Raspuns corect b.

2. Cât de repede se usucă, prin evaporare, un corp umed ținut în atmosferă când este ceață?

R: când aerul este saturat cu apă, procesul de evaporare nu mai are loc, deci corpul nu se usucă.

3. Cum este mai avantajos din punct de vedere a pierderilor de căldura să se realizeze un perete al unei clădiri?

- a) din cărămidă simplă cu grosimea de 60 de cm
- b) din cărămidă cu grosimea de 30 de cm și 10 cm de polistiren expandat

R: varianta b, polistirenul expandat este un izolator termic și conductivitatea termică este de 19 ori mai mică decât la cărămidă.

4. Aerul circulă cu un debit de 68 kg/s și trebuie încălzit de la 16°C la 34°C. Care este fluxul de căldură și debitul de apă necesar printr-un sistem cu convectoare în care apa intră cu o temperatură de 85°C și iese cu o temperatură de 74°C.

R: $Q = 68 \cdot 1,02 \cdot (34 - 16) = 1\,248 \text{ kW}$

5. O clădire are nevoie de 500 kW încălzire. Aerul intră în convectorul de încălzire cu 19 °C și un debit de 68 kg/s. Care este temperatura aerului la intrarea în clădire?

R: $t = 19 + \frac{500}{68 \cdot 1,02} = 19 + 7,2 = 26,2$

6. Zidul unei clădiri este fabricat din panouri prefabricate din beton groase de 40 mm, cu izolație de 50 mm și 12 mm de tencuială. Rezistența interioară este de 0,3 m²K/W și rezistența exterioară este de 0,07 m²K/W. Care este rezistența termică globală U? Coeficienții de conductivitate termică sunt 0,09; 0,037 și 0,16.

R:
$$U = \frac{1}{0,3 + 0,040 / 0,09 + 0,050 / 0,037 + 0,012 / 0,16 + 0,07} = \frac{1}{2,24} = 0,45 \text{ W} / \text{m}^2 \text{K}$$

7. Aerul recirculat dintr-un birou preia 90% din cei 15 kW de energie consumați de corpurile de iluminat. Din acest debit de aer, 25% din el este evacuat în mediul ambiant. Ce cantitate de căldură degajată de corpurile de iluminat se reține?

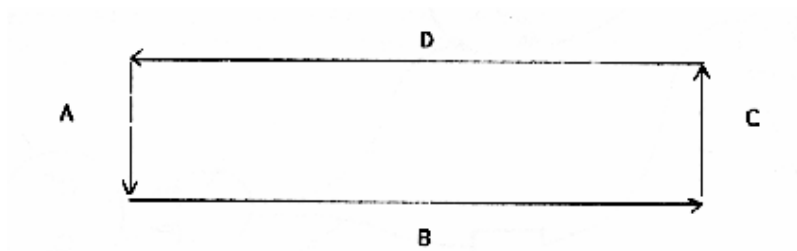
R: Sarcina de iluminat totală: 15 kW
 În aerul recirculat se preia: $15 \cdot 0,9 = 13,5 \text{ kW}$
 În exterior se evacuează: $13,5 \cdot 0,25 = 3,375 \text{ kW}$
 Căldura rămasă în încăpere: $15,0 - 3,375 = 11,625 \text{ kW}$

8. Care sunt legile generale ale ventilatoarelor?

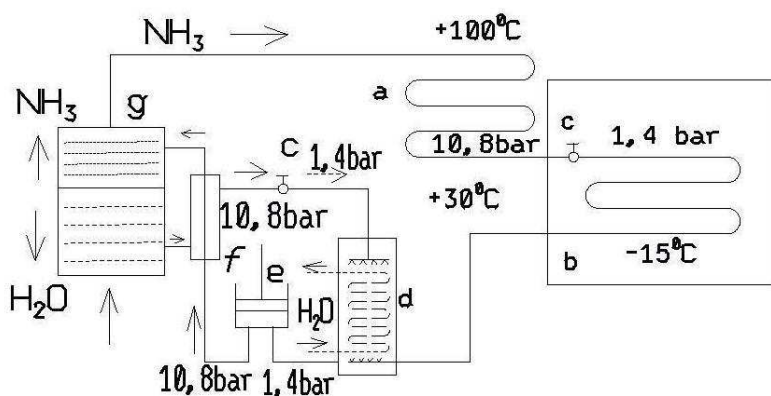
R: Debitul volumic variază cu viteza.
 Presiunea variază cu (viteza)².
 Puterea variază cu (viteza)³.

9. Care sunt, din punct de vedere termodinamic, fazele principale ale producerii frigului ?

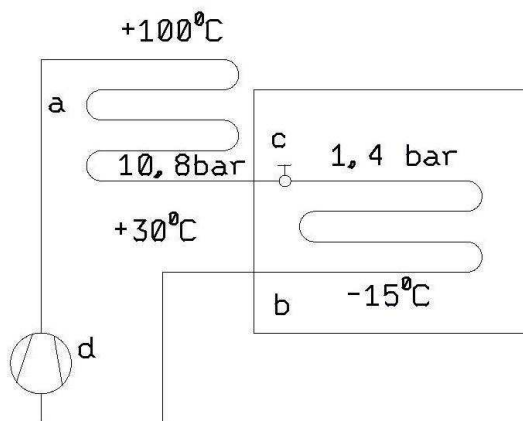
R: Producerea frigului însumează patru faze:
 A: Scăderea temperaturii refrigerentului sub temperatura mediului răcit.
 B: Absorbția căldurii de către refrigerent prin vaporizarea acestuia în vaporizator.
 C: Transportul acestei călduri de la vaporizator la condensator prin comprimarea vaporilor de refrigerent în compresor.
 D: Evacuarea în mediul ambiant prin condensator a căldurii absorbite de către vaporizator și a celei produse în urma comprimării.



10. Să se înlocuiască în schema de mai jos comprimarea termochimică cu comprimarea mecanică.



R:



11. Un cazan de 1035 t/h de la CTE Turceni consumă lignit de Rovinari cu puterea calorifică inferioară de 7,20 MJ/kg și umiditatea totală de 43%. Puterea termică utilă a cazanului este de 750 MW, iar randamentul său termic brut este de 87%. Să se determine consumul de combustibil într-un schimb (8 ore).

Presupunând că combustibilul ar fi uscat în prealabil până la o umiditate de 22% iar ceilalți parametri ai cazanului ar rămâne neschimbați, să se determine consumul de combustibil într-un schimb în acest caz.

Parametrii cazanului însă nu rămân neschimbați. Explicați calitativ, dar argumentat, ce se întâmplă cu schimbul de căldură în focar și în suprafețele auxiliare, respectiv cum se schimbă randamentul termic brut al cazanului dacă ar funcționa cu combustibilul uscat.

R:

Consumul de combustibil este:

$$B = \frac{\dot{Q}}{\eta_{tb} Q_i} = \frac{750000}{0,87 \cdot 7200} = 120 \text{ kg/s}$$

Într-un interval de 8 ore va consuma:

$$m_{\text{initiala}} = B \cdot \text{timp} = 120 \cdot 8 \cdot 3600 = 3456000 \text{ kg} = 3456 \text{ t}$$

Prin uscarea de la o umiditate de 43% la 22% masa sa scade conform relației:

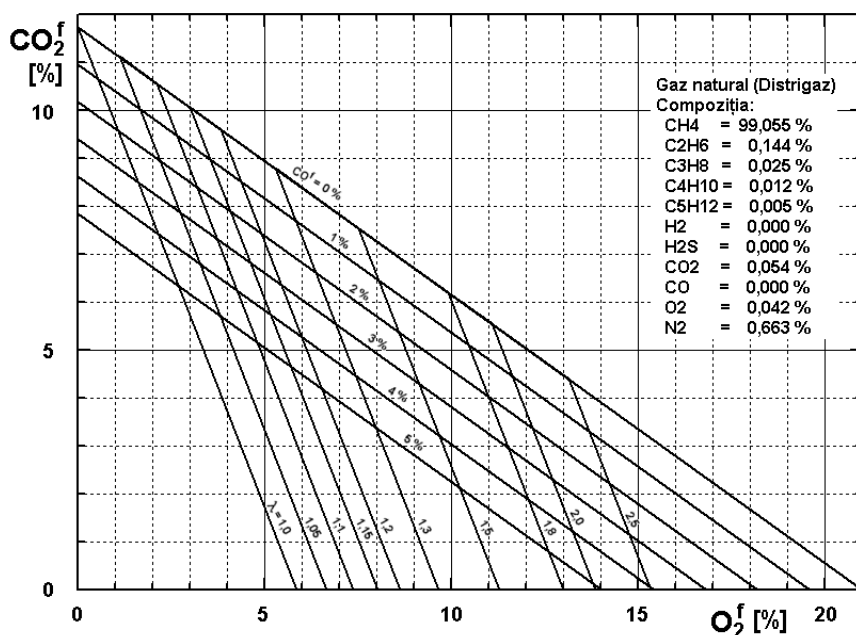
$$m_{uscata} = m_{initiala} \frac{100 - W_t^i}{100 - W_2} = 3456 \frac{100 - 43}{100 - 22} = 2348 \text{ t}$$

iar puterea sa calorifică superioară crește în proporție inversă.

Prin creșterea puterii calorifice a combustibilului cresc temperaturile gazelor în toate zonele din focar, ceea ce intensifică schimbul de căldură cu toate suprafețele. La trecerea pe un combustibil cu putere calorifică mai mare majoritatea suprafețelor cazanului trebuie redimensionate, prin reducerea lor.

Prin uscarea combustibilului cantitatea de gaze arse produsă prin ardere variază relativ puțin (doar datorită scăderii umidității din combustibil) la fel și căldură evacuată cu gazele arse la coș. Pierderea relativă de căldură la coș se raportează însă la puterea calorifică a combustibilului, care, fiind mai mare, pierdea devine mai mică, ceea ce duce la creșterea randamentului termic brut al cazanului.

12. Un cazan consumă gaz natural cu compoziția: CH₄ = 99,055%, C₂H₆ = 0,144%, C₃H₈ = 0,025%, C₄H₁₀ = 0,012%, C₅H₁₂ = 0,005%, CO₂ = 0,054%, O₂ = 0,042%, N₂ = 0,663%. Diagrama Ostwald pentru acest combustibil este cea din figura de mai jos. Analiza compoziției gazelor de ardere la coș a dat valorile CO₂f = 6% și O₂f = 10%. Să se arate dacă cazanul funcționează corect și ce măsuri sunt eventual posibile în acest caz ca randamentul său termic brut să crească.



R:

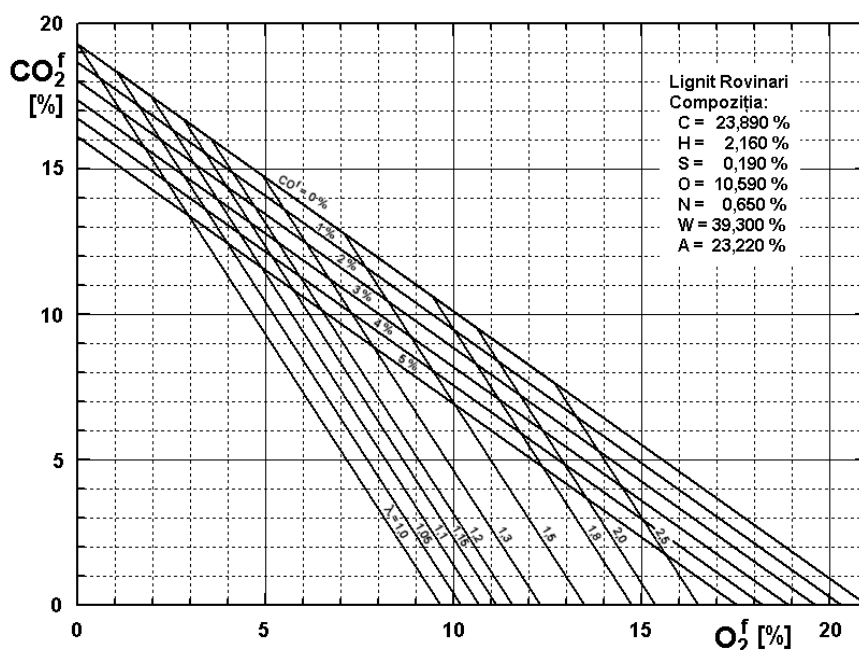
Conform analizei compoziției gazelor arse prelevate la coș, din diagrama Ostwald rezultă că excedentul de aer este de cca. λ = 1,8. Pentru un cazan care are drept combustibil gazul natural această valoare este foarte mare. Ținând cont de infiltrațiile de aer în suprafețe (aici se poate detalia, arătând cam care sunt aceste infiltrații la diferite tipuri de cazane) se poate deduce

coeficientul de excedent de aer în focar, λ_f . Dacă în focar coeficientul de excedent de aer depășește valoarea prescrisă de producător (de obicei între 1,05 - 1,15), considerată optimă, se pot lua măsuri pentru reducerea cantității de aer de ardere prin conducerea focului sau prin etanșarea focarului, cu condiția ca în gazele arse să nu apară produse ale arderii incomplete chimic (imperfecte). Prin reducerea cantității de aer de ardere scad pierderile la coș și crește randamentul termic brut al cazanului.

13. Un cazan consumă lignit de Rovinari cu compoziția:

C = 23,89%, H = 2,16%, S = 0,19%, O = 10,59%, N = 0,65%, W = 39,3%, A = 23,22%.

Diagrama Ostwald pentru acest combustibil este cea din figura de mai jos. Analiza compoziției gazelor de ardere la coș a dat valorile $\text{CO}_2^f = 9\%$ și $\text{O}_2^f = 11\%$. Să se arate dacă cazanul funcționează corect și ce măsuri sunt eventual posibile în acest caz ca randamentul său termic brut să crească.



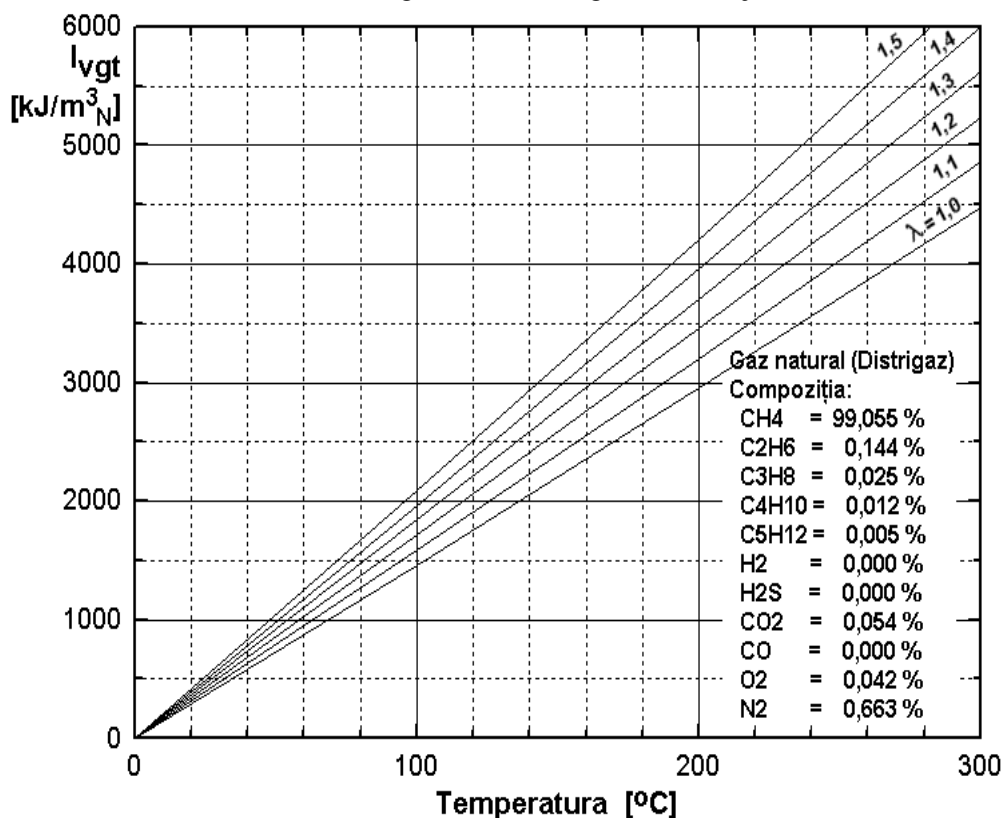
R.

Conform analizei compoziției gazelor arse prelevate la coș, din diagrama Ostwald rezultă că excedentul de aer este de cca. $\lambda = 2,1$. Pentru un cazan care are drept combustibil lignitul această valoare este foarte mare. Ținând cont de infiltrațiile de aer în suprafețe (aici se poate detalia, arătând cam care sunt aceste infiltrații la diferite tipuri de cazane) se poate deduce coeficientul de excedent de aer în focar, λ_f . Dacă în focar coeficientul de excedent de aer depășește valoarea prescrisă de producător (de obicei între 1,15 - 1,25), considerată optimă, se pot lua măsuri pentru reducerea cantității de aer de ardere prin conducerea focului sau prin etanșarea focarului, cu condiția ca în gazele arse să nu apară produse ale arderii incomplete chimic (imperfecte). Prin reducerea cantității de aer de ardere scad pierderile la coș și crește randamentul termic brut al cazanului.

14. Un cazan consumă gaz natural cu compoziția:

CH₄ = 99,055%, C₂H₆ = 0,144%, C₃H₈ = 0,025%, C₄H₁₀ = 0,012%, C₅H₁₂ = 0,005%, CO₂ = 0,054%, O₂ = 0,042%, N₂ = 0,663% și puterea calorifică inferioară de 35,70 MJ/m³N. Să se arate ce efect are creșterea coeficientului de excedent de aer la coș de la 1,15 la 1,5 asupra randamentului termic brut al cazanului, dacă temperatura gazelor la coș este aceeași în ambele cazuri, de 120°C?

Pentru evaluare se va folosi diagrama I-t din figura de mai jos.



R.

Folosind diagrama se pot determina pierderile la coș în cele două cazuri:

Pentru $\lambda = 1,15$:

$$q_2 = \frac{I_{Vgt}^{\lambda_c, t_c} - I_{Vgt}^{\lambda_c, t_{amb}}}{Q_i} = \frac{2000 - 165}{35700} = 0,0514 = 5,14\%$$

respectiv pentru $\lambda = 1,5$:

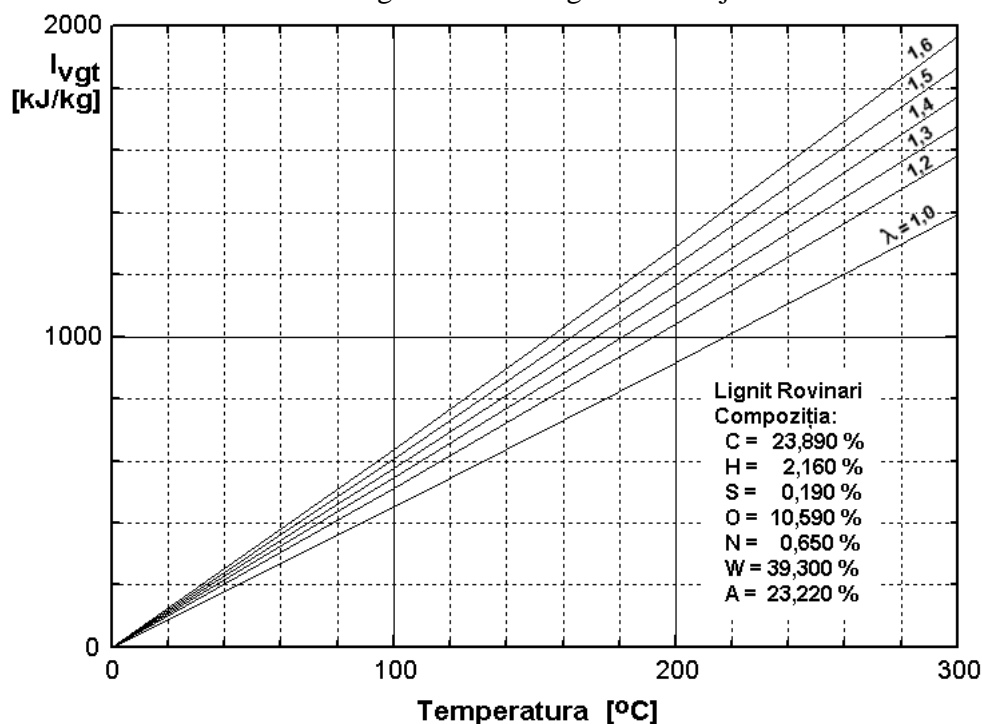
$$q_2 = \frac{I_{Vgt}^{\lambda_c, t_c} - I_{Vgt}^{\lambda_c, t_{amb}}}{Q_i} = \frac{2500 - 210}{35700} = 0,0641 = 6,41\%$$

Ca urmare, în urma creșterii coeficientului de excedent de aer de la 1,15 la 1,5, randamentul termic brut al cazanului scade în acest caz cu $6,41 - 5,14 = 1,27\%$

15. Un cazan consumă lignit de Rovinari cu compoziția:

C = 23,89%, H = 2,16%, S = 0,19%, O = 10,59%, N = 0,65%, W = 39,3%, A = 23,22%. și puterea calorică inferioară de 7,50 MJ/kg. Să se arate ce efect are creșterea coeficientului de excedent de aer la coș de la 1,4 la 1,6 asupra randamentului termic brut al cazanului, dacă temperatura gazelor la coș este aceeași în ambele cazuri, de 140°C?

Pentru evaluare se va folosi diagrama I-t din figura de mai jos.



R.

Folosind diagrama se pot determina pierderile la coș în cele două cazuri:

Pentru $\lambda = 1,4$:

$$q_2 = \frac{I_{Vgt}^{\lambda_c, t_c} - I_{Vgt}^{\lambda_c, t_{amb}}}{Q_i} = \frac{800 - 57}{7500} = 0,0991 = 9,91\%$$

respectiv pentru $\lambda = 1,6$:

$$q_2 = \frac{I_{Vgt}^{\lambda_c, t_c} - I_{Vgt}^{\lambda_c, t_{amb}}}{Q_i} = \frac{900 - 65}{7500} = 0,1113 = 11,13\%$$

Ca urmare, în urma creșterii coeficientului de excedent de aer de la 1,4 la 1,6, randamentul termic brut al cazanului scade în acest caz cu $11,13 - 9,91 = 1,22\%$

16. Prin economizorul unui generator de abur circulă un debit de apă de 125 t/h. Temperatura apei la intrarea în economizor este de 180°C, iar la ieșire de 250°C. Temperatura gazelor la intrarea în economizor este de 550°C, iar la ieșire de 350°C.

Să se arate cât este suprafața de schimb de căldură a economizorului la legarea sa în contracurent, respectiv cum variază suprafața lui la legarea în echicurent, dacă coeficientul global de transfer termic este același în ambele cazuri, de 30 W/m²K.

R:

Fluxul termic prin economizor este

$$\dot{Q} = \dot{m} c (t_{a2} - t_{a1}) = 34,7 \cdot 4,18(250 - 180) = 10160 \text{ kW}$$

Diferența medie logaritmică de temperatură în contracurent este:

$$\Delta t_{mcc} = \frac{(t_{g1} - t_{a2}) - (t_{g2} - t_{a1})}{\ln \frac{t_{g1} - t_{a2}}{t_{g2} - t_{a1}}} = \frac{(550 - 250) - (350 - 180)}{\ln \frac{550 - 250}{350 - 180}} = 229 \text{ } ^\circ\text{C}$$

iar la echicurent:

$$\Delta t_{mec} = \frac{(t_{g1} - t_{a1}) - (t_{g2} - t_{a2})}{\ln \frac{t_{g1} - t_{a1}}{t_{g2} - t_{a2}}} = \frac{(550 - 180) - (350 - 250)}{\ln \frac{550 - 180}{350 - 250}} = 206 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La dispunerea în contracurent suprafața va fi de:

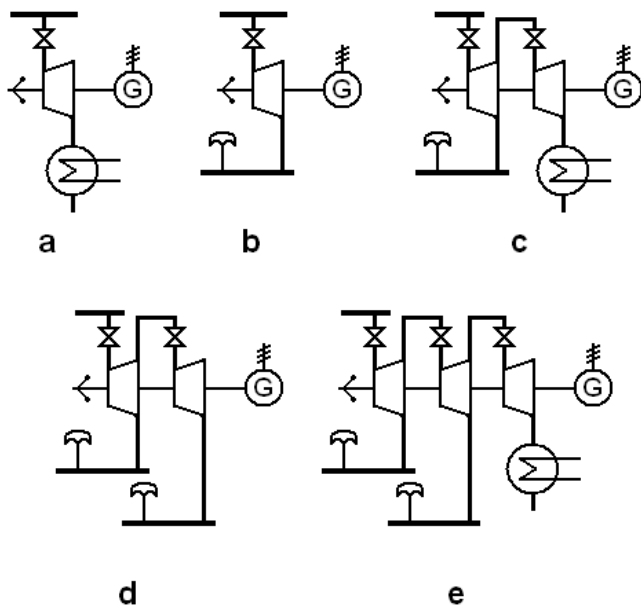
$$A_{cc} = \frac{\dot{Q}}{K \Delta t_{mcc}} = \frac{10160000}{30 \cdot 229} = 1479 \text{ m}^2$$

iar la dispunerea în echicurent suprafața va fi de:

$$A_{ec} = \frac{\dot{Q}}{K \Delta t_{mec}} = \frac{10160000}{30 \cdot 206} = 1644 \text{ m}^2$$

deci cu 11% mai mare.

17. Să se arate când este cazul să fie folosită una sau alta din schemele de reglare a turbinelor pentru fiecare din cazurile de mai jos.



R.

a. Doar pentru producerea curentului electric, după necesități (se va detalia).

b. Pentru furnizarea cu prioritate a aburului tehnologic sau de încălzire, după necesități, producând și curent electric, cât se poate (se va detalia).

c. Pentru furnizarea atât a aburului tehnologic sau de încălzire, cât și a curentului electric, după necesități (se va detalia).

d. Pentru furnizare cu prioritate a aburului tehnologic și a celui pentru încălzire, după necesități, producând și curent electric, cât se poate (se va detalia).

e. Pentru furnizarea atât a aburului tehnologic, a celui pentru încălzire, cât și a curentului electric, după necesități (se va detalia).

18. Să se indice argumentat care dintre paletele prezentate în imaginile de mai jos sunt potrivite pentru prima treaptă și care pentru ultima treaptă a unei turbine cu abur de mare putere cu condensaj.



Fig. 1



Fig. 2

R.

Paletele pentru prima treaptă vor fi scurte, robuste, cu profil constant. Sunt potrivite a doua din rândul de sus și a doua din rândul de jos din fig. 1.

Paletele pentru ultima treaptă vor fi lungi, răsucite, robuste, cu un sistem de fixare solid. Forma uzuală este a cincea din fig. 2, însă și formele 6 și 7 din fig. 2 se pot folosi.

19. Să se explice argumentat când este cazul să fie folosite carcasele de turbine din figurile de mai jos.

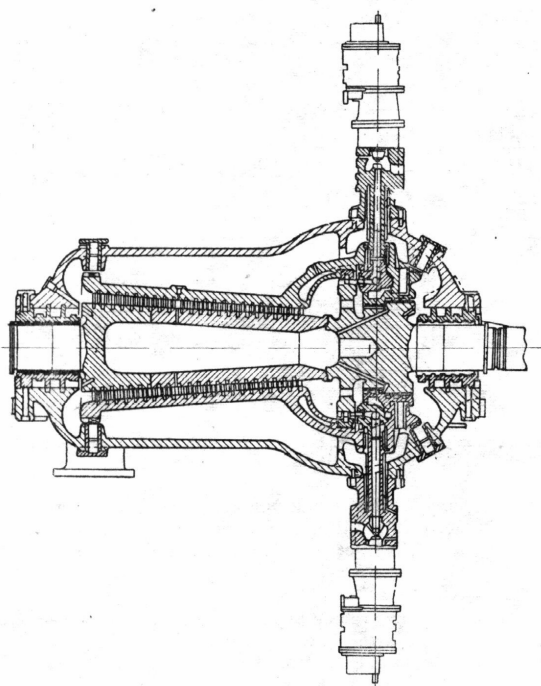


Fig. 1

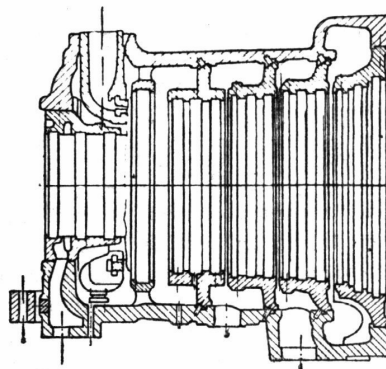


Fig. 2

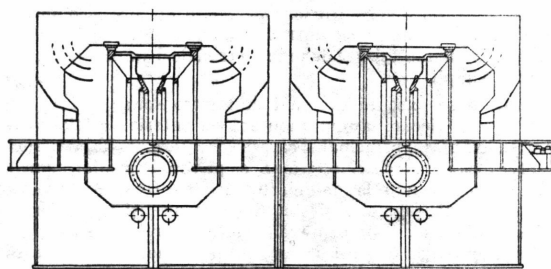


Fig. 3

R.

Carcasa din fig. 1 este o carcasă dublă, folosită pentru corpurile de foarte înaltă presiune. Carcasa interioară (se va indica pe desen care este) este supusă în interior presiunii aburului de după treapta de reglare, iar la exterior presiunii aburului de la ieșirea din corpul de înaltă presiune. Carcasa exterioară (se va indica pe desen care este) este supusă în interior presiunii aburului de la ieșirea din corpul de înaltă presiune, iar la exterior presiunii atmosferice. În acest mod, eforturile suportate de cele două carcase se distribuie similar cazului tuburilor fretate, ceea ce face ca grosimea carcaselor să fie mai mică decât dacă carcasa ar fi unică. La reducerea grosimii carcasei interioare contribuie și faptul că diametrul său este mai mic, fiind știut că pentru o anumită diferență de presiune grosimea unei țevi care este supusă unei presiuni interioare este proporțională cu diametrul ei.

Carcasa din fig. 2 este o carcasă cu portdiafragme (se va indica pe figură care sunt acestea). Se folosește la corpurile de medie presiune drept carcasă tipizată în cazul fabricației unei game întregi de turbine, având în corpul de medie presiune un număr de trepte diferit, respectiv palete de lungimi diferite, în funcție de debit. Portdiafragmele adaptate fiecărui model de turbină permit folosirea aceleiași carcase la toată gama.

Carcasa din fig. 3 este o carcasă pentru patru fluxuri. Se folosește la corpurile de joasă presiune ale turbinelor cu condensare de foarte mare putere, cum ar fi turbinele de parametri F1C (se va explica și ce înseamnă F1C).

20. Să se spună când este cazul să se folosească schema de reglare din figura de mai jos și să se explice funcționarea ei.

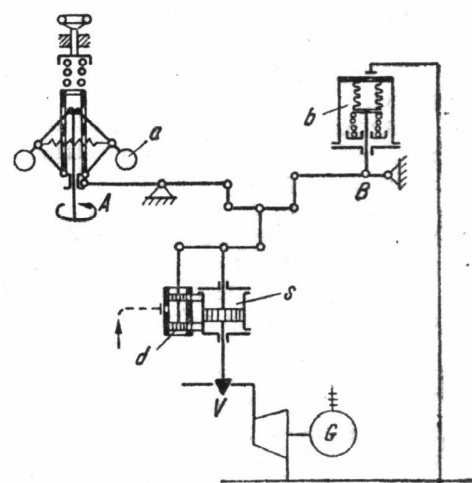


Fig. 1

R.

Schema este folosită la reglarea unei turbine cu contrapresiune.

La pornire, sau când generatorul electric trebuie să lucreze independent, fără a fi legat la un sistem energetic, regulatorul de presiune (se va indica care este) este scos din funcțiune prin tensionarea arcului său, articulația B devenind punct fix. În aceste condiții turbina va fi reglată numai de regulatorul de turație (se va indica care este). La creșterea sarcinii electrice, turația turbinei va scădea, fapt sesizat de regulatorul de turație, care va acționa asupra distribuitorului de ulei al servomotorului ventilului de reglare (se vor indica elementele acționate și efectele asupra distribuției uleiului), lăsând uleiul să intre sub pistonul servomotorului, care va deschide ventilul de admisiune a aburului, restabilind astfel turația. În cazul scăderii sarcinii electrice procesul se produce invers. Presiunea de după turbină (contrapresiunea) va fi determinată de sarcina electrică, deci va fi variabilă, fapt neconvenabil pentru consumatorul de abur alimentat de la bara de contrapresiune.

Odată ce este stabilită turația nominală a turbinei și faza se poate face paralelul la sistemul energetic, după care regulatorul de turație va fi scos din funcțiune prin tensionarea arcului său, punctul A devenind punct fix, iar arcul regulatorului de presiune va fi slăbit. Regulatorul de presiune va prelua reglarea turbinei. În cazul scăderii contrapresiunii, regulatorul de presiune va acționa asupra distribuitorului de ulei al servomotorului ventilului de reglare (se vor indica elementele acționate și efectele asupra distribuției uleiului), lăsând uleiul să intre sub pistonul servomotorului, care va deschide ventilul de admisiune a aburului, restabilind astfel contrapresiunea. În cazul creșterii contrapresiunii procesul se produce invers. În această situație turația turbinei este menținută constantă de generatorul electric, obligat, ca mașină sincronă, să funcționeze la o turație corespunzătoare frecvenței rețelei.

21. Să se spună când este cazul să se folosească schema de reglare din figura de mai jos și să se explice funcționarea ei.

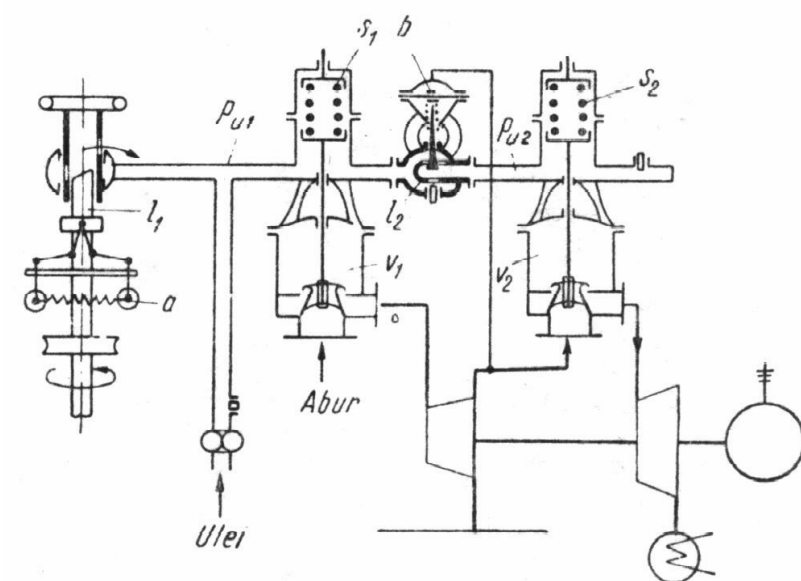


Fig. 1

R.

Schema se folosește pentru reglajul combinat de turație și presiune al unei turbine care trebuie să furnizeze atât abur (tehnologic sau pentru încălzire), cât și energie electrică, conform necesităților consumatorilor. În acest scop turbina este prevăzută cu două corpuri, fiecare din ele având câte un grup de ventile de reglare. Aburul livrat consumatorului este preluat dintre corpurile de înaltă presiune (IP) și joasă presiune (JP) (se vor indica pe schemă care sunt).

Schema este hidraulică, o pompă de ulei asigurând în regim stabilizat o presiune p_{u1} constantă. La creșterea sarcinii electrice, turația turbinei va scădea, fapt sesizat de regulatorul de turație, care va strângula ieșirea uleiului, astfel că presiunile p_{u1} și p_{u2} vor crește. Servomotoarele S_1 și S_2 vor deschide grupurile de ventile V_1 și V_2 , mărind puterea atât a corpului de IP, cât și a celui de JP și refăcând turația. În cazul scăderii sarcinii electrice turația crește, regulatorul de turație intervenind invers. Debitul de abur furnizat consumatorului, ca diferență dintre debitele prin corpurile de IP, respectiv JP rămâne neschimbat, în caz contrar intervenind regulatorul de presiune.

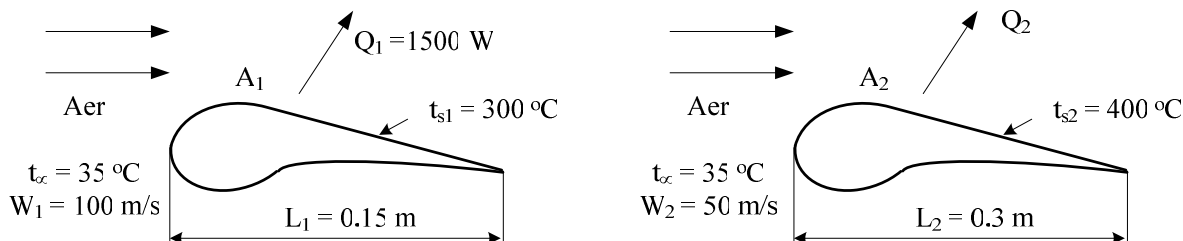
La scăderea presiunii aburului destinat consumatorilor, regulatorul de presiune va strângula legătura dintre tronsoanele cu ulei care comandă grupurile de ventile de reglaj, iar diferența de presiune dintre presiunile p_{u1} și p_{u2} va crește. Servomotorul S_1 va deschide grupul de ventile V_1 mărind debitul de abur (implicit și puterea) prin partea de IP, iar servomotorul S_2 va închide grupul de ventile V_2 micșorând debitul de abur (implicit și puterea) prin partea de JP. Debitul de abur livrat consumatorului, ca diferență a debitelor între părțile de IP și JP va crește, refăcând presiunea. În cazul creșterii presiunii regulatorul de presiune intervine invers. Puterea electrică a întregii turbine, ca sumă a puterilor corpurile de IP, respectiv JP rămâne neschimbată, în caz contrar intervenind regulatorul de turație.

Prin acțiunea simultană a reglatoarelor de turație și presiune se pot obține simultan orice putere, respectiv debit de abur, conform cerințelor consumatorilor, în limitele posibilităților de reglaj.

22. Se cunosc: Fluxul de caldura degajat de paleta turbinei pentru conditii de lucru date;

Se cere: Fluxul de caldura de la paleta mai mare pentru conditii diferite de lucru;

Aproximari: a) regimul stationar b) proprietatile aerului constante c) aria paletei A direct proportionala cu lungimea caracteristica L d) Radiatia termica neglijabila e) forma geometrica celor doua palete este similara.



R. Pentru geometria data:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = f(Re, Pr)$$

Criteriu Re pentru cele doua palete:

$$Re_1 = \frac{w_1 \cdot L_1}{\nu} = \frac{15}{\nu} \quad Re_2 = \frac{w_2 \cdot L_2}{\nu} = \frac{15}{\nu}$$

Prin urmare, cu proprietati constante, $Re_1 = Re_2$, $Pr_1 = Pr_2$ rezulta:

$$Nu_1 = Nu_2$$

$$\frac{\alpha_1 \cdot L_1}{\lambda} = \frac{\alpha_2 \cdot L_2}{\lambda}$$

$$\alpha_2 = \frac{L_1}{L_2} \alpha_1 = \frac{L_1}{L_2} \frac{Q_1}{A_1 (t_{s1} - t_{\infty})}$$

Fluxul de caldura pentru a doua paleta este:

$$Q_2 = \alpha_2 \cdot A_2 \cdot (t_{s2} - t_{\infty}) = \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{A_2}{A_1} \cdot \frac{(t_{s2} - t_{\infty})}{(t_{s1} - t_{\infty})} \cdot Q_1$$

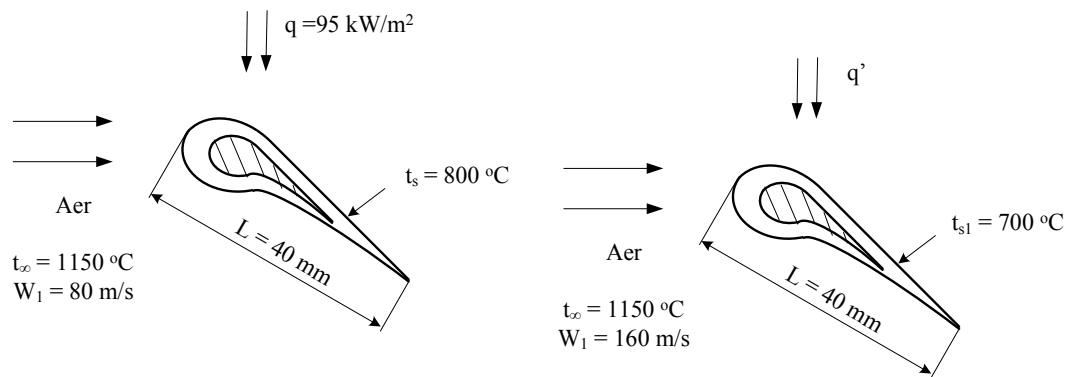
$$Q_2 = \frac{t_{s2} - t_{\infty}}{t_{s1} - t_{\infty}} \cdot Q_1 = \frac{400 - 35}{300 - 35} \cdot 1500$$

$$Q_2 = 2066 \text{ W}$$

23. Se cunosc: conditii de lucru ale paletei racite cu fluidul de racire care circula prin canalele interioare

Se cere: Densitatea fluxului de caldura degajat de paleta daca temperatura paletei este redusa la $t = 700 \text{ °C}$ prin cresterea debitului agentului de racire;

Aproximari: regimul stationar; proprietatile aerului sunt constante



R.

Pentru temperatura paletii de $t_s = 800 \text{ } ^\circ\text{C}$ coeficientul de convecție se obține din ecuația lui Newton:

$$q = \alpha \cdot (t_\infty - t_s)$$

Prin urmare:

$$\alpha = \frac{q}{(t_\infty - t_s)}$$

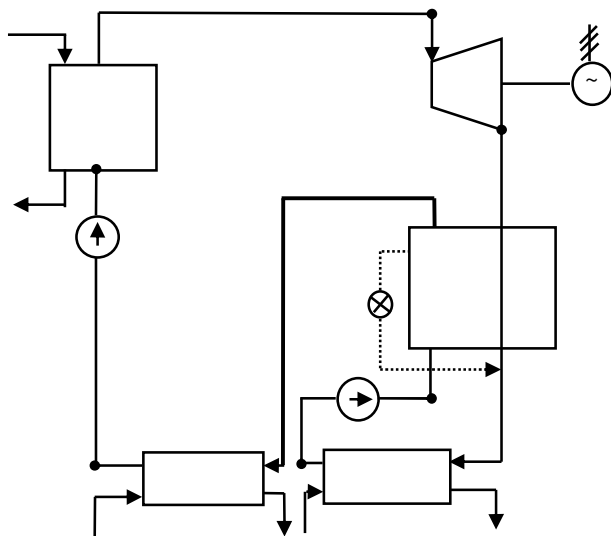
Pentru geometria data criteriu Nu este:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda} = f(x, Re, Pr)$$

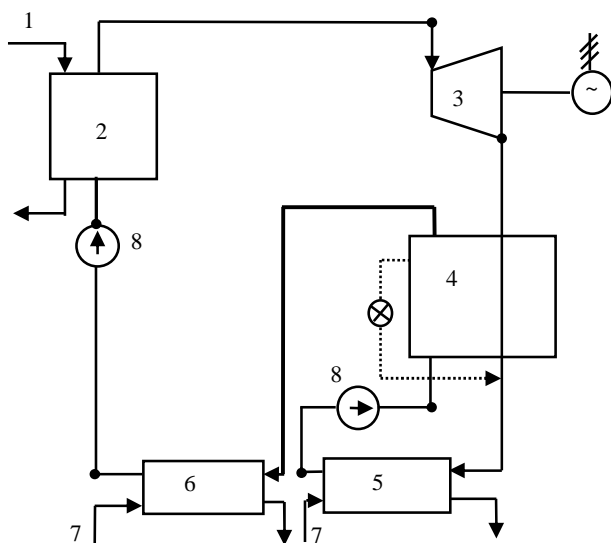
Având în vedere că x , Re și Pr rămân neschimbate și criteriu Nu este constant. Mai mult și L respectiv λ nu se modifică și coeficientul de convecție rămâne constant:

$$q' = \alpha \cdot (t_\infty - t_{s1}) = \frac{q}{(t_\infty - t_s)} \cdot (t_\infty - t_{s1}) = \frac{95000}{(1150 - 800)} \cdot (1150 - 700) = 122000 \text{ W/m}^2$$

24. Explicați funcționarea schemei termice simplificate a ciclului Kalina motor.



R:

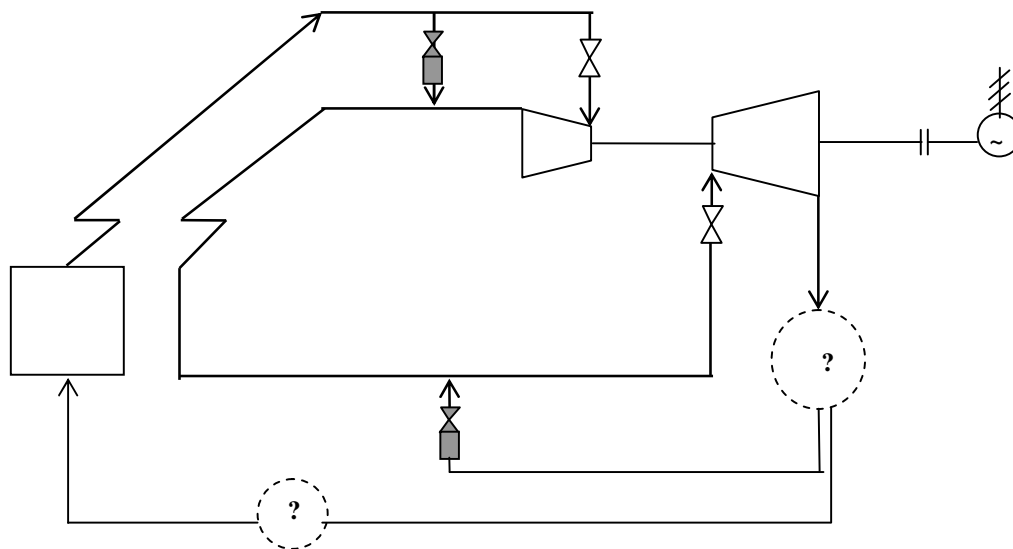


Componenta schemei: 1 – fluid cu energie termica reziduala; 2 – generator de vapori de tip recuperator; 3 – turbina cu vapori de amoniac; 4 – sub-sistem de distilare; 5,6 – sub-sisteme de condensare; 7 – fluid de racire; 8 – pompe de circulatie

Componentele principale ale ciclului Kalina sunt: un generator de vapori (2) care recuperează energia termică reziduală (1), o turbină de vapori de amoniac (3), un sub-sistem de distilare (4) și un sub-sistem de condensare (5,6). În sistemul de distilare – condensare fluidul provenit de la turbină este răcit într-un schimbător de căldură recuperator și apoi este amestecat cu o soluție slabă de amoniac pentru a crește temperatura de condensare. Soluția rezultată este condensată în condensatorul (5), fiind apoi introdusă sub presiune în sub-sistemul de distilare. Înainte de a fi introduși în generatorul de vapori recuperator, vaporii sunt amestecați cu soluția de bază, condensată (în condensatorul 6), iar apoi li se ridică presiunea cu ajutorul pompelor (8).

Compoziția fluidului de lucru este schimbată de câteva ori pe parcursul ciclului. În cele mai multe cazuri este utilizată o combinație de apă și amoniac (70% amoniac și 30 % apă). Amoniacul din amestec începe să fiarbă primul, și pe măsură ce procesul de vaporizare înaintază, concentrația sa din amestec scade iar temperatura de vaporizare a amestecului crește. Astfel, curba de vaporizare a amestecului se apropie de cea corespunzătoare răcirii sursei calde (ce poate fi reprezentată de gazele de ardere provenite de la o turbină cu gaze sau un fluid termic geotermal), reducând ireversibilitățile generate în procesul de transfer de căldură. Această caracteristică determină și principalul avantaj al acestui ciclu – un randament exergetic ridicat, care este decisiv în cazul domeniilor de entalpie joase. O altă îmbunătățire pe care o aduce ciclul Kalina este reprezentată de utilizarea sistemului de distilare – condensare drept sistem de evacuare a căldurii, ceea ce permite ca în condensatorul (5) compoziția amestecului fluid să fie mai puțin volatilă comparativ cu cea a fluidului care se destinde în turbina (3), dar și absența unui sistem de obținere a vidului.

25. Analizați schema din figura și completați cu componentele necesare pentru funcționarea acesteia. Care este utilitatea acestei configurații de schema termică?

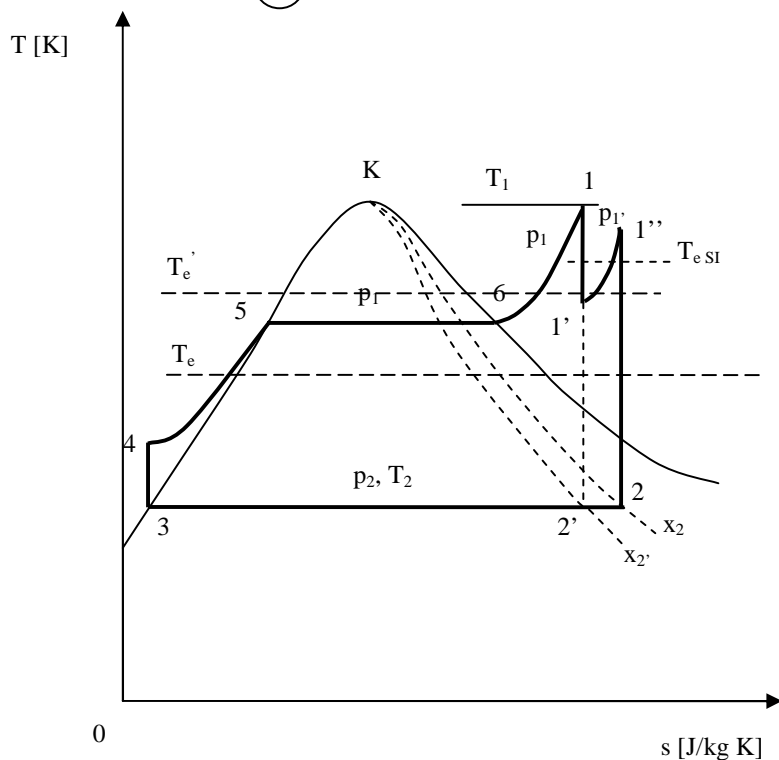
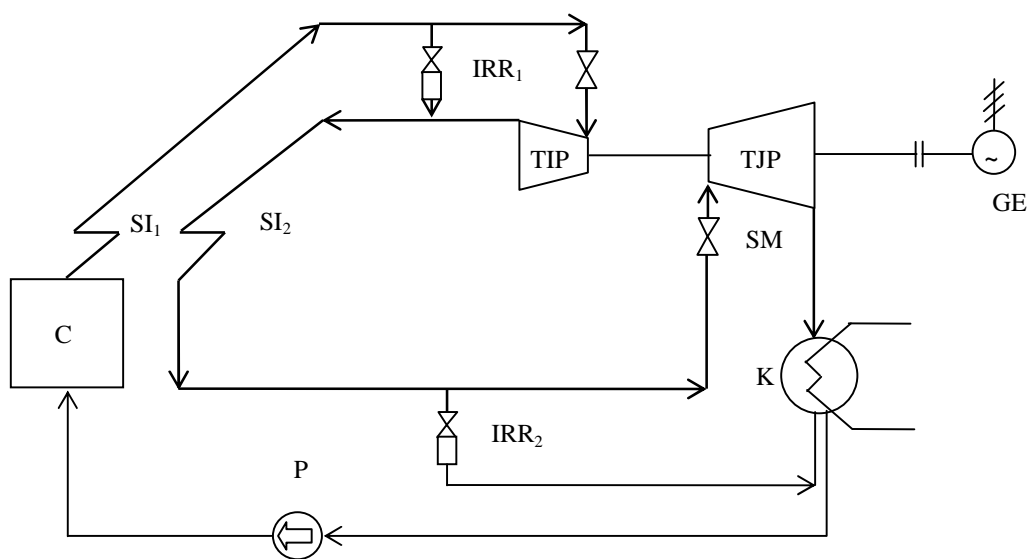


R:

Schema are următoarea componență: C - cazan; S1, S2 - supraîncălzitoare; Tîp ,T_jp - treapta de înaltă, joasă presiune a turbinei; P - pompă de alimentare; K - condensatorul turbinei cu abur; GE - generator electric; SM - supapă de moderare; IRR1, IRR2 - instalație de reducere -răcire de înaltă, joasă presiune; VR - ventil rapid.

Cele doua componente care completeaza schema sunt: pompa de alimentare- Pa si condensatorul de abur -K.

Schema termica reprezinta o instalatie termica de forta cu abur, cu supraincalzire intermediară, utilizată în vederea creșterii randamentului termic al instalației. Din diagrama termodinamică a ciclului de funcționare (Rankine, cu supraîncălzire intermediară), se observă că prin utilizarea acestei scheme temperatura echivalentă corespunzătoare procesului de încălzire și resupraîncalzire, $T_{e'}$, crește.



Randamentul termic teoretic al acestui ciclu termodinamic este exprimat de relația de mai jos:

$$\eta'_t = \frac{(i_1 - i_{1'}) + (i_{1''} - i_2) - (i_4 - i_3)}{(i_1 - i_4) + (i_{1''} - i_{1'})} = 1 - \frac{T_2}{T'_e} > \eta_t,$$

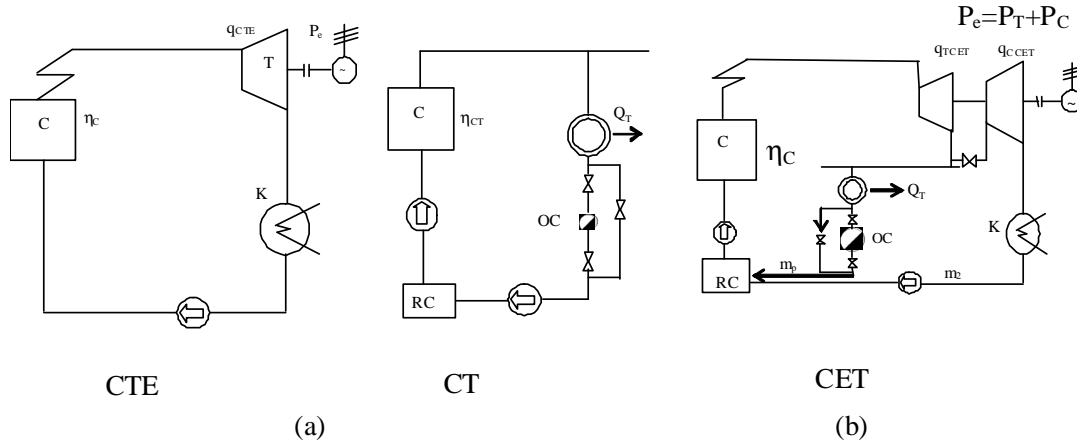
unde

$$\eta_t = \frac{(i_1 - i_{2'}) - (i_4 - i_3)}{i_1 - i_4} = 1 - \frac{T_2}{T_e}$$

este randamentul termic teoretic al ciclului fără supraîncalzire intermediară.

26. Comparați consumul de combustibil necesar la funcționarea separată a unei centrale termoelectrice în paralel cu o centrala termică (fig. III.a) , față de cel necesar la funcționarea unei

centrale electrice de termoficare (fig. III.b), dacă în ambele cazuri se obține aceeași putere electrică, P_e , și aceeași cantitate de energie termică, Q_T .



R:

Consumul de combustibil necesar pentru producerea puterii electrice P_e în centrala termoelectrică:

$$\dot{m}_{CTE} = \frac{1}{H_i} q_{CTE} \cdot P_e \quad [\text{kg/s}]$$

Consumul de combustibil necesar pentru producerea fluxului de energie termică \dot{Q}_T în centrala termică:

$$\dot{m}_{CT} = \frac{1}{H_i} \frac{\dot{Q}_T}{\eta_{CT}} \quad [\text{kg/s}]$$

În consecință, la funcționarea separată este necesar un consum de combustibil:

$$\dot{m}_{sep} = \frac{1}{H_i} \left[q_{CTE} \cdot P_e + \frac{\dot{Q}_T}{\eta_{CT}} \right] \quad [\text{kg/s}]$$

Consumul de combustibil la funcționarea centralei electrice de termoficare, în condițiile producerii aceleiași puteri electrice și termice:

$$\dot{m}_{CET} = \frac{1}{H_i} \left[P_T \cdot q_{TCET} + P_C \cdot q_{CCET} + \frac{\dot{Q}_T}{\eta_C \eta_R} \right] \quad [\text{kg/s}]$$

Economia de combustibil rezultată prin funcționarea în regim de termoficare este:

$$\Delta \dot{m} = \frac{\dot{Q}_T}{H_i} \left[\left(\frac{1}{\eta_{CT}} - \frac{1}{\eta_C \eta_R} \right) + Y (q_{CTE} - q_{TCET}) - \frac{P_C}{H_i} (q_{CCET} - q_{CTE}) \right] \quad [\text{kg/s}]$$

27. Ce puteți spune legat de emisia antropică de CO2

R:

Emisia de CO₂ este specifică arderii combustibilului fosil și nu poate fi evitată. Efectul nociv al emisiei de CO₂ (gaz cu efect de seră) trebuie să se stăpânească prin captarea CO₂ la sursă.

Pentru a împiedica efectul negativ al emisiilor de dioxid de carbon provenit din activitățile industriale, concretizat prin schimbările climatice de încălzire a cîmii, experții pentru schimbări climatice ai IPCC (Intergovernmental Panel on Climate Change) au ajuns la concluzia că anual trebuie sechestrare și astfel împiedicare de a fi eliminate în atmosferă un volum de dioxid de carbon (de ordinul 3,7 miliarde tone pe an pînă în 2025 iar apoi pînă la 14,7 miliarde tone pe an).

Aceste cifre sunt imense și pentru a avea o imagine mai bună asupra dimensiunii lor se face precizarea că volumul de CO₂ care trebuie lichefiat anual poate ocupa de 45 de ori volumul lacului Lemman.

Dacă nu ar fi luată nici o măsură în scopul captării dioxidului de carbon avînd în vedere preconizatele rate de emisie în 2100 temperatura medie pe Terra ar urma să crească cu valori cuprinse între 2 și 6°C. Consecințele acestei creșteri de temperatură asupra mediului și omului sunt greu de prevăzut. Cu cunoștințele actuale în domeniu obiectivul sechestrării acestei imense cantități de CO₂ pare prea greu de realizat. În prezent numai dioxidul de carbon provenit de la sursele industriale de mari dimensiuni este luat în vedere a fi capturat. Dioxidul de carbon provenit din sectorul de transport sau cel provenit de la sursele individuale de încălzire este dificil de capturat. În cazul surselor mobile și casnice singura posibilitate de a evita producerea de CO₂ o reprezintă folosirea de combustibil fără conținut de carbon (ex: hidrogen produs într-o manieră nepoluantă).

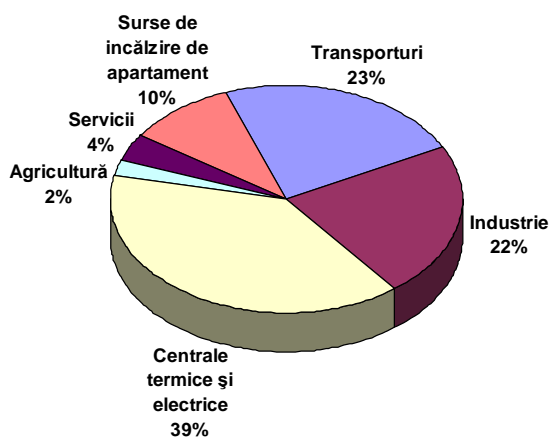


Fig. 1: Valori orientative ale cantităților de CO₂ emise anual (© IEA)

Rezultă că dioxidul de carbon este rezultat în special în sectorul energetic și al transporturilor în urma arderii combustibililor fosili, dar și din producerea de îngrășăminte, din industria alimentară și petrolieră, funcționarea serviciilor, inclusiv casnice. Se cunoaște efectul nociv global al prezenței și suplimentării continue a cantității de CO₂ dezvoltate din activități antropice. De aceea se caută soluții de evitare a eliminării în atmosferă a acestei emisii sau de reducere parțială a ei. Eficientizarea proceselor tehnologice și în speță a transformării energiilor este o cale, care, în prezent, se poate adopta la toate nivelele tehnologice. Utilizarea ciclurilor termodinamice avansate reprezintă o altă alternativă.

În general, principala problemă care apare la separarea dioxidului de carbon din gazele de ardere o reprezintă concentrația lui scăzută, care, în funcție de tipul de industrie care o generează, poate

varia între câteva procente și 20 %. Alte gaze ca și oxigenul, vaporii de apă și azotul pot, de asemenea, să coexiste, în diferite concentrații, în gazele de ardere. Pentru a separa dioxidul de carbon din gazele de ardere în scopul stocării lui, deci a evitării ca să mai ajungă în atmosfera liberă, și să cauzeze efectul de seră antropic, se cunosc trei soluții principale, care s-ar putea adopta:

Capturarea pre-combustie, prin tratarea combustibilului,
 Separarea în urma procedului de oxicomcombustie, prin tratarea oxidantului,
 Capturarea post-combustie.

Ținta actuală a cercetărilor se îndreaptă spre
 limitarea costurilor, eficientizarea procedeelor și realizarea de piloți industriali demonstrativi,
 soluționarea modalității ecologice, economice și lipsită de risc, pentru stocarea cantității de CO₂ captate.

Capturarea pre-combustie (0)

La acest tip de proces carbonul este transformat înainte de faza de combustie cu ajutorul unei instalații speciale în gaz de sinterizare – (un amestec de monoxid de carbon și hidrogen). Monoxidul de carbon prezent în amestecul gazos reacționează cu apa în rectorul de cracare, rezultând dioxid de carbon și hidrogen. Dioxidul de carbon este apoi separat de hidrogen care poate fi apoi folosit pentru a produce energie electrică sau căldură.

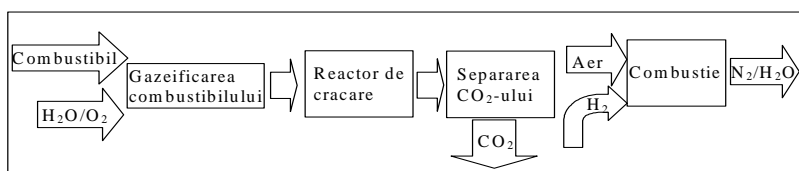


Fig. 2: Etapele care se parcurg pentru capturarea dioxidului de carbon în faza pre-combustie

Capturarea în urma combustiei cu conținut ridicat de oxigen (0). Aceasta tehnologie nu este o capturare în adevăratul sens al cuvântului. Astfel, această tehnologie își propune obținerea unui gaz de ardere cu un conținut ridicat de dioxid de carbon (până la 90 %), prin controlul componentelor care intra în procesul de combustie. Drept agent de oxidare se folosește oxigenul pur, iar rolul azotului este preluat de dioxidul de carbon obținut din reciclarea gazelor de ardere. Separarea oxigenului din aer se realizează în general folosind tehnica criogeniei, care este scumpă și mare consumatoare de energie. Pentru a intui astfel ca și o dimensiunea acestui consum, se face precizarea că pentru a furniza oxigen pur necesar pentru combustia unei termocentrale pe cărbune, care funcționează 800 ore pe an, se consuma 15 % din energia electrică totală generată de respectiva centrală.

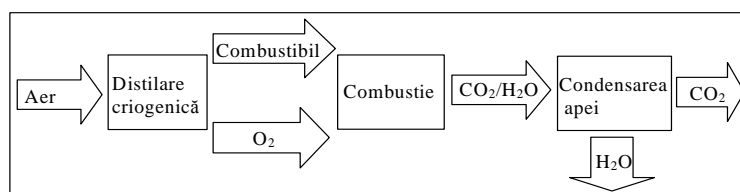


Fig. 3: Etapele care se parcurg pentru captarea dioxidului de carbon în cazul soluției de oxidare cu oxigen pur.

Capturarea în faza post-combustie

Capturarea în faza de post-combustie se aplică pentru extragerea dioxidului de carbon conținut în gazele de ardere. În 0 se prezintă schema de principiu a acestui procedeu. Se poate

aplica, fără a fi nevoie de modificării majore ale instalației de ardere existente. Cel mai des se folosește capturarea dioxidului de carbon folosind în general solvenți selectivi de tipul aminelor.

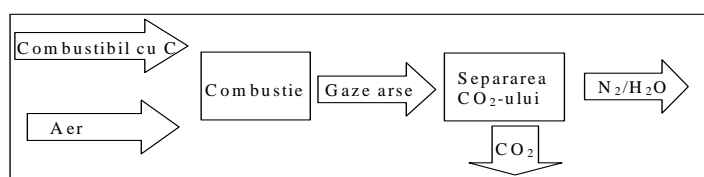


Fig. 4: Etapele care se parcurg pentru captarea dioxidului de carbon în faza post-combustie

În Tabelul următor se prezintă principalele caracteristici ale celor trei procedee din punct de vedere al avantajelor sau dezavantajelor fiecăruia.

Caracteristicile procedeeleor de captare a dioxidului de carbon

	Avantaje	Dezavantaje
Precombustie	<p>O concentrație mai ridicată a CO_2 decât la capturarea postcombustie cu 15-60%</p> <p>Presiunea ridicată a gazului rezultat (2-7) Mpa</p> <p>Din aceste două proprietăți rezultă că</p> <ul style="list-style-type: none"> - nu mai sunt necesari solvenți puternici - echipamentul este mult mai compact - potențial ridicat pentru separarea dioxidului de carbon 	<p>Nu există experiență în folosirea hidrogenului în producția centralelor termice</p> <ul style="list-style-type: none"> - necesită schimbări tehnice în proiectarea centralelor - procesarea combustibilului este necesară
Combustie cu oxigen	<p>Concentrație ridicată de dioxid de carbon în gazele de ardere</p> <ul style="list-style-type: none"> - sistem simplu de purificare a dioxidului de carbon <p>Eficiență ridicată</p>	<p>Necesită recircularea unei mari cantități de gaze de ardere pentru îmbogățirea în CO_2</p> <p>Necesită o cantitate ridicată de oxigen</p> <p>Producția la preț ridicat a oxigenului</p> <p>Consum mare de energie pentru separarea oxigenului din aer</p>
Postcombustie	<p>Se aplica în momentul de față în centralele termice</p> <ul style="list-style-type: none"> -necesită numai modificări 	<p>Concentrație scăzută a CO_2-ului în gazele de ardere și la presiune</p>

minore ale instalației	scăzută
-procesul de combustie nu este afectat	- echipament de mari dimensiuni
-metoda este foarte bine cunoscută(experiență de peste 60 ani)	- costul ridicat al energiei consumate
	-eficiență scăzută

Costul necesar captării dioxidului de carbon depinde de tehnologia și de volumul de gaz ce trebuie procesat. Ca și referință asupra prețului actual al captării dioxidului de carbon se consideră tehnologia de captare postcombustie folosind solvenți (cea mai dezvoltată soluție în momentul de față la scară industrială). Prețul pentru captarea unei tone de CO₂ la o centrală de 500 MW inclusiv comprimarea lui este cuprins între 30 și 90 Euro. Pe viitor se speră că prețul de capturare se va reduce la aproximativ 20 la 30 euro pe tona de CO₂ captată și comprimată.

28. S-a măsurat concentrația SO₂ în gazele de ardere și s-a obținut CM = 1 000 mg/m³, la o concentrație OM a oxigenului este 8 % și presiune normală. Gazele de ardere provin din arderea cărbunelui în stare de praf, evacuarea cenușii realizându-se în stare solidă. Să se calculeze concentrația raportată la conținutul de oxigen de referință.

R:

Concentrația CB, raportată la conținutul de referință al O₂ în gazele de ardere OB = 6 %, este:

$$C_{B(\text{raportată la } 6\% \text{ O}_2)} = \frac{21 - O_B}{21 - O_M} \cdot C_M = \frac{21 - 6}{21 - 8} \cdot 1000 = 1154 \text{ mg/m}^3$$

Recalcularea emisiilor sub formă de praf trebuie să ia în considerare, în afară de concentrația de oxigen, și temperatura de funcționare la care s-au făcut măsurătorile, deoarece instalațiile de determinare a concentrației de praf măsoară conținutul de praf pentru un m³ de gaz, în condițiile reale de funcționare, și nu în cele normale.

Relația de calcul este:

$$C_B = \frac{21 - O_B}{21 - O_M} \cdot \frac{273,15 + t}{273,15} \cdot C_M \text{ [mg/m}^3\text{N]}$$

în care:

- CM este valoarea măsurată a concentrației de praf, în mg/m³_N ;
- t — temperatura la care s-a măsurat concentrația, în °C.

Presiunea fiind normală nu impune corecție.

29. Concentrația de praf măsurată este CM = 30 mg/m³, cea de oxigen este OM = 8 %, iar temperatura în timpul măsurătorilor este 160 °C. Care este concentrația ce se raportează ?

R:

În urma recalculării, rezultă pentru arderea cărbunelui în stare de praf și evacuarea cenușii în stare solidă (OB = 6 %):

$$C_{B(\text{raportată la } 6\% \text{ O}_2 \text{ și } 0^\circ \text{C})} = \frac{21 - 6}{21 - 8} \cdot \frac{160 + 273,15}{273,15} = 54,9 \text{ mg/m}^3\text{N}$$

30. Comentați schema cu referire la calitatea emisiilor de SO₂. Indicați metodele de reducere și explicați procesele chimice și fizice care decurg și faceți referiri la cantitățile de aditiv necesare, funcție de eficiența de desulfurare scontată și o aplicație numerică uzuală.

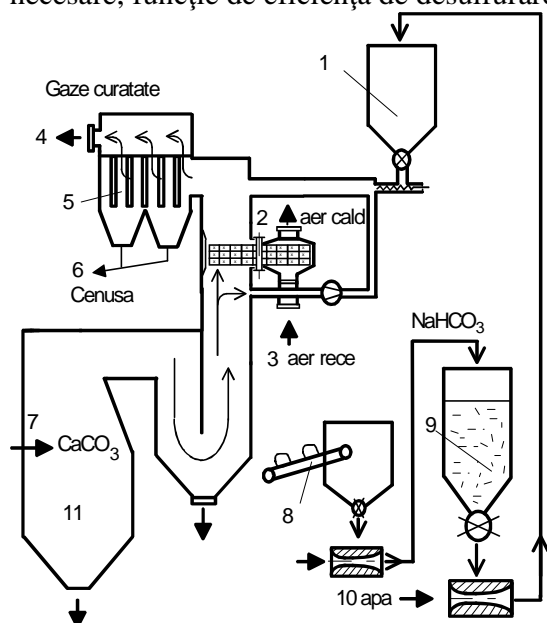


Figura: Schema instalației de desulfurare a gazelor de ardere:

1 – Echipament de dozare, 2 – Aer cald, 3 – Aer rece, 4 – Gaze de ardere curățite, 5 – Filtru cu saci, 6 – Cenușă, 7 – Pudră de calcar, 8 – instalație de descărcare a sacilor de NaHCO₃, 9 – Buncăr de NaHCO₃, 10 – Apă, 11 – Focar.

R:

Se folosește o combinație de procedee și anume:

- prima treaptă de desulfurare se asigură printr-un procedeu primar, injectând CaCO₃ sub formă de pulbere în focar, ceea ce are drept consecință reducerea cu circa 50 % a conținutului de SO_x în gazele de ardere;
- a doua treaptă de desulfurare se realizează printr-un procedeu secundar semiuscat.

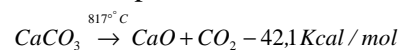
În prima treaptă:

La desulfurarea în focarele cazanelor se utilizează în general ca sorbenți calcarul (CaCO₃) sau dolomita (CaCO₃ și MgCO₃) ușor accesibili ca preț.

La introducerea în focar calcarul se descompune în oxid de calciu și dioxid de carbon. Acest proces are loc cu consum de căldură (reacție endotermă) la temperaturi relativ ridicate:

Desulfurarea primară este un proces energofag per global datorită raportului molar Ca/S mare (între 2 și 4) și eficienței reduse de desulfurare (în general între 40-50 % pentru cazanele clasice cu mori ventilator). De exemplu:

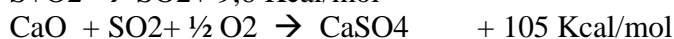
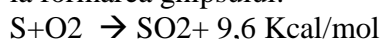
la descompunerea calcarului :



La un raport Ca/S = 3 înseamnă că la 1g de sulf se consumă 3g calciu (de fapt 7,5g CaCO₃ echivalent a 0,075 mol). Rezultă un consum de căldură de:

$$0,075 \times 42,1 = 3,15 \text{ Kcal}$$

la formarea ghipsului:



La arderea a 1g S, rezultă 0,3 Kcal (deși acest raport nu ar trebui luat în considerare pentru că oricum sulful este ars).

La eficiența de 50% se reține 0,5g sulf (adică 1g SO₂) și rezultă:

64g SO₂ → 105 Kcal

1g SO₂ → X = 105 : 64 = 1,6 Kcal

Ținând seama de cele două etape rezultatul global pentru desulfurarea SO₂ produs din arderea unui gram de sulf (la eficiența de desulfurare de 50%) este:

$Q = -3,15 + 0,3 + 1,6 = -1,25 \text{ Kcal/g S}$

Deci, se consumă 1,25 Kcal în procesul de desulfurare pentru 1g sulf.

Considerând un cazan de 420 t/h cu un consum de 200 t cărbune/h la un conținut de sulf de 1,5% (3 t sulf/h) rezultă un consum energetic de:

$Q_{\text{cal}} = 1,25 \text{ Kcal/g S} \times 3.000.000 \text{ gS/h} = 3.750.000 \text{ Kcal/h} = 3,75 \text{ Gcal/h}$

Consumul de calcar va fi (la un raport molar Ca/S = 3):

$Q_{\text{calcar}} = 7,5 \text{ gCaCO}_3/\text{gS} \times 3.000.000 \text{ gS/h} = 22.500.000 \text{ gCaCO}_3 = 22,5 \text{ t CaCO}_3/\text{h}$

Ținând seama de reacția globală:

$\text{CaCO}_3 + \text{SO}_2 \xrightarrow{1/2\text{O}_2} \text{CaSO}_4 + \text{CO}_2$

și de masele molare ale compușilor rezultă că, la 1g S, se produc 4,25 g CaSO₄ (ghips).

La eficiența de desulfurare de 50% rezultă că din cele 3 t sulf/h se consumă efectiv 1,5 t S/h și rezultă:

$1,5 \times 4,25 = 6,375 \text{ t CaSO}_4/\text{h}$

Ghipsul rezultat se va regăsi în cenușa obținută din arderea cărbunelui alături de calcarul nedescompus și oxidul de calciu nereacționat și va crește corespunzător solicitarea echipamentelor de evacuare și desprafuire.

La haldarea cenușilor rezultate va apărea avantajul fixării acestora (datorită rolului de liant al ghipsului) neexistând pericolul contaminării aerului din zonele limitrofe cu praf de cenușă antrenată de vânt.

În a doua treaptă:

Din canalul principal se prelevează, înainte de preîncălzitorul de aer, o parte din gazele de ardere și se injectează o soluție de NaHCO₃. În contact cu gazele de ardere calde se produc reacțiile:

$2 \text{NaHCO}_3 \rightarrow \text{Na}_2\text{CO}_3 + \text{CO}_2 + \text{H}_2\text{O}$

$\text{Na}_2\text{CO}_3 + \text{SO}_2 + 0,5 \text{O}_2 \rightarrow \text{Na}_2\text{SO}_4 + \text{CO}_2$

Sulfatul de sodiu format și praful de cenușă se rețin în filtrele sac. Se asigură astfel un grad de desulfurare de circa 80 %.

31. Care sunt mecanismele de formare a oxizilor de azot în instalațiile de ardere?

R:

Formarea oxizilor de azot în timpul arderii are loc pe baza azotului din aer și a azotului conținut în combustibil. Acest mecanism, spre deosebire de cel al formării de dioxid de sulf, poate fi controlat și "stăpânit", prin măsuri primare adecvate procesului de ardere.

Respectarea normelor privind nivelul maxim admis al emisiilor de oxizi de azot la coș se poate planifica, luând în considerare două aspecte:

1. controlul mecanismului de formare a oxizilor de azot (în special NO) în focar, prin măsuri primare, și
2. curățirea gazelor de ardere de oxizii de azot, prin măsuri secundare.

Instalațiile moderne de ardere (cazane, motoare cu ardere internă) aplică în general ambele posibilități.

În timpul arderii se formează în special monoxidul de azot (NO). Dioxidul de azot (NO₂) reprezintă, în general, sub 5 % din totalul oxizilor de azot formați, denumiți prescurtat NO_x. În literatură, nu există concordanță asupra acestei valori..

Emisia de oxizi de azot NO_x se exprimă în dioxid de azot NO₂ deoarece, deși, în flacără se formează cu precădere monoxid de azot, ulterior, în canalele de gaze și în atmosferă, acesta se transformă în dioxid de azot.

Se indică existența a trei mecanisme de formare a oxidului de azot (monoxidului de azot, în speță), și anume:

- mecanismul termic de formare a oxidului de azot din azotul din aerul necesar arderii,
- mecanismul de formare a oxidului de azot din azotul existent în compoziția combustibilului, și
- mecanismul formării oxidului de azot prompt sau timpuriu în urma interacțiunii radicalilor CN și CH cu moleculele de H₂, H₂O și N₂.

Deși în camerele de ardere (focare) nu se poate totdeauna preciza riguros care este ponderea fiecărui mecanism la formarea globală a oxidului de azot, sunt totuși importante cunoașterea și înțelegerea lor, pentru a se lua măsuri de evitare sau limitare a fenomenelor, care generează formarea de oxizi de azot, acționând asupra factorilor de influență specifici..

Principalii factori care influențează viteza și ponderea de desfășurare a mecanismelor sunt:

1. Parametrii de ardere: temperatura, concentrația oxigenului în zona de ardere și timpul de staționare;
2. Proprietățile combustibilului: puterea calorifică, conținutul de azot, conținutul în materii volatile și reactivitatea.

Cinetica reacțiilor cuprinde, pe lângă reacțiile de geneză a monoxidului de azot din azotul conținut de combustibil, și reacțiile de reducere a acestuia prin produsele rezultate din ardere, deci reacțiile de reformare a azotului și oxigenului molecular (N₂ și O₂).

Pentru mecanismul termic și prompt, geneza azotului din oxizii de azot este azotul molecular din aer. În cazul monoxidului de azot, având drept proveniență azotul din combustibil, se consideră că azotul provine din diferite combinații, existente inițial în combustibil.

Din numeroasele cercetări experimentale a rezultat unanim concluzia că, independent de tipul combinației inițiale a azotului în combustibil, monoxidul de azot se formează, în general, prin intermediul a doi compuși, de forma HCN, respectiv de forma NH_i.

Rezumativ se indică în tabelul următor principalele reacții chimice și factorii de influență care generează reducerea chimică a NO_x.

Formarea oxizilor de azot NO și NO₂.

Oxizii de azot		Zona de producere	Mecanismul reacției	Factorii de influență
NO	termic	– flacără, – zona de după reacție.	după Zeldovici: a) exces de aer: $O + N_2 = NO + N$ $N + O_2 = NO + O$ b) exces de combustibil: $N + OH = NO + H$	– concentrația de oxigen atomic, – timpul de reacție, – temperatură mai mare decât 1 300 °C.
	prompt	– flacără.	după Fenimore: $CN + H_2 = HCN^* + H$ $CN + H_2O = HCN^* + OH$ $CN + H_2 = HCN^* + H$	– concentrația de oxigen atomic, – coeficientul excesului de aer λ.

	din azotul din combustibil	– flacără	$\begin{array}{c} \text{N din combustibil} \rightarrow \text{HCN} \rightarrow \text{NCO} \rightarrow \text{NH}_3 \rightarrow \text{N}_2 \\ \downarrow \\ \text{N} \rightarrow \text{N}_2 \end{array}$	– concentrația azotului în combustibil, – concentrația oxigenului, – coeficientul de exces de aer λ – temperatura flăcării.
nN O2		– flacără.	după Fenimore: $\text{NO} + \text{H}_2\text{O} = \text{NO}_2 + \text{H}_2$	–încetinirea bruscă a reacției de ardere.
		– canale de gaze, – coș de fum,	după Bodenstein: $2 \text{NO} + \text{O}_2 = 2 \text{NO}_2$	– temperaturi $< 650^\circ \text{C}$, – concentrația oxigenului, – timpul de reacție.
		– atmosferă liberă.	$\text{NO}_2 + \text{ruv} = \text{NO} + \text{O}$ $\text{O} + \text{O}_2 + \text{M} = \text{O}_3 + \text{M}$ $\text{NO} + \text{O}_3 = \text{NO}_2 + \text{O}_2$	– concentrația oxigenului, – lumina solară, – timpul de reacție, – gradul de murdărire a atmosferei.

*) produse care se vor transforma (considera) în NOx.

32. Să se întocmească calculul de predimensionare a unui electrofiltru cunoscându-se următoarele date:

– combustibilul folosit este un amestec de uilă și mixte de uilă, având următoarea compoziție elementară:

$C=0,3915$, $H=0,0295$, $O=0,085$, $N=0,00175$, $Sc=0,0025$, $A=0,37525$ și $Wt=0,1145$;

– consumul de combustibil este: $B = 18,5 \text{ kg/s}$;

– coeficientul excesului de aer la coș este: $\lambda_c = 1,52$;

– temperatura gazelor de ardere la coș este: $t = 150^\circ \text{C}$;

– pierderea relativă de căldură este: $q_4 = 1,5\%$;

– presiunea atmosferică este: $p = 1013,3 \text{ mbar}$;

– depresiunea din electrofiltru este: $\Delta p = 15,4 \text{ mbar}$;

– conținutul de umiditate a aerului este: $d = 10 \text{ g/kg aer uscat}$;

– conținutul de praf în gazul filtrat: $C_f = 50 \text{ mg/m}_N^3$.

R:

În baza relațiilor cunoscute de la calculul arderii combustibililor se calculează:

– oxigenul minim necesar arderii perfecte:

$$O_{\min} = \frac{22,41}{12} \left[C + 3 \left(H - \frac{O - S}{8} \right) \right] = \frac{22,41}{12} \left[0,3915 + 3 \cdot \left(0,0295 - \frac{0,085 - 0,0025}{8} \right) \right] = 0,8386 \text{ m}_N^3 / \text{kg},$$

– aerul real:

$$L = \lambda \cdot \frac{O_{\min}}{0,21} = 1,52 \cdot \frac{0,8386}{0,21} = 6,07 \text{ m}_N^3 / \text{kg},$$

– cantitatea de bioxid de carbon:

$$V_{CO_2} = \frac{22,41}{12} \cdot C = \frac{22,41}{12} \cdot 1,52 = 0,731 \text{ m}_N^3 / \text{kg},$$

– cantitatea de bioxid de sulf:

$$V_{SO_2} = \frac{22,41}{32} \cdot S = \frac{22,41}{32} \cdot 0,0025 = 0,00175 \text{ m}_N^3 / \text{kg},$$

– cantitatea de oxigen liber:

$$V_{O_2} = (\lambda_c - 1) \cdot O_{min} = (1,52 - 1) \cdot 0,8386 = 0,436 \text{ m}_N^3 / \text{kg},$$

– cantitatea de azot:

$$V_{N_2} = \frac{22,41}{28} \cdot N + \frac{0,79}{0,21} \cdot \lambda_c \cdot O_{min} = 0,8 \cdot 0,00175 + \frac{0,79}{0,21} \cdot 1,52 \cdot 0,8386 = 4,7952 \text{ m}_N^3 / \text{kg},$$

– cantitatea de vapori de apă:

$$V_{H_2O} = \frac{22,41}{2} \cdot H + \frac{22,41}{18} \cdot W_i + \frac{L \cdot \rho_a^0 \cdot d}{1000 \cdot \rho_{H_2O}^0} = 11,2 \cdot 0,0295 + 1,245 \cdot 0,1145 + \frac{6,07 \cdot 1,293 \cdot 10}{1000 \cdot 0,804} = 0,5707 \text{ m}_N^3 / \text{kg},$$

– cantitatea de gaze totală:

$$V_{gt} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{O_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} = 0,731 + 0,00175 + 0,436 + 4,7952 + 0,5707 = 6,5347 \text{ m}_N^3 / \text{kg},$$

– debitul de gaze în condițiile din electrofiltru:

$$\dot{V} = B \cdot V_{gt} \cdot \frac{273+t}{273} \cdot \frac{p_0}{p_0 - \Delta p} = 18,5 \cdot 6,5347 \cdot \frac{273+150}{273} \cdot \frac{1013,3}{1013,3-15,4} = 190,7 \text{ m}^3 / \text{s}.$$

Dacă se consideră că fracțiunea de cenușă antrenată de gazele de ardere care părăsesc focarul este $x_a = 0,95$ și că în buncărul drumului al doilea se depune fracțiunea $a_l = 0,05$, atunci debitul de praf antrenat rezultă:

$$\dot{m}_{ps} = 10^3 \cdot \left(A + q_4 \cdot \frac{H_i}{32700} \right) \cdot (x_a - a_l) \cdot B = 10^3 \cdot \left(0,37525 + 0,015 \cdot \frac{15181}{32700} \right) (0,95 - 0,05) \cdot 18,5 = 6363,8 \text{ g/s},$$

în care puterea calorică inferioară a combustibilului s-a calculat cu relația:

$$H_i = 33800 \cdot C + 117085 \cdot [H - (O/8)] + 10450 \cdot S_c - 2509 \cdot W_i = 33800 \cdot 0,3915 + 117085 \cdot [0,0295 - (0,085/8)] + 10450 \cdot 0,0025 - 2509 \cdot 0,1145 = 15181 \text{ kJ/kg}.$$

Concentrația prafului în gazele de ardere la intrarea în electrofiltru este:

$$C_b = \frac{\dot{m}_{ps}}{\dot{V}} = \frac{6363,8}{190,7} = 33,37 \text{ g/m}_N^3.$$

Dacă se impune concentrația prafului în gazele de ardere evacuate la coș $C_f = 50 \text{ mg/m}_N^3$, gradul de separare al electrofiltrului trebuie să fie:

$$\eta_{EF} = \frac{C_b - C_f}{C_b} \cdot 100 = \frac{33,37 - 0,05}{33,37} \cdot 100 = 99,85 \%.$$

Dacă se acceptă valoarea vitezei de migrare a particulelor de praf $w = 5,6 \text{ cm/s}$, din relația lui Deutsch, se poate calcula valoarea suprafeței specifice de depunere:

$$f = \frac{\ln(1 - \eta_{EF})}{w} = \frac{\ln(1 - 0,9985)}{5,6 \cdot 10^{-2}} = 116,1 \text{ m}^2 / \text{m}^3 / \text{s},$$

respectiv suprafața totală a electrozilor de depunere:

$$A_{EF} = f \cdot \dot{V} = 116 \cdot 190,7 = 22140 \text{ m}^2.$$

Dacă se admite o viteză de circulație a gazelor $v = 1,5 \text{ m/s}$, înălțimea unui electrod de depunere $h = 8 \text{ m}$ și se consideră că pasul dintre panouri este $s = 0,3 \text{ m}$, atunci numărul canalelor de circulație a gazelor este:

$$n_c = \frac{\dot{V}}{h \cdot s \cdot v} = \frac{190,2}{8 \cdot 0,3 \cdot 1,5} = 53.$$

Lățimea electrofiltrului se poate determina în mod orientativ, admitând o mărire cu 20 % față de lățimea unui canal:

$$b = 1,2 \cdot n_c \cdot s = 1,2 \cdot 53 \cdot 0,3 = 19 \text{ m}.$$

Lungimea totală a panourilor de depunere este:

$$L_t = \frac{A_{EF}}{2(n_c - 1) \cdot h} = \frac{22\,140}{2 \cdot 52 \cdot 8} = 26,61 \text{ m.}$$

Lungimea electrofiltrului devine:

$$L = 1,2 \cdot L_t = 1,2 \cdot 26,61 \approx 32 \text{ m.}$$

Electrofiltrul se realizează din 6 câmpuri alimentate separat cu energie electrică și dispuse pe două rânduri paralele, a câte trei câmpuri în serie. Lungimea unui câmp va fi:

$$L_c = (1/3) \cdot L_t = 26,61/3 = 8,87 \text{ m.}$$

33. Să se predimensioneze instalația de filtre cu saci pentru un grup energetic cu puterea $P = 25 \text{ MW}_e$, dacă se cunosc următoarele caracteristici:

- randamentul cazanului: $\eta_c = 0,84$;
- randamentul de transport al conductelor: $\eta_{cond} = 0,98$;
- randamentul termic al ciclului: $\eta_t = 0,36$;
- randamentul mecanic: $\eta_m = 0,99$;
- randamentul generatorului: $\eta_G = 0,98$;
- compoziția elementară a cărbunelui:
 $C_i = 35,2 \%$, $H_i = 3 \%$, $S_i = 1,3 \%$, $O_i = 13,4 \%$, $N_i = 0,7 \%$, $W_i = 31,8 \%$, $A_i = 14,6 \%$;
- temperatura gazelor la coș: $t_{gc} = 160 \text{ }^\circ\text{C}$;
- conținutul de umiditate al aerului: $d = 10 \text{ g/kg}$ aer uscat.;
- coeficientul excesului de aer la coș: $\lambda_c = 1,5$;
- arderea cărbunelui în stare pulverizată, cu evacuarea cenușii din focar în stare pulverulentă;
- desulfurarea gazelor se realizează prin injecție de praf de calcar în focar.

R:

Puterea calorică inferioară, raportată la proba inițială este:

$$H_i^i = 33\,800 \cdot C^i + 117\,085 \cdot [H^i - (O^i/8)] + 10\,450 \cdot S_c^i - 2\,509 \cdot W_i^i = \\ = 33\,800 \cdot 0,352 + 117\,085 \cdot (0,03 - 0,134/8) + 10\,450 \cdot 0,013 - 2\,509 \cdot 0,318 = 12\,728 \text{ kJ/kg.}$$

Oxygenul minim necesar arderii perfecte este:

$$O_{min} = \frac{22,41}{12} \left[C + 3 \left(H - \frac{O - S}{8} \right) \right] = \frac{22,41}{12} \left[0,352 + 3 \cdot \left(0,03 - \frac{0,134 - 0,013}{8} \right) \right] = 0,7405 \text{ m}_N^3 / \text{kg.}$$

Aerul necesar arderii este:

$$L = \lambda \cdot \frac{O_{min}}{0,21} = 1,5 \cdot \frac{0,7405}{0,21} = 3,5262 \text{ m}_N^3 / \text{kg.}$$

Produsele arderii perfecte sunt:

– cantitatea de bioxid de carbon:

$$V_{CO_2} = \frac{22,41}{12} \cdot C = \frac{22,41}{12} \cdot 0,352 = 0,65736 \text{ m}_N^3 / \text{kg.}$$

– cantitatea de bioxid de sulf:

$$V_{SO_2} = \frac{22,41}{32} \cdot S = \frac{22,41}{32} \cdot 0,013 = 0,00910 \text{ m}_N^3 / \text{kg.}$$

– cantitatea de oxigen liber:

$$V_{O_2} = (\lambda_c - 1) \cdot O_{min} = (1,5 - 1) \cdot 0,7405 = 0,37025 \text{ m}_N^3 / \text{kg.}$$

– cantitatea de azot:

$$V_{N_2} = \frac{22,41}{28} \cdot N + \frac{0,79}{0,21} \cdot \lambda_c \cdot O_{min} = 0,8 \cdot 0,007 + \frac{0,79}{0,21} \cdot 1,5 \cdot 0,7405 = 4,1785 \text{ m}_N^3 / \text{kg.}$$

– cantitatea de vapori de apă:

$$V_{H_2O} = \frac{22,41}{2} \cdot H + \frac{22,41}{18} \cdot W_t + \frac{L \cdot \rho_a^0 \cdot d}{1000 \cdot \rho_{H_2O}^0} = 11,205 \cdot 0,03 + 1,245 \cdot 0,318 + \frac{3,5262 \cdot 1,293 \cdot 10}{1000 \cdot 0,804} = 0,81712 \text{ m}_N^3/\text{kg}.$$

Prin însumare se obține cantitatea de gaze totală:

$$V_{gt} = V_{CO_2} + V_{SO_2} + V_{O_2} + V_{N_2} + V_{H_2O} = 0,65736 + 0,0091 + 0,37025 + 4,1785 + 0,81712 = 6,03236 \text{ m}_N^3/\text{kg},$$

Conținutul de

praf în gazul brut este:

$$m_p = \frac{x_a \cdot A \cdot (1 - a_1) \cdot 1000}{V_{gt} \cdot \frac{t_c + 273}{273}} = \frac{0,95 \cdot 0,146 \cdot (1 - 0,1) \cdot 1000}{6,03236 \cdot \frac{160 + 273}{273}} = 13,0468 \text{ g/m}^3,$$

în care:

x_a este partea de cenușă antrenată de gazele de ardere care părăsesc focarul, egală cu 0,95;

a_1 – cota parte de cenușă separată din gaze și colectată în drumul al doilea de gaze, egală cu 0,1.

Consumul specific de căldură se calculează cu relația indicată în [31]:

$$q = \frac{1}{\eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_G} = \frac{1}{0,36 \cdot 0,99 \cdot 0,98} = 2,8631 \text{ kJ/kJ}.$$

Din expresia fluxului total de căldură:

$$\dot{Q} = P \cdot q = \eta_c \cdot \eta_{cond} \cdot B \cdot H_i^i,$$

rezultă consumul de combustibil:

$$B = \frac{P \cdot q}{\eta_c \cdot \eta_{cond} \cdot H_i^i} = \frac{25000 \cdot 2,8631}{0,84 \cdot 0,98 \cdot 12728} = 6,83 \text{ kg/s}.$$

$$B = \frac{P \cdot q}{\eta_c \cdot \eta_{cond} \cdot H_i^i} = \frac{25000 \cdot 2,8631}{0,84 \cdot 0,98 \cdot 12728} = 6,83 \text{ kg/s}.$$

Debitul gazelor de ardere este:

$$\dot{V}_g = B \cdot (V_{gt})_{\lambda_c} \cdot \frac{273 + t_c}{273} = 6,83 \cdot 6,03236 \cdot \frac{273 + 160}{273} = 65,348 \text{ m}^3/\text{s} = 3920,886 \text{ m}^3/\text{min}.$$

Dacă se alege sarcina suprafeței filtrante:

$$\frac{\dot{V}_g}{S_f} = 1,1 \text{ m}^3/\text{m}^2 \cdot \text{min},$$

rezultă suprafața totală a filtrului:

$$S_f = \frac{\dot{V}_g}{1,1} = \frac{3920,886}{1,1} = 3564,44 \text{ m}^2.$$

Suprafața filtrantă a unui sac cu $\Phi = 0,3 \text{ m}$ și $h = 9 \text{ m}$ fiind:

$$A_{sac} = \pi \cdot 0,3 \cdot 9 = 8,478 \text{ m}^2,$$

rezultă numărul necesar de saci:

$$\eta = \frac{S_f}{A_{sac}} = \frac{3564,44}{8,478} = 420 \text{ bucati},$$

Viteza de traversare a gazelor prin suprafața filtrantă este:

$$w = \frac{\dot{V}_g \cdot 10^2}{n \cdot A_{sac}} = \frac{65,348 \cdot 10^2}{420 \cdot 8,478} = 1,835 \text{ cm/s}.$$

34. Comentați prin comparație (Figura 1 cu Figura 2), identificând cele două scheme funcționale legate de procesul de epurare a gazelor de ardere

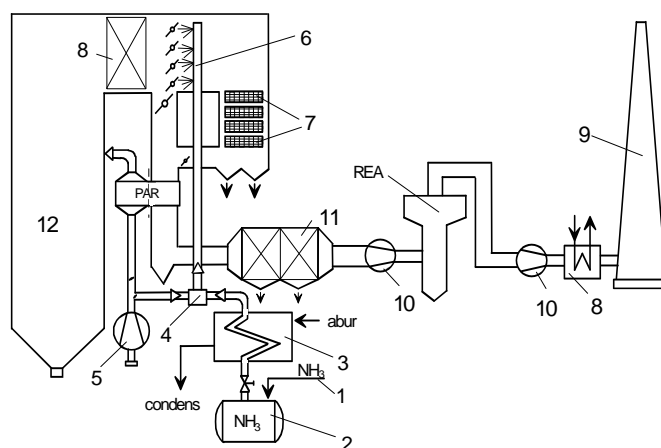


Fig. 1: Schema unei instalații SCR, (high dust) cuplată înaintea instalației de desulfurare:

1 – Conducta de alimentare, 2 – Rezervor de amoniac lichid, 3 – încălzitor, 4 – Amestecător, 5 – Ventilator de aer, 6 – Diuze, 7 – Catalizator, 8 – Schimbător de căldură, 9 – Coș de fum, 10 – Ventilator de gaze de ardere, 11 – Filtru, 12 – Focar.

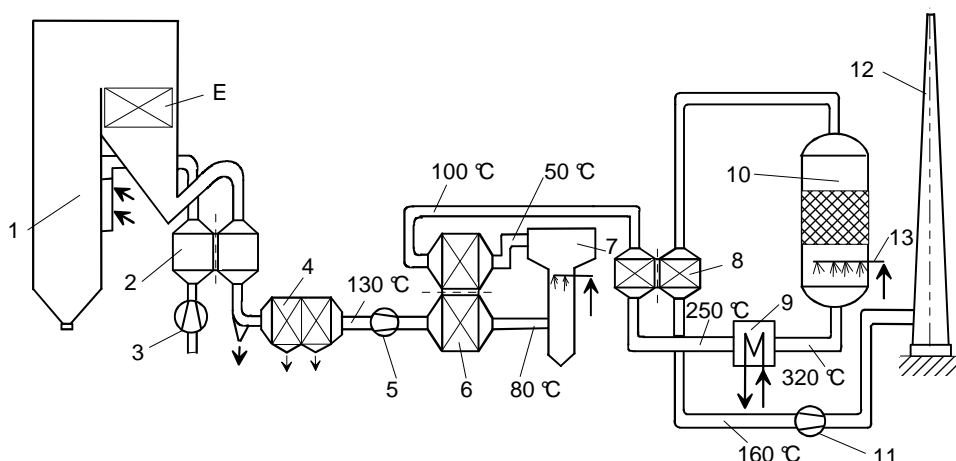
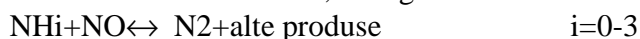


Fig. 2: Instalație DENOX cu amplasarea reactorului SCR în sistem low dust după filtrul de praf și instalația REA:

1 – Cazan, 2 – PAR, 3 – Ventilator de aer, 4 – Electrofiltru, 5 și 11 – Vantiloatoare de gaze, 6, 8 – Schimbătoare de căldură, 7 – instalație de desulfurare pe cale umedă (REA), 9 – Preîncălzitor, 10 – instalație DENOX, 12 – Coș de fum, 13 – Conductă pentru injecția de amoniac și aer, E – Ecran.

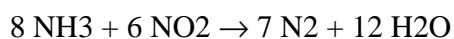
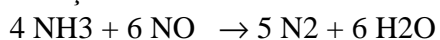
R:

Se cunoaște că radicalii NH_i au putere reducătoare asupra oxizilor de azot. Reacția clasică de reducere este cu amoniac, care generează radicalul NH_i :

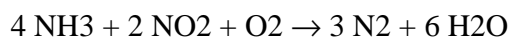


Reacțiile de reducere (eliminare) a oxizilor de azot în gazele de ardere sunt descrise de Rosenberg [18], pe larg,

Reacțiile de reducere a oxizilor de azot sunt, în principal următoarele:



În prezența oxigenului, se mărește gradul de reducere, și anume:



În condiții nefavorabile (temperaturi înalte, exces foarte mare de aer) se poate produce însă și o oxidare nedorită a amoniacului, cu formarea suplimentară de NO:



În general, o instalație DENOX, care funcționează după principiul SCR (reducere catalitică selectivă), poate fi cuplată (amplasată) înainte sau după instalația de desulfurare umedă (REA).

Figura 1: Amoniacul lichid, adus în rezervorul 2 prin conducta 1, este trecut printr-un schimbător de căldură cu abur 3, unde primește căldura necesară vaporizării. Amoniacul în stare gazoasă se amestecă apoi cu aer (în cazul de față) și, împreună, se injectează în curentul de gaze de ardere.

Gazele de ardere în care se injectează amoniacul conțin, în situația prezentată în figura 4.30, cenușă și oxizi de sulf.

Catalizatorul este asamblat din module tip fagure sau plăci dispuse în mai multe straturi.

În general modulul tip fagure constă dintr-un material ceramic, care conține catalizatorul activ : (TiO₂ – V₂O₅) sau (TiO₂ – V₂O₅ – WO₃).

În unele cazuri, masa catalizatorului se prezintă și sub formă de structuri de plăci plate, dispuse la o distanță de 6 mm una de alta.

Catalizatorul sistem fagure se fabrică în două variante, și anume:

– cu secțiunea canalului de curgere a gazelor de 6 x 6 mm, atunci când este dispus înainte de PAR;

– cu secțiunea canalului de curgere de 3,4 x 3,4 mm, atunci când este dispus după REA.

Se cunosc două variante constructive ale SCR.

Sistemul high dust, prezentat schematic în figura 2 când gazele de ardere nedesprăfuite trec întâi prin catalizator, caz în care electrofiltrul este unul normal, iar instalația de desulfurare, în cazul în care urmează celei de denoxare, nu va trebui să suporte decât concentrații reduse de amoniac; dezavantajele procedurii constau în gabaritul sporit și durata de viață mai redusă ale catalizatorului, respectiv cenușa conține amoniac.

Sistemul low dust are ca amoniacul nu mai ajunge în electrofiltru și regimul de lucru (gabarit și durată) ale catalizatorului sunt îmbunătățite; dezavantajele sunt legate de faptul că electrofiltrul trebuie să funcționeze la temperaturi înalte, existând riscul înfundării lui cu sulfat de amoniu și praf fin, iar în stația de desulfurare, în cazul că este amplasată după, va exista o concentrație considerabilă de amoniac. În această situație catalizatorul lucrează cu gaze desprăfuite și desulfurate, deci în condiții incomparabil mai bune decât în cazul din Figurii 1. Schema prezentată în Figura 2 este mai complexă decât cea din Figura 1, și necesită, în plus, două schimbătoare de căldură de tip regenerativ, ce reclamă un spațiu mare de amplasare.

Gradul de reducere R al concentrației de NO_x din gazele de ardere depinde de volumul catalizatorului (suprafața sa de contact cu gazele de ardere), de activitatea acestuia și de "scăparile" de amoniac (emisii secundare). Gradul de reducere R este dat de relația:

$$R_{\text{NO}_x} = \frac{\text{NO}_{x_{\text{int. ini.}}} - \text{NO}_{x_{\text{sc. ini.}}}}{\text{NO}_{x_{\text{int. ini.}}}} \cdot 100 \text{ [\%]}$$

35. Presiunea în camera de ardere unui m.a.i. în faza de destindere este de 65 bar, iar în carter este de 1 bar. Să se calculeze forța ce acționează asupra grupului piston datorită presiunii gazelor știind că suprafața pistonului este de 0.03 m².

R:

$$F_p = S \cdot (p_g - p_c)$$

Unde p_g presiunea gazelor din camera de ardere iar p_c presiunea gazelor din carter
 $F_p = 192000 \text{ N}$

36. Se consideră un motor care are lungimea bielei de 30cm iar raza manivelei de 0.01m. Să se calculeze viteza pistonului în punctele moarte.

R:

$v = 0 \text{ m/s}$

37. Să se calculeze forța din bielă (m.a.i.), știind că forța totală care acționează asupra grupului piston este de 1.5MN iar unghiul dintre axa bielei și axa pistonului este de 60 grade.

R:

$$F_b = \frac{F_{tp}}{\cos(\beta)}$$

Unde F_b forța din bielă, F_{tp} forța totală ce acționează asupra grupului piston, iar β unghiul dintre axa bielei și cea a pistonului

38. Care este momentul la cupla unui monocilindru, neglijând pierderile, dacă forța tangențială ce acționează asupra fusului maneton este de 5kN iar raza manivelei este de 10cm.

R:

$M = F \cdot r$; $M = 50 \text{ Nm}$

39. Cât este momentul rezistent (datorită frecărilor interne) în cazul unui monocilindru care funcționează în gol dacă forța tangențială ce acționează asupra fusului maneton este de 50N iar raza manivelei este de 10cm.

R:

La mers în gol momentul la cupla motorului este zero ca urmare momentul rezistent este egal cu momentul generat de motor adică $M = F \cdot r$; $M = 0,5 \text{ Nm}$

40. Automobilul A rulează timp de o oră, uniform, consumând 6 litri de benzină cu densitatea de 0.7 kg/dm^3 funcționând cu un coeficient al excesului de aer unitar. Automobilul B consumă tot uniform, într-o oră, 4 litri de motorină cu densitatea de 0.8 kg/dm^3 dar cu un coeficient al excesului de aer egal cu 2. Deduceți care dintre cele două autovehicule consumă mai mult aer din atmosferă. (admitem că raportul stoechiometric aer/carburant este de 15 pt. benzină și 14.5 pentru motorină)

R:

Automobilele funcționează uniform cu un coeficient al excesului de aer λ constant. Conform definiției coeficientul excesului de aer λ este:

$$\lambda = \frac{m_a}{m_c} \frac{1}{\left(\frac{m_a}{m_c} \right)_{st}}$$

unde m_c este doza ciclică de carburant și m_a este doza ciclică de aer. Pe parcursul unei ore motorul efectuează N cicluri, și consumă masa $M_c = N m_c$ de carburant și masa $M_a = N m_a$ de aer, astfel putem scrie:

$$\lambda = \frac{N m_a}{N m_c} \frac{1}{\left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{st}} = \frac{M_a}{M_c} \frac{1}{\left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{st}}$$

Daca V este volumul de carburant consumat de motorul automobilului intr-o ora (cunoscut) si ρ densitatea carburantului atunci masa M_c a carburantului consumat este:

$$M_c = \rho V$$

Rezulta astfel ca masa de aer consumata intr-o ora este:

$$M_a = \lambda (\rho V) \left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{st}$$

Aplicand acest rationament celor doua automobile obtinem (indicii A respectiv B ce apar la paranteze semnifica faptul ca marimile din paranteze se refera la automobilul A respectiv la automobilul B):

$$\frac{(M_a)_A}{(M_a)_B} = \frac{\left(\lambda (\rho V) \left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{st}\right)_A}{\left(\lambda (\rho V) \left(\frac{m_a}{m_c}\right)_{st}\right)_B} = \frac{1 \times 0.7 \times 6 \times 15}{2 \times 0.8 \times 4 \times 14.5} = 0.6789$$

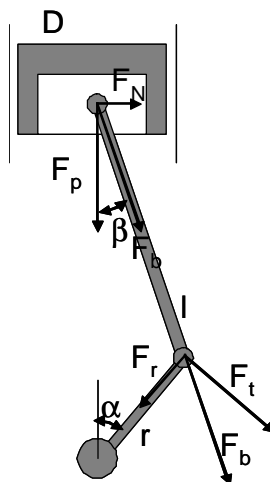
Deci motorul B consuma mai mult aer decat motorul A.

41. Presiunea în camera de ardere unui m.a.i. în faza de destindere este de 65 bar, iar în carter este de 1 bar.

Să se calculeze:

- forța ce acționează asupra grupului piston datorită presiunii gazelor știind că suprafața pistonului este de 0.03 m^2 .
- forța totală ce acționează asupra grupului piston știind ca masa grupului piston este de 500g iar accelerația este de 100 m/s^2
- forța din biela si forța normala pe cilindru știind ca unghiul dintre biela si axa pistonului este de 30 de grade.

R:



a. Forța gazelor este:

$$F_g = S \cdot (p_g - p_c)$$

Unde p_g presiunea gazelor din camera de ardere iar p_c presiunea gazelor din carter
 $F_g = 192000 \text{ N}$

b. Forța totală ce acționează asupra grupului piston este:

$$F_p = F_g + F_a = F_g + m_p \cdot a$$

unde F_a este forța de inerție ce acționează asupra grupului piston:
 $F_p = 192050 \text{ N}$

c. Forța din biela și cea normală se calculează cu formulele conform reguli de descompunere a forțelor prezentat în figura

$$F_b = \frac{F_p}{\cos(\beta)}; F_N = F_p \cdot \tan(\beta)$$

$F_b = 221760 \text{ N}; F_N = 110880 \text{ N}$

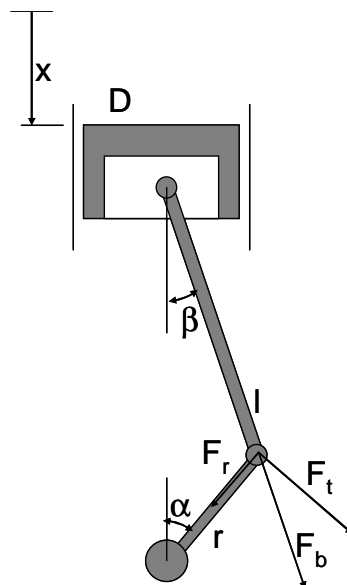
42. Se consideră un motor care are lungimea bielei de 30cm iar raza manivelei de 0.01m iar arborele cotit se afla la 30 grade RAC. Să se calculeze:

a. poziția pistonului

b. viteza pistonului în punctele moarte.

c. forța tangențială ce acționează asupra fusului maneton dacă forța din biela este de 50MN

R:



a) Geometric se poate deduce ca poziția pistonului este data de relația

$$x = l + r - r \cdot \cos(\alpha) - l \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\alpha)\right)^2}$$

$$x=0.0176 \text{ m}$$

b) datorita faptului ca in punctele moarte pistonul își schimbă sensul de mers viteza in aceste puncte este zero , $v=0 \text{ m/s}$

c) forța tangențială se calculează cu formula:

$$F_t = F_b \cdot \sin(\alpha + \beta)$$

$$\text{unde } \beta = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\alpha)\right)$$

$$\beta=0.167 \text{ rad}, F_t=24.69 \text{ MN}$$

43. Să se calculeze forța din bielă (m.a.i.), știind că forța totală care acționează asupra grupului piston este de 1.5MN iar unghiul dintre axa bielei și axa pistonului este de 60 grade.

R:

$$F_b = \frac{F_{tp}}{\cos(\beta)}$$

Unde F_b forța din bielă, F_{tp} forța totală ce acționează asupra grupului piston, iar β unghiul dintre axa bielei și cea a pistonului

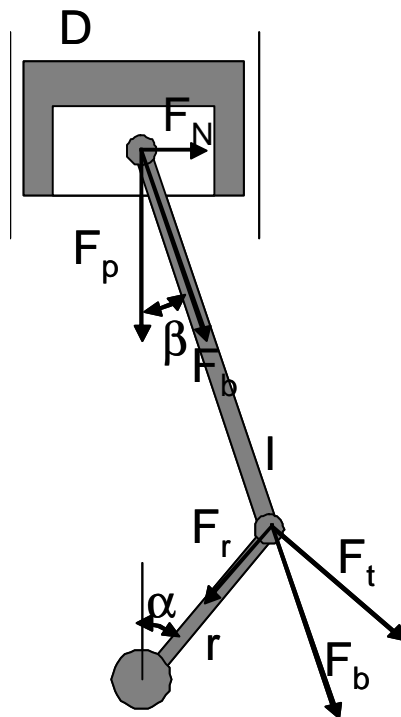
44. Care este momentul la cupla unui monocilindru, neglijând pierderile, dacă forța tangențială ce acționează asupra fusului maneton este de 5kN iar raza manivelei este de 10cm.

R:

$$M=F \cdot r; M=50 \text{ Nm}$$

45. Cât este momentul rezistent (datorită frecărilor interne) în cazul unui monocilindru care funcționează în gol dacă forța totală ce acționează asupra grupului piston este de 2kN, lungimea bielei este de 30 cm, raza manivelei este de 0.1m iar arborele cotit se alfa la 30 grade RAC.

R: La mers în gol momentul la cupla motorului este zero ca urmare momentul rezistent este egal cu momentul generat de motor adică :



Momentul generat datorita presiunii gazelor din cilindru este:

$$M = F_t \cdot r$$

unde F_t este forța tangențială iar r este raza manivelei

Forța tangențială se calculează pe baza forței din biela

$$F_t = F_b \cdot \sin(\alpha + \beta)$$

unde F_b este forța din biela iar β este unghiul dintre biela și axa cilindrului și se determina cu

relația $\beta = \arcsin\left(\frac{r}{l} \cdot \sin(\alpha)\right)$, $\beta = 0.167$ rad

iar forța din biela se determina cu relația

$$F_b = \frac{F_p}{\cos(\beta)}$$

unde F_p este forța de presiune a gazelor.

$$F_b = 2028.37 \text{ N}$$

$$F_t = 1001.71 \text{ N}$$

$$M = 100.171 \text{ Nm}$$

Board SET

22.02.2011